

Б.М. ДІВЕЄВ, Т.Б. КОВАЛЬ\*, М.Г. ПАСТЕРНАК  
Національний університет "Львівська політехніка",  
\*Рівенська атомна електростанція

## ЗАСТОСУВАННЯ РІЗНОГО ТИПУ МАЯТНИКОВИХ ДИНАМІЧНИХ ГАСНИКІВ КОЛИВАНЬ

© Дівеєв Б.М., Коваль Т.Б., Пастернак М.Г., 2011

*Розглянуто методи розрахунку та оптимізації різного типу динамічних гасників коливань маятникового типу для зменшення вібрації подовгастих елементів. Представлено дискретно-континуальні моделі динаміки таких машин, як пожежна машина з великогабаритною стрілою. Отримано алгоритми зменшення вібрації подовгастих елементів машин.*

*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 machines dynamics of such wheeled machines fire-engine with elongated must are offered. The algorithms for vibration decreasing of elongated machine elements are received.*

**Вступ.** Вібрація в машинах і спорудах відіграє негативну роль, за винятком 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 за незначних вібронавантажень. Ефективним способом зменшення рівнів вібрації є динамічний гасник коливань (ДГК).

Подовгасті елементи таких колісних машин, як пожежні, штангові обприскувачі, усілякі крани, пересувні бурильні установки відіграють значну роль як і в технологічних процесах, так і у визначенні ресурсних можливостей цього класу машин. Наприклад, стріла пожежного автопідйомника є його основною частиною. Конструкція стріли особливо впливає на основні характеристики машини, тобто на її функціональність, матеріаломісткість та довговічність. У цей самий час стріла є таким елементом машини, що часто руйнується внаслідок перевантажень. Отже, оптимізація конструкції стріли є головним кроком в процесі оптимального проектування установок. У цій роботі розглядається конструкція стріли більшої висоти з підвищеним запасом міцності і меншою складністю виготовлення. Для покращання функціонування пожежного підйомника в умовах сучасної забудови необхідно збільшити висоту стріли з 30 до 50 м. Для цього треба зробити розрахунок цієї вищої стріли на міцність за різних режимів роботи і різних зовнішніх умов.

**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. За відповідного налаштування ці маси інтенсивно коливаються і поглинають значну частину енергії. Широко застосовуються ДГК маятникового типу.

ДГК поділяються на пасивні, активні та напівактивні. Пасивні ДГК можна в першому наближенні вважати еквівалентними до маси на пружині. Активні ДГК містять додаткове джерело енергії, яке діє у протифазі зі збудовальною 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 під час розв'язання задачі оптимального проектування ДГК виникає задача оптимізації його конструкції. Проте за широкого частотного спектра зовнішніх збурень, що викликаються різноманітними чинниками, можливе виникнення резонансних коливань. Тому актуальними стають дискретно-континуальні моделі [3–14], що враховують гнучкість елементів конструкції, а особливо, гнучкість великогабаритних подовгастих штанг обприскувачів, стріл пожежних машин, веж пересувних бурових установок тощо. Для отримання конденсованих моделей подовгастого елемента застосовувалася як технічна теорія стрижнів під час враховування міжсекційної податливості, так і теорія балки Тимошенка змінного перерізу. У цій роботі запропоновано комбінований алгоритм конденсації на основі використання пакета APM WinMachin.

