

**І.А.Вікович , Б.М.Дівесв, Т.Б.Коваль, В.Є.Мартин  
НУ "Львівська політехніка"**

### **ЗАСТОСУВАННЯ РІЗНОГО ТИПУ МАЯТНИКОВИХ ДИНАМІЧНИХ ГАСНИКІВ КОЛИВАНЬ**

*В статті розглядаються методи розрахунку та оптимізації різного типу динамічних гасників коливань маятникового типу для зменшення вібрації подовгастих елементів. Представлені дискретно-континуальні моделі динаміки великогабаритних подовгастих елементів на базі теорії балки Тимошенка з присоединеними дискретними елементами. Отримані алгоритми зменшення вібрації подовгастих елементів машин. Основна мета даної роботи є дослідження і оптимізація динамічних гасників коливань різного типу. Розроблено методику оптимізації динамічних гасників коливань для зменшення надмірної вібрації системи балок Тимошенка при гармонійному та ударному змушенні.*

**Ключові слова:** динамічний гасник коливань, маятникового типу, подовгастий елемент, система мас і пружин, адаптивні схеми, оптимізація

*Рис.6. Форм. 12. Літ 8.*

**И.А.Викович , Б.М.Дивеев, Т.Б.Коваль, В.Е.Мартын**

### **ПРИМЕНЕНИЕ РАЗНОГО ТИПА МАЯТНИКОВЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ**

*В статье рассматриваются методы расчета и оптимизации различного типа динамических гасителей колебаний маятникового типа для уменьшения вибрации продолговатых элементов. Представлены дискретно - континуальные модели динамики крупногабаритных продолговатых элементов на базе теории балки Тимошенко с присоединенными дискретными элементами. Полученные алгоритмы уменьшения вибрации продолговатых элементов машин. Основная цель данной работы является исследование и оптимизация динамических гасителей колебаний различного типа. Разработана методика оптимизации динамических гасителей колебаний для уменьшения чрезмерной вибрации системы балок Тимошенко при гармоническом и ударном возбуждении.*

**Ключевые слова :** динамический гаситель колебаний, маятникового типа, продолговатый элемент, система масс и пружин, адаптивные схемы, оптимизация

**I.Vikovych, B.Diveyev, T.Koval, V.Martyn**

### **DIFFERENT TYPE PENDULUM TYPE DYNAMIC VIBRATION ABSORBERS APPLICATION**

*The paper deals with the methods of calculation and optimization of pendulum type dynamic vibration absorbers for elongated elements vibration decreasing. The discrete-continue models of elongated overall elements based on Timoshenko beam theory with the attached discrete elements are offered. The algorithms for vibration decreasing of elongated machine elements are received. The main aim of this paper is different type dynamic vibration absorbers investigation and optimization. A technique is developed to give the optimal dynamic vibration absorbers for the elimination of excessive vibration in harmonic and impact forced Timoshenko beams system.*

**Key words:** dynamic vibration absorber, pendulum type, elongated elements, spring-mass system, Timoshenko beam, adaptive schemes, optimization

**Вступ.** Вібрація в машинах і спорудах відіграє негативну роль, за виключенням класу машин, що використовують вібрацію для здійснення технологічних процесів (вібротранспортери, віброущільнювачі, віброоброблювальні машини тощо). Вібрація діє негативно як на споруди та машини, так і на людину. Близько 70% конструкцій руйнуються внаслідок впливу вібрації. Небезпечна вібрація і для організму людини. Вона викликає різноманітні захворювання і значно знижує рівень комфортності навіть при незначних амплітудах коливань. Ефективним способом зменшення рівнів вібрації є динамічний гасник коливань (ДГК).

**Аналіз останніх досліджень.** ДГК широко застосовуються в техніці [1,2]. ДГК бувають різних типів. Однак основний принцип функціонування ДГК – це поглинання вібраційної енергії за рахунок приєднання до основної конструкції додаткових мас на пружинах. При відповідному налаштуванні ці маси інтенсивно коливаються і поглинають значну частину енергії.

