

Б.М. Дівесв, В.Я. Грицай, Т.Б. Коваль
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра

РОЗРАХУНОК ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ВІБРАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАШИН З ГНУЧКИМИ ПОДОВГАСТИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ З ДИНАМІЧНИМИ ГАСНИКАМИ КОЛИВАНЬ

© Дівесв Б.М., Грицай В.Я., Коваль Т.Б., 2008

Розглядаються методи розрахунку та оптимізації з подовгастими елементами, що містять динамічні гасники коливань. Наведено дискретно-континуальні моделі динаміки таких колісних машин, як штанговий обприскувач з подовгастим штанговим елементом, пожежна машина з подовгастою драбиною. Отримано алгоритми зменшення вібрації подовгастих елементів машин.

The paper deals with the methods of calculation and optimization of wheeled machines with elongated elements containing dynamic vibration absorbers. The discrete-continue models of wheeled machines dynamics such as boom-sprayer with elongated boom element, fire-engine with elongated must are offered. The algorithms for vibration decreasing of elongated machine elements are received.

Вступ. Подовгасті елементи таких колісних машин, як пожежні, штангові обприскувачі, всілякі 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, матеріалоемність та довговічність. Водночас стріла є таким елементом машини, що часто руйнується внаслідок перевантажень. Отже, оптимізація конструкції стріли є головним кроком в процесі оптимального проектування установки. У роботі розглянуто конструкцію 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 розрахувати цю вищу стрілу на міцність при різних режимах роботи і різних зовнішніх умовах.

Як другий приклад розглянемо горизонтальні коливання штанги штангового обприскувача. Загальна довжина цього елемента може сягати до 40 м. Коливання штанги, особливо у горизонтальному напрямку, значно впливають на рівномірність обприскування. Горизонтальна площина коливань часто найнебезпечніша для міцності, оскільки найпоширеніша конструкція штанги – це плоска вертикальна ферма.

Аналіз останніх досліджень. У динаміці складних конструкцій багато уваги приділяється методам конденсації систем рівнянь високого порядку, що охоплюють широкий частотний спектр [1–6]. Однак у реальному випадку вібраційного збурення колісного екіпажу від рельєфу дороги вищі частоти поглинаються у шинах коліс і підвісці. Тому практично розглядається лише низькочастотна складова, яка переважно впливає на функціонування агрегатів. Це характерно, наприклад, для великогабаритних штангових обприскувачів, які відносно повільно переміщуються

на колесах. Динамічні гасники коливань (ДГК) широко застосовуються в техніці [7, 8]. ДГК поділяються на пасивні, активні та напівактивні [7, 15]. Пасивні ДГК можна у першому наближенні вважати еквівалентними масі на пружині. Активні ДГК містять додаткове джерело енергії, яке діє у протифазі зі збурювальною силою. Напівактивні (адаптивні) ДГК містять ланку керування пружним або демпфуючим елементом. Проте два останні різновиди неодмінно використовують як конструктивний елемент деякий пасивний ДГК. Тобто, у всіх 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. Тому актуальними стають дискретно-континуальні моделі [9–15], що враховують гнучкість елементів конструкції, а, особливо, гнучкість великогабаритних подовгастих штанг обприскувачів, стріл пожежних машин, веж пересувних бурових установок тощо. У [4, 5] для отримання конденсованих моделей подовгастого елемента застосовувалася технічна теорія стрижнів і враховувалася міжсекційна податливість. У [9] застосовувалася теорія балки Тимошенко змінного перерізу. У роботі запропоновано комбінований алгоритм конденсації на основі використання пакета APM WinMachin.

Особливості конструкцій стріл пожежних підйомників. Конструкції стріл пожежних підйомників відрізняються значним різноманіттям. Основний принцип їх побудови незмінний: подовгаста несуча конструкція – стріла, приєднана до рами машини. Можливі різні схеми класифікації. Основна – це за функціональним параметром: за висотою. Якщо на підприємствах СНД випускаються зараз стріли заввишки до 50 м, то у світовій практиці відомі вежі заввишки до 70 м. Для висотних стріл застосовуються секції у вигляді коробчастого перерізу. 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 третій випадок – робочий процес. Перші два стосуються 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 як розроблені у [4–6, 9–15] адаптивні методи визначення напружень у з'єднаннях, так і комплекс програм машинобудівного проектування NASTRAN, ADAMS, APM WinMachin. Окремою найважливішою і найважчою є задача оптимального проектування конструкцій. Практично вона розв'язується методом декомпозиції конструкції та зменшення кількості змінних параметрів та спрямованого пошуку в 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 оберткових незрівноважених частин приводу;
- 2) втомна міцність матеріалів конструкції у два–три рази менша, ніж статична.

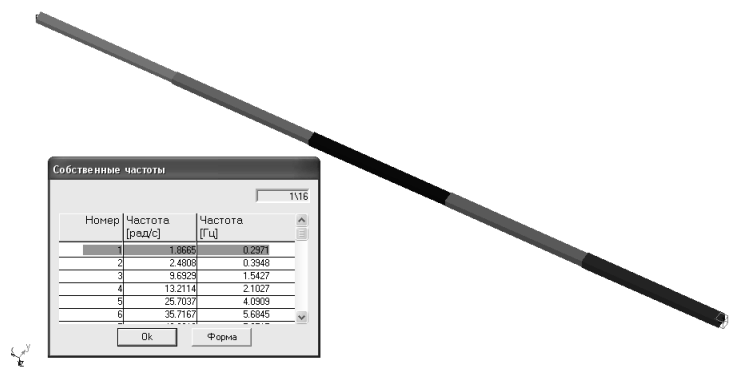


Рис. 1. Частотні характеристики стріли пожежного автопідйомника

Особливості конструкцій штанг штангових обприскувачів. Штанга штангового обприскувача являє собою плоску ферму для штанг розміром меншим за 18 м або просторову ферму для штанг більших розмірів. Зустрічаються штанги і з коробчастими секціями. Так само, як і пожежна машина, обприскувач має три цикли навантаження: 1) транспортне положення; 2) розгортання; 3) транспортне положення. Так само, як і у пожежній машині, розглядатимемо робоче положення штанги.