**Особливості конструкції стріл пожежних підйомників.** Конструкції стріл пожежних підйомників відрізняються значним різноманіттям. Основний принцип їхньої побудови незмінний: подовгаста несуча конструкція – стріла, приєднана до рами машини. Можливі різні схеми класифікації. Основна – це за функціональним параметром: по висоті. Якщо на підприємствах СНД випускаються наразі стріли заввишки близько 50 м, то у світовій практиці відомі вежі заввишки до 70 м. Для висотних стріл застосовуються секції у вигляді коробчастого січення. Саме таку стрілу ми і розглянемо. Стріла має три цикли навантаження: 1) транспортне положення; 2) розгортання; 3) робоче положення. Хоча перші два випадки важливі, але ми розглядатимемо передусім третій випадок – робочий процес. Перші два зараховані до конструкції ходової частини – системи розгортання. На напруженість у стрілі у третьому, найважливішому випадку, впливатиме конструкція секцій стріли. Для визначення напружено-деформованого стану елементів конструкцій агрегатів використовуються у [3–14] як адаптивні методи визначення напружень у з'єднаннях, так і комплекс програм машинобудівного проектування APM WinMachin. Окремою, найважливішою і найважчою є задача оптимального проектування конструкцій. Фактично вона розв'язується методом декомпозиції конструкції та зменшення кількості змінних параметрів та спрямованого пошуку у редукованій множині параметрів.

**Динамічні характеристики стріли.** Стрілу необхідно розраховувати і на циклічні динамічні навантаження. Це викликано такими двома причинами:

- 1) можливий збіг резонансної частоти стріли та частоти зовнішнього збурення від вітрового навантаження;
- 2) втомна міцність матеріалів конструкції у два–три рази менша, ніж статична.

На рис. 1 показані частотні характеристики 50-метрової п'ятисекційної стріли пожежної машини (програма APM WinMachin).

Вітрове навантаження складається з двох частин, статично середнє навантаження вітру і коливне вітрове навантаження [15]:

$$F = F_C + F_D, \quad (1)$$

де  $F$  – вектор вітрового навантаження;  $F_C$  – статичне навантаження вітру;  $F_D$  – вектор динамічного вітрового навантаження. Компоненти цих векторів можна записати так:

$$F_C = S_i c_i m_i P_0, \quad F_D = E_i V(t), \quad E_i = r S_i c_i \sqrt{m_i} V_0, \quad (2)$$

де  $S_i$  – ефективна площа перерізу конструкції у напрямку ( $i$ );  $c_i$  – відповідний коефіцієнт тиску вітрового потоку;  $m_i$  – висотний коефіцієнт;  $P_0$  – базисний тиск вітру;  $V_0$  – середня швидкість вітру на висоті 10 м;  $r$  – густина повітря;  $V(t)$  – пульсаційна складова швидкості вітру.

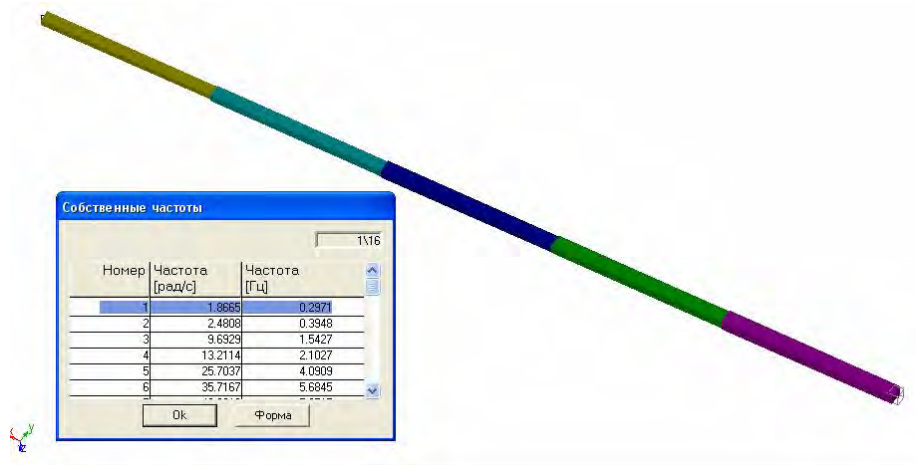


Рис. 1. Частотні характеристики стріли пожежного автопідійомника

Тут беремо до уваги тільки горизонтальну складову швидкості вітру, тому що коливання стріли мало залежить від вертикальної складової швидкості вітру, яка, як правило, набагато менша від горизонтальної складової. Для горизонтальної пульсаційної швидкості вітру  $V(t)$  вибираємо таку апроксимацію:

$$V(t) = s \bar{V}(t), \quad (3)$$

де  $s$  – стандартне відхилення швидкості вітру;  $\bar{V}(t)$  – нормована швидкість вітру.