ДГК поділяються на пасивні, активні та напіваактивні. Пасивні ДГК можна у першому наближенні вважати еквівалентними масі на пружині. Активні ДГК містять додаткове джерело

**©І.А.Вікович , Б.М.Дівесв, Т.Б.Коваль, В.Є.Мартин**

енергії, яке діє у протифазі зі збурюючою силою. Напівактивні (адаптивні) ДГК містять ланку керування пружним або демпфуючим елементом. Проте два останні різновиди неодмінно використовують як конструктивний елемент деякий пасивний ДГК. Тобто, в усіх випадках при розв'язанні задачі оптимального проектування ДГК виникає задача оптимізації його конструкції. Проте при широкому частотному спектрі зовнішніх збурень, що викликаються різноманітними чинниками, можливе виникнення резонансних коливань. Пасивні ДГК довгий час широко використовуються у будівництві для захисту висотних споруд від вітрових та сейсмічних навантажень [3]. Широко застосовуються ДГК маятникового типу.

У даній роботі запропоновано алгоритм розрахунку подовгастих елементів машин на основі використання теорії балки Тимошенка змінного перерізу [4]. Застосовуються дискретно-континуальні моделі [5-8], що враховують гнучкість елементів конструкції, а, особливо, гнучкість великогабаритних подовгастих штанг обприскувачів, стріл пожежних машин, веж пересувних бурових установок, тощо.

**Постановка задачі.** Часто конструкцію можна схематизувати при розрахунку вібраційних навантажень як з'єднання одного континуального елемента з декількома дискретними (рис. 1).

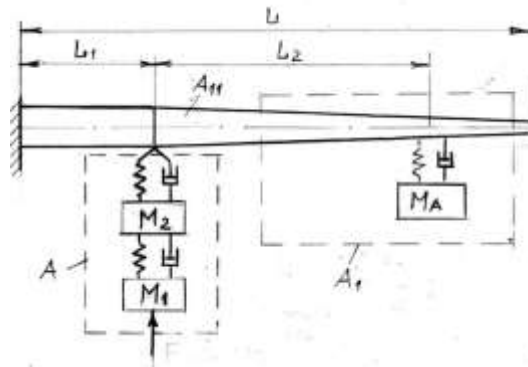


Рис 1. З'єднання одного континуального елемента з декількома дискретними

Розглянемо випадок, коли до подовгастого континуального елемента  $A_c$  приєднані деякі дискретні елементи не лише на краях, але й у точках  $X_i$  посередині прольоту. Можна застосувати як координатні функції деяку систему функцій, що задані одним аналітичним виразом на всій довжині  $A_c$ . При розгляді конструкційних подовгастих елементів, що мають складний переріз більш адекватною, особливо при динамічному навантаженні, є розрахункова схема (Р.С.), що базується на балці Тимошенка [4]. У цій Р.С. для одновимірного континуального елемента приймається гіпотеза

$$U(X, Y, Z) = U_0(X) + \gamma(X)Z, W(X, Y, Z) = W_0(X). \quad (1)$$

При підстановці цих співвідношень у варіаційне рівняння принципу Гамільтона-Остроградського отримуємо таке співвідношення:

$$\int_0^L \left( EI \frac{\partial \gamma}{\partial x} \delta \frac{\partial \gamma}{\partial x} + GF \left( \gamma + \frac{\partial W}{\partial x} \right) \delta \gamma + \rho I \frac{\partial^2 \gamma}{\partial t^2} \delta \gamma + GF \left( \gamma + \frac{\partial W}{\partial x} \right) \delta \frac{\partial W}{\partial x} + \rho F \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} \delta W \right) dx = F \quad (2)$$

$F$  - це зусилля викликані як реакціями в затисненнях, так і активними зовнішніми збуреннями та пасивними інерційними від приєднаних до  $A_c$  жорстких масивних тіл  $A_m^i$ . Якщо вважати реакції у затисненнях Вінклерівськими (пропорційними стиску-розтягу), а  $A_m^i$  жорстко приєднаними до  $A_c$ , то отримаємо рівняння для  $F$ :

$$F = \int_0^{L_2} E_k(x) \cdot (W - W_0) \delta W \cdot dx + E_\ell(W(x_\ell) - W_0(x_\ell)) \delta W(x_\ell) + \sum_{m=1}^{M_i} \left( I_m \cdot \frac{\partial^2 \gamma(x_m)}{\partial t^2} \right) \delta(x_m) + \sum_{m=1}^{M_i} \left( m_m \cdot \frac{\partial^2 W(x_m)}{\partial t^2} \right) \delta W(x_m). \quad (3)$$

Тут  $E_k$  – коефіцієнти “постелі” закріплення  $A_c$ ,  $W_0$  – задане поперечне збурення,  $I_m$ ,  $M_m$  – відповідно моменти інерції (у площині коливань) та маси приєднаних жорстких тіл.