Спектральна щільність функції  $\bar{V}(t)$ , отримана на основі експериментальних даних [15], виражається у вигляді

$$S(w) = \frac{2a^2}{3w(1+a^2)^{4/3}}, \quad a = \frac{600w}{pV_0}, \quad (4)$$

де  $S(w)$  – спектральна густина  $V(t)$ ;  $w$  – змінна частота коливань вітрового потоку.

**Постановка задачі.** Розглянемо таку просту розрахункову схему консольного стрижня змінного перерізу з ДГК (рис. 2).

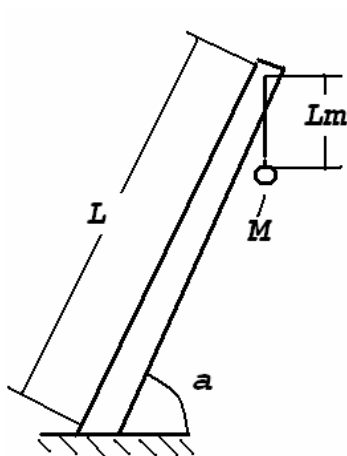


Рис. 2. Розрахункова схема консольного стрижня змінного перерізу з ДГК

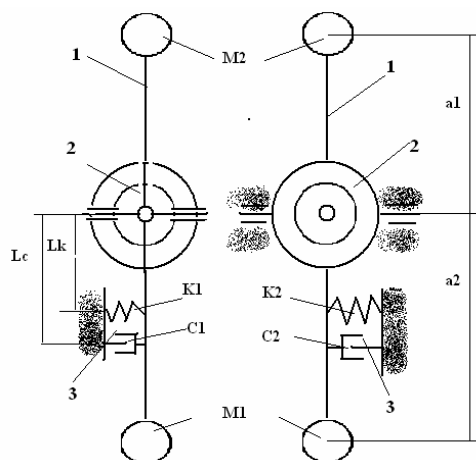


Рис. 3. Двомасовий просторовий маятниковий ДГК

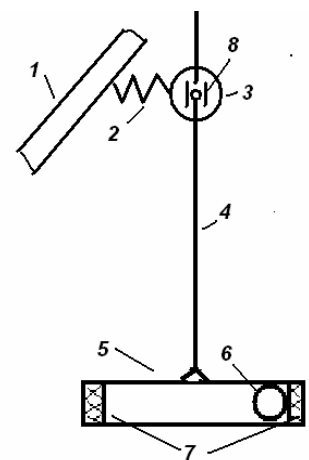


Рис.4. Маятниковий ДГК з додатковою ударною масою

Розглянемо подовгастий елемент як гнучку конструкцію з приєднаними ДГК. Прогин подамо у такому вигляді:

$$w = w_1 j_1 + w_2 j_2 + \dots, \tag{5}$$

де  $u_1(t), w_1(t), \dots$  – невідомі часові функції;  $\varphi_1, \varphi_2, \dots$  – відомі координатні функції. З варіаційного принципу Гамільтона–Остроградського отримаємо, як і у випадку дискретної системи, рівняння рівноваги (врахуємо тільки першу форму коливань) ([3–14]):

$$\begin{aligned} m_{w_1} \frac{d^2 w_1}{dt^2} + k_a (w_1 j_1(x_a) - u_a) j_1(x_a) + w_1^2 m_{w_1} w_1 &= F(t), \\ M_a \frac{d^2 u_a}{dt^2} - k_a (w_1 j_1(x_a) - u_a) j_1(x_a) &= 0, \end{aligned} \tag{6}$$