За координатні функції можна вибрати відрізки степеневих рядів. Візьмемо такі розклади:

$$W = q_i^w(t) \cdot x^i, \quad \gamma = q_i^\gamma \cdot x^{(i-1)}. \quad (4)$$

При підстановці (4) в (2) із врахуванням (1) отримаємо систему звичайних диференціальних рівнянь на невідомі функції  $q$

$$M_\gamma \frac{d^2 \vec{\gamma}}{d \cdot t^2} = K_\gamma \cdot \vec{\gamma} + K_w^\gamma \cdot \vec{w}; \quad M_w \frac{d^2 \vec{w}}{d \cdot t^2} = K_w^\gamma \cdot \vec{\gamma} + K_w^w \cdot \vec{w} + \vec{j}. \quad (5)$$

Тут для скорочення запису введені вектори

$$\vec{\gamma} = (\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_n)^T; \quad \vec{w} = (w_1, w_2, \dots, w_n)^T;$$

та відповідні матриці  $M$ ,  $K$  також розмірності  $n$ .

Якщо до континуального елемента приєднані деякі маси на пружинах, то визначимо додаткові варіації кінетичної та потенціальної енергії

$$\delta K_d = \sum_{i=1}^N m_i (\dot{x}_i \delta x_i + \dot{y}_i \delta y_i), \quad \delta U_d = \sum_{i=1}^N k_i(t, X_i, Y_i, x_i, y_i) ((X_i - x_i)(\delta X_i - \delta x_i)) + (Y_i - y_i)(\delta Y_i - \delta y_i) \quad (6)$$

Тут  $x_i, y_i$  – переміщення мас,  $X_i, Y_i$  – переміщення точок закріплення цих мас,  $k_i$  – жорсткості в’язей. З врахуванням (6) отримуємо такі співвідношення

$$M_\gamma \frac{d^2 \vec{\gamma}}{d \cdot t^2} = K_\gamma \cdot \vec{\gamma} + K_w^\gamma \cdot \vec{w} + K_d^\gamma w_d; \quad M_w \frac{d^2 \vec{w}}{d \cdot t^2} = K_w^\gamma \cdot \vec{\gamma} + K_w^w \cdot \vec{w} + K_d^w + \vec{j}, \quad (7)$$

$$M_d \frac{d^2 \vec{w}_d}{d \cdot t^2} = K_w^d \cdot \vec{\gamma} + K_w^d \cdot \vec{w} + K_d w_d + \vec{j}_d.$$

Величини з індексом (d) відповідають дискретним елементам.

Рівняння (7) записані для ДГК пружного типу з масою  $M_a$  та жорсткістю пружного елемента  $k_a$  (рис. 2а).

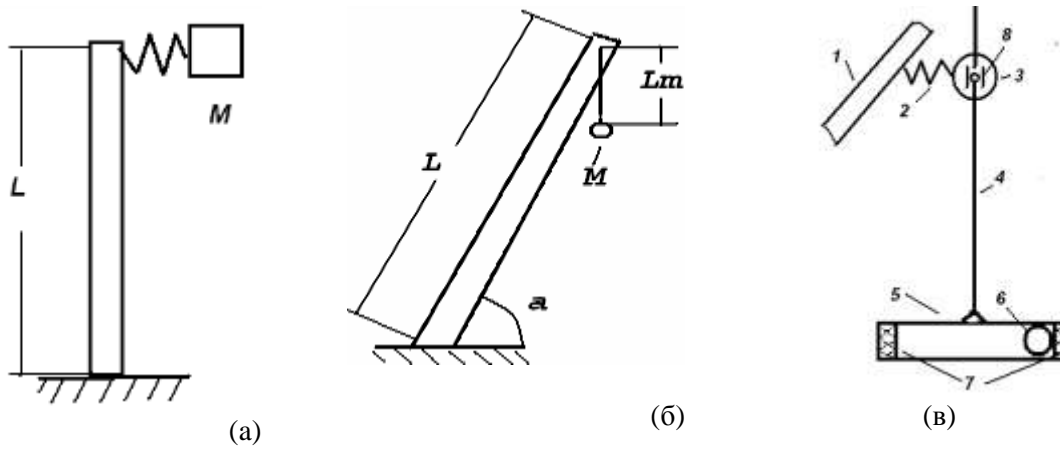


Рис. 2. Різні типи ДГК: (а) – одномасовий: маса на пружині; (б) – простий маятниковий; (в) – маятниковий з додатковими елементами