де  $\omega_1$  – перша власна частота;  $m_{w_1}$  – відповідний їй динамічний фактор;  $x_a$  – переміщення ДГК. Вважається, що координатні функції ортонормовані і розглядається лише одна форма коливань. Власні частоти і власні форми коливань визначаються програмою АРМ WinMachin. Рівняння (6) записане для ДГК пружного типу з масою  $M_a$  та жорсткістю пружного елемента  $k_a$ . У випадку маятникового ДГК варіації додаткових кінетичної  $K_m$  та потенціальної енергії  $U_m$  будуть:

$$dK_m = M \left( \frac{\partial X_m}{\partial x} d \left( \frac{\partial X_m}{\partial x} \right) + \frac{\partial Y_m}{\partial x} d \left( \frac{\partial Y_m}{\partial x} \right) \right), \quad dU_m = -Mg L_M \sin(j_M), \tag{7}$$

$$X_m = w_1 j_1(x_a) \cos(a) + L_M \cos(j_M), \quad Y_m = w_1 j_1(x_a) \sin(a) - L_M \sin(j_M),$$

де  $L_M$  – довжина маятника;  $M$  – його маса;  $j_M$  – кут повороту.

На рис. 5 показані АЧХ для маятникового ДГК за різних параметрів. Довжина стрижня – 50 м, вага – 8000 кг.

Для маятника з кількома масами потрібно замість  $L_M$  використати деяку приведену довжину  $L_e$ . Для маятника, зображеного на рис. 3, рівняння вільних коливань у площинах коливань будуть:

$$\begin{aligned} (M_1 a_1^2 + M_2 a_2^2) \frac{d^2 j_1}{dt^2} + g (-M_1 a_1 + M_2 a_2 + K_1 L_k) j_1 &= 0, \\ (M_1 a_1^2 + M_2 a_2^2) \frac{d^2 j_2}{dt^2} + g (-M_1 a_1 + M_2 a_2 + K_2 L_k) j_2 &= 0. \end{aligned} \tag{8}$$

Власні частоти:

$$f_1 = \frac{1}{2p} \sqrt{\frac{g(-M_1 a_1 + M_2 a_2 + K_1 L_k)}{(M_1 a_1^2 + M_2 a_2^2)}}, \quad f_2 = \frac{1}{2p} \sqrt{\frac{g(-M_1 a_1 + M_2 a_2 + K_2 L_k)}{(M_1 a_1^2 + M_2 a_2^2)}}. \tag{9}$$

Можна зазначити, що ці частоти можуть бути як завгодно малі, наприклад, за  $a_1 \rightarrow a_1, K_{1,2} \rightarrow 0$ . Тепер, прирівнюючи значення першої і другої (4) частоти коливань ДГК до перших двох резонансних частот конструкції, знаходимо необхідні значення параметрів ДГК. Під час розташування пружного елемента під кутом  $A$  значення для жорсткостей дорівнюватимуть  $K_1 = K \sin(A), K_2 = K \cos(A)$ .  $K$  – жорсткість пружного елемента. Оптимальне демпфування можна задати таким:

$$d = \frac{1}{1 + \frac{m_a}{m_k}} \tag{11}.$$

**ДГК маятникового типу з додатковою ударною масою.** Для маятника з ударною масою (рис. 4) додаткові величини кінетичної та потенціальної енергії ударної маси будуть такими:

$$\begin{aligned} K_{amx} &= M_x \left( \frac{dx_x^2}{dt} + 2 \frac{dx_a}{dt} \left( -x_x \sin j \frac{dj}{dt} + \cos j \frac{dx_x}{dt} \right) + 2L \frac{dx_x}{dt} \frac{dj}{dt} \right) \\ dU_x &= -M_x g \sin j dx_x - M_x (L \sin j + x_x \cos j) dj \end{aligned} \tag{10}$$

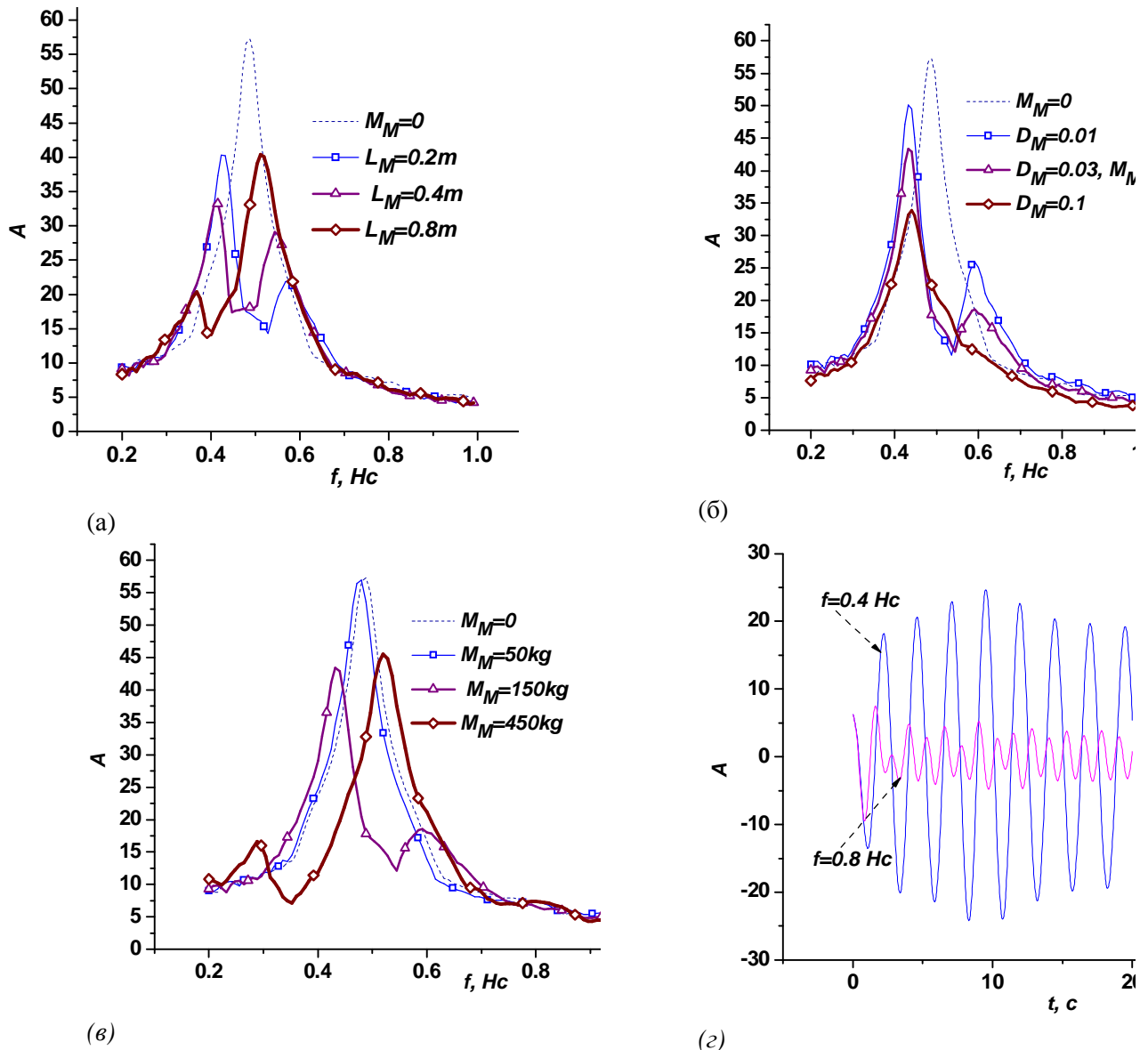


Рис. 5. АЧХ для маятникового ДГК за різних параметрів: а – різна довжина  $L_M$  маятника; б – різне демпфування  $D_M$ ; в – різна маса  $M_M$ ; г – характер коливань за різних частот збурення