У випадку маяткового ДГК (рис. 2б) варіації додаткових кінетичної  $K_m$  та потенціальної енергій  $U_m$  будуть:

$$\delta K_m = M \left( \frac{\partial X_m}{\partial x} \left( \frac{\partial X_m}{\partial x} \right) + \frac{\partial Y_m}{\partial x} \left( \frac{\partial Y_m}{\partial x} \right) \right), \quad \delta U_m = -MgL_M \sin(\alpha_M), \quad (8)$$

де

$$X_m = w_1 \varphi_1(x_a) \cos(\alpha) + L_M \cos(\varphi_M), \quad Y_m = w_1 \varphi_1(x_a) \sin(\alpha) - L_M \sin(\varphi_M).$$

Тут  $L_M$  – довжина маятника,  $M$  – його маса,  $\varphi_M$  – кут повороту.

На рис.3. показані АЧХ для балки з маятковим ДГК при різних параметрах. Розглядався стержень постійного січення з власною частотою коливаний 0.5Гц.

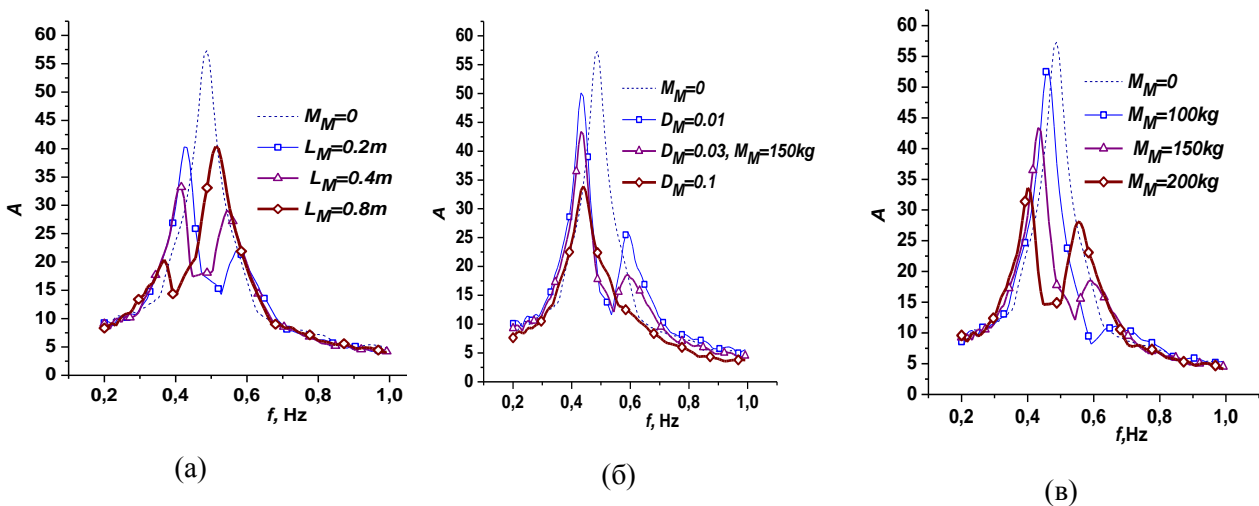


Рис. 3. АЧХ для балки з маятковим ДГК при різних параметрах: (а) – різна довжина  $L_M$  маятника; (б) – різне демпфування  $D_M$ ; (в) – різна маса  $M_M$

На рис. 4 показаний характер коливаний при різних частотах збурення.