Врахуємо варіацію енергії змінання пружних вставок за удару маси:

$$dU_v = -Mm K_v(x_x - A) \quad |x_x| > A; \quad dU_v = 0 \quad |x_x| < A \quad (11)$$

Рівняння динамічної рівноваги тепер одержуємо з варіаційного принципу:

$$dK - dU = F du \quad (12)$$

у вигляді системи рівнянь на  $q_i$  переміщення проміжної маси  $M_a$ , маси маятника та ударної маси:

$$M \ddot{q} + C \dot{q} + Kq = b, \quad (13)$$

де  $q = (q_1, q_2, q_A)^T = (w_1, j_M, x_x)$  – вектор невідомих;  $M$  – матриця мас;  $C$  – матриця в'язкого демпфування;  $K$  – матриця жорсткості;  $b$  – вільний член.

Розглянемо докладніше ДГК з ударною масою. На рис. 6 показано його характеристики порівняно з чисто маятниковим ДГК.

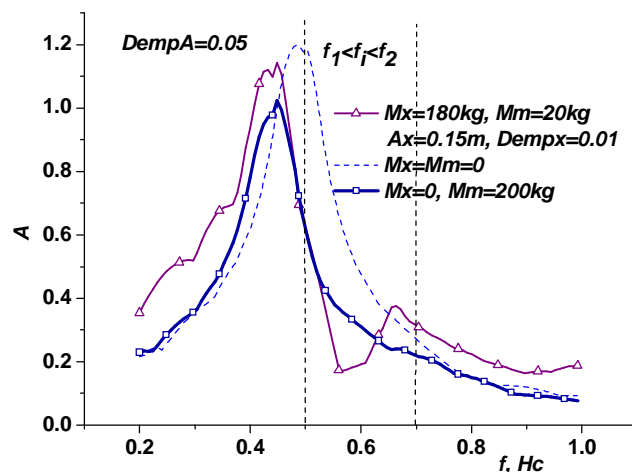


Рис. 6. Вплив параметрів ДГК на рівень віброзахисту у частотному діапазоні

Можна зауважити, що маятник з ударною масою ефективніший.

**Висновки.** Для розв'язання інженерної задачі оптимального проектування агрегатів з великогабаритними подовгастими функціональними елементами з приєднаними маятниковими ДГК різних типів запропоновано низку ефективних алгоритмів моделювання динамічних процесів, що визначають ресурсні та функціональні властивості таких машин. На основі малопараметричних моделей досліджено вплив параметрів ДГК на вібронавантаженість цих конструкцій. Додатково введені ДГК забезпечують зменшення інтенсивності коливань і тим самим підвищують функціональні та ресурсні властивості основної конструкції.

1. *Вибрації в техніці. Т.6. Захиста від вібрації та ударів.* – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.
2. Den Hartog, J. P. (1956), *Mechanical Vibrations (4th edition)* Mc Graw-Hill, New York.
3. Дівеєв Б.М., Вікович І.А., Бутутер 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, 2006. – № 40. – С. 99–105.
4. 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. (Українсько-словацький проект).
5. Igor Vikovych, Bohdan Diveyev, Igor Butyter. *Prospects of Modern Methods for Optimum Designing Mobile Vehicles.* Матеріали XIV українсько-польської конференції “САПР у проектуванні машин. Питання впровадження та навчання” CADM’2006. – С. 130–132.
6. Дівеєв Б.М., Дорош І.А. Проблеми віброзахисту та динамічної стабілізації у штангових обприскувачах // Всеукр. наук.-техн. журнал “Вібрації в техніці та технологіях”. – Вінниця: ВДАУ, 2006. – № 1 (43). – С. 27–29.
7. Z.A. Stotsko, V.M. Diveyev, V.I. Sokil, V.G. Topilnytskyu. Устройства устранения вибраций технологических машин. *Журнал Кошицького технічного університету „Manufacturing engineering”, cislo 2, rocnik V.* – 2006. – S. 52–53.
8. Стоцько З.А., Дівеєв Б.М., Сокил Б.І., Топільницький В.Г. Моделювання динаміки вібронавантажених машин // Вісник Хмельницького національного університету // Вісник Технологічного університету Поділля “Технічні науки”. – С.43–46.
9. Дівеєв Б.М. Оптимізація процесів віброзахисту на основі напівавтоматичного гасника коливань. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні // Вісник*