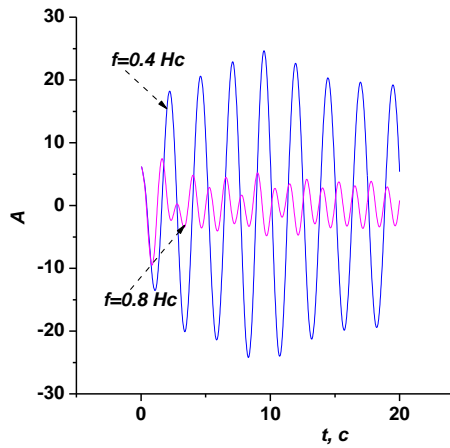


Рис. 4. Характер коливань при різних частотах збудження

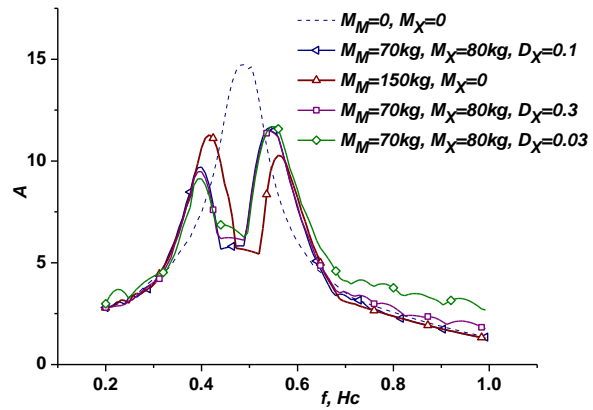


Рис. 5. Вплив параметрів ДГК на рівень віброзахисту у частотному діапазоні

Як показують і АЧХ (рис.3), амплітуда коливань значно зменшується при застосуванні ДГК на частоті 0.8 Гц.

ДГК маятникового типу з додатковою ударною масою. Для маятника з ударною масою (рис. 2в) додаткові величини кінетичної та потенціальної енергії ударної маси будуть

$$K_{amx} = M_x \left( \frac{dx_x^2}{dt} + 2 \frac{dx_a}{dt} \left( -x_x \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} + \cos \varphi \frac{dx_x}{dt} \right) + 2L \frac{dx_x}{dt} \frac{d\varphi}{dt} \right), \quad (9)$$

$$\delta U_x = -M_x g \sin \varphi \delta x_x - M_x (L \sin \varphi + x_x \cos \varphi) \delta \varphi .$$

Врахуємо варіацію енергії змінання пружних вставок при ударі маси

$$\delta U_v = -MmK_v(x_x - A)|x_x| > A; \quad \delta U_v = 0 \quad |x_x| < A \quad . \quad (10)$$

При врахуванні рівнянь (7-10) отримуємо систему нелінійних рівнянь

$$[M_R] \frac{d^2 \vec{R}}{dt^2} + F(\vec{R}) = \vec{f} . \quad (11)$$

Тут  $[M_R]$  – повна матриця інерції,  $F$  – нелінійна векторна функція від аргументів  $\vec{R} = (\vec{q}, \vec{p}, X_m, Y_m)$ .

Розглянемо докладніше ДГК з ударною масою. На рис. 5 показано вплив його параметрів на рівень віброзахисту у частотному діапазоні.

**Оптимальне проектування ДГК.** Розглянемо оптимізацію ДГК з ударною масою (рис. 2в). Вар'ювалися такі параметри ДГК:  $M_x$  – додаткова ударна маса;  $A$  – кліренс ударної маси;  $D_x$  – демпфування ударної маси;  $D_Gx$  – демпфування в пружних вставках;  $L$  – довжина маятника;  $DM$  – демпфування у шарнірному вузлі закріплення маятника;  $Da$  – демпфування у додатковій пружині;  $Ka$  – жорсткість додаткової пружини;  $CiL$  – цільова функція. Загальна маса ДГК – 8кг. Вага вузла закріплення ДГК – 1кг. Також, при фіксації деяких параметрів, ми отримуємо ДГК типу (а) і (б) з рис. 2. На рис. 6 показано результати оптимізації різних ДГК.

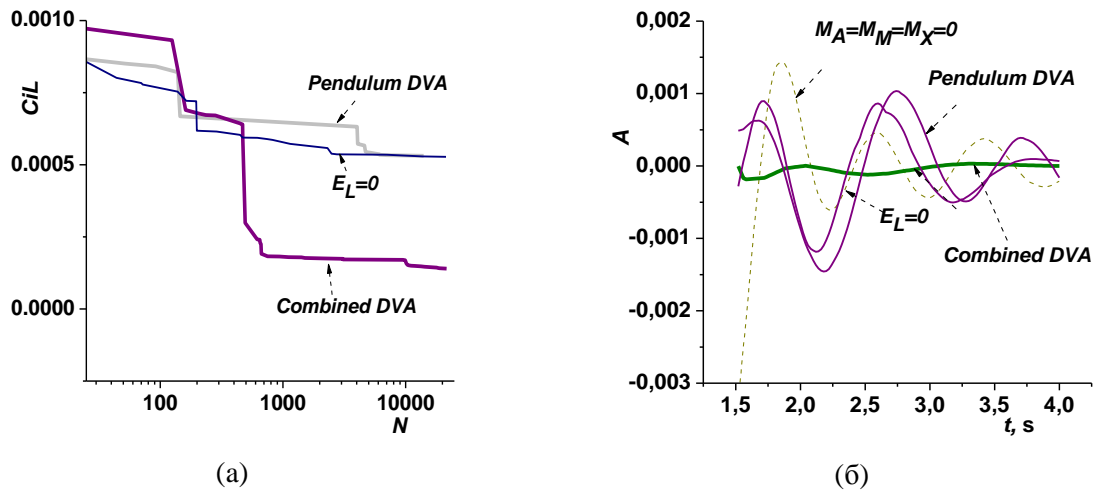


Рис. 6. Результати оптимізації різних ДГК: пружного типу ( $E_L = 0$ ), маятникового (Pendulum DVA) і комбінованого (Combined DVA): (а) – цільові функції; (б) – характер коливань при початковому ударному збуренні через 1.5 с.

Тут за цільову функцію вибиралося максимальне відхилення кінця балки при ударному збуренні після деякого проміжку часу:

$$CiL = \text{MAX}(|W(t)|)_{t>T_0} . \quad (12)$$

Тут  $T_0$  – деяке значення часу, коли закінчуються перехідні процеси і встановлюються усталені коливання (звичайно, при достатньому демпфуванні це 5, 6 циклів коливань). У даному випадку  $T_0 = 1.5c$ .

**Висновки.** Для зменшення рівнів вібрації машин з подовгастими елементами доцільно застосовувати ДГК. Для вирішення інженерної задачі оптимального проектування конструкції ДГК треба вирішити ряд інженерних задач: оптимізація вібропоглинаючих властивостей ДГК в достатньо широкому частотному діапазоні, довговічність конструкції, габарити, вартість. Для подовгастого елемента наведено приклад конструкції малогабаритного простого ДГК, що має перевагу над рядом широкоживаних при ударному збуренні. Ця конструкція ДГК може бути застосована і як основа конструкції адаптивних ДГК.

1. Вибрации в технике. Т.6. Защита от вибрации и ударов. –М.: Машиностроение. 1981. – 456с.
2. Den Hartog, J. P. (1956), Mechanical Vibrations (4th edition) Mc Graw-Hill, New York.
3. H.W. Klein, W. Kaldenbach, A new vibration damping facility for steel chimneys, in: Proc. Conf. Mechanics in Design, Trent University of Nottingham, UK, 1998, pp. 265–273.
4. Timoshenko S.P. (1922) On the transverse vibrations of bars of uniform cross-section. Philosophical Magazine 43: 125–131
5. Дівеєв Б.М., Вікович І.А., Бутитер І.А., Ройко Ю.Я., Керування вібраційними процесами динамічних гасників коливань в сільгоспагрегатах з обертовими елементами // Вісн. Національного університету “Львівська політехніка” Сер. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів. – № 40, 2006. – С.99–105.
6. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А., Дівеєв Б.М. Зменшення коливань штанги обприскувача за допомогою динамічних гасників коливань // Зб. наук. пр. Асоціації “Автобус” Проектування, виробництво та експлуатація автомобільних засобів і поїздів. – Львів, 2006. – Вип. № 9. – С. 47–52.
7. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А. Динаміка мобільних машин з начіпними функціональними елементами// Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2008.–496 с.
8. Diveyev Bohdan, Vikovych Igor, Dorosh Ihor, Kernytssyy Ivan. Different type vibration absorbers design for beam-like structures. Proceeding of ICSV19, Vilnius, Lithuania, July 08-12, 2012.

Стаття надійшла до редакції 10.05.2014

}