НУ „Львівська політехніка”, 2005. – №39.–С.71–76. 10. Дівеєв Б.М., Грицай В.Я., Коваль Т.Б. Взаємодія подовгастого елемента конструкції з динамічними гасниками коливань маятникового типу з ударною масою. Вісн. Національного університету “Львівська політехніка” // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів, 2009. – № 43. – С.66–75. 11. Дівеєв Б.М., Вікович І.А., Грицай В.Я., Коваль Т.Б. Взаємодія подовгастого елемента конструкції з динамічними гасниками коливань різних типів // Всеукр. наук.-техн. журнал “Вібрації в техніці та технологіях”. – Вінниця: ВДАУ, 2009. – № 2 (55). – С. 20 – 25. 12. Дівеєв Б.М., Глобчак М.В., Грицай В.Я., Коваль Т.Б. Динамічний гасник коливань маятникового типу з ударною масою: Матеріали Дев'ятої щорічної Міжнародної промислової конференції 9 – 13 лютого 2009 г., м. Славське “Ефективність реалізації наукового, ресурсного і промислового потенціала в сучасних умовах”. – Львів, 2009. – С. 106–109. 13. Bohdan Diveyev, Igor Dorosh, Volodymyr Hrycaj, Taras Koval. Different type absorbers design for elongated elements vibratio decreasing. CAD in Machinery Design Implementation and Educational Problems. Lviv, Ukraine 2010. – С. 34–35. 14. Богдан Дівеєв, Ігор Дорош, Володимир Грицай, Тарас Коваль. Оптимізація проектування вібропоглинаючих пристроїв для великогабаритних конструкцій. Міжнародна наукова конференція “Сучасні проблеми механіки”. 7–9 грудня 2009 р., м.Львів: Тези доп. – С. 91. 15. He Yan-lia., Ma Xing, Wang Zhao-min. Nonlinear discrete analysis method for random vibration of guyed masts under wind load. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 91 (2003). – С. 513–525.

УДК 62-752+62-755

Г.Б. ФИЛИМОНИХИН, А.Н. ГОРБЕНКО\*

Кировоградский национальный технический университет,

\*Керченский государственный морской технологический университет

## ВЛИЯНИЕ МАССЫ ШАРОВ АВТОБАЛАНСИРА НА СТРУКТУРУ УРАВНЕНИЙ ДВИЖЕНИЯ ДВУХОПОРНОГО РОТОРА

© Филимонихин Г.Б., Горбенко А.Н., 2011

*Визначається вплив невеличкості маси куль і дисбалансу на структуру диференціальних рівнянь руху жорсткого ротора на двох пружно-в'язких опорах з кульовим автобалансиром.*

*The influence of no smallness of mass of the balls and unbalance on the structure of the differential equations of motion of rigid rotor on two viscid-elastic supports with a ball-type auto-balancer is determined in the paper.*

**Вступлення.** Пассивные автобалансиры (АБ) находят применение для снижения уровня вибраций в роторных машинах (РМ). Динамика таких устройств описывается большим числом существенно нелинейных дифференциальных уравнений с нетривиальными свойствами, что вызывает значительные трудности их аналитического исследования.

**Постановка проблемы.** Традиционно в существующих работах по теории автобалансировки в явном или неявном виде используется допущение о малости масс корректирующих грузов (КГ) и дисбалансной массы (ДМ) по сравнению с массой ротора, что позволяет упростить математическую