Динамічні характеристики штанги. Штангу, так само як і стрілу пожежної машини, треба розглядати при циклічних навантаженнях. На рис. 2 наведено динамічні характеристики крила штанги.

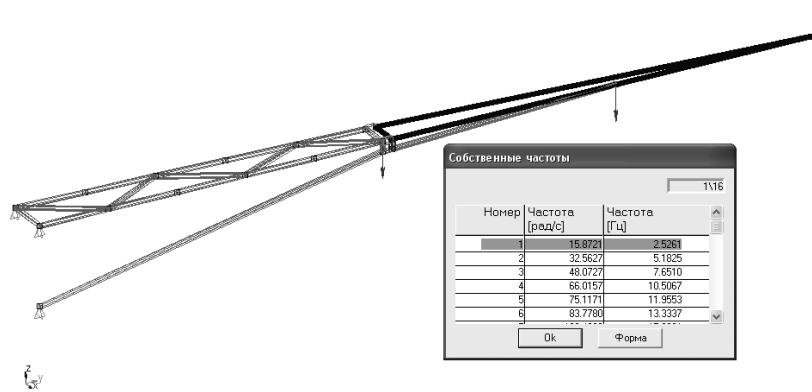


Рис. 2. Частотні характеристики крила штанги

Проектування ДГК. Задача розрахунку подовгастого елемента на динамічну міцність є складнішою, ніж статичний розрахунок. Нами розроблені алгоритми розрахунку динаміки складних конструкцій, причому таких, що містять подовгасті великогабаритні елементи: стріли, штанги. Важливим етапом є проектування ДГК у поєднанні з подовгастим елементом.

Проектування ДГК можна розділити на такі етапи (рис. 3):

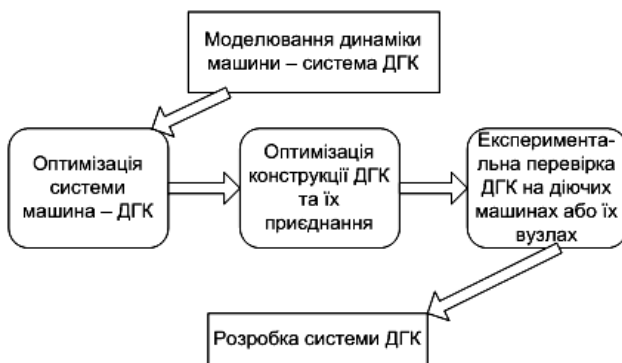


Рис. 3. Схема проектування системи машина – ДГК

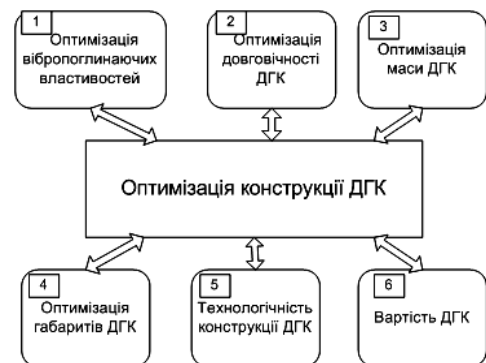


Рис. 4. Схема оптимізації конструкції ДГК

Виділимо основні критерії оптимальності конструкції ДГК (рис. 4). Це далеко не повний перелік критеріїв оптимальності. Він, як і у випадку будь-якої конструкції, може бути поповнений ще рядом інших, наприклад, ремонтноздатністю, естетикою дизайну і т.п. На наш погляд, не останню позицію займає і такий критерій, як простота конструкції, що, своєю чергою, дає змогу на проектному етапі спрогнозувати значення конструктивних параметрів ДГК.

Дискретно-континуальна модель подовгастого елемента. При застосуванні ДГК для зменшення коливань конструкцій у середньому частотному діапазоні необхідно враховувати

деформативність цієї конструкції. Адже робоча частота ДГК може наблизитися до власних частот конструкції. У такому випадку треба розглянути більш загальну дискретно-континуальну розрахункову схему [10–16]. Розглянемо подовгастий елемент як гнучку конструкцію з приєднаними ДГК. Прогин візьмемо у такому вигляді

$$w = u_1 + w_1\varphi_1 + w_2\varphi_2 + \dots, \quad (1)$$

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).

$$M_1 \frac{d^2 u_1}{dt^2} + k_1(u_1 - u_0) + k_2(u_1 - u_2) = F(t), \quad m_{W_1} \frac{d^2 w_1}{dt^2} + k_a(w_1\varphi_1(x_a) - u_a)\varphi_1(x_a) + \omega_1^2 m_{W_1} w_1 = 0, \quad M_a \frac{d^2 u_a}{dt^2} - k_a(w_1\varphi_1(x_a) - u_a)\varphi_1(x_a) = 0, \quad (2)$$

тут ω_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 APM WinMachin

Оптимізація системи штанга – ДГК. На рис. 5 наведена схема причепа обприскувача (1) зі штангою (2), до якої приєднані ДГК (3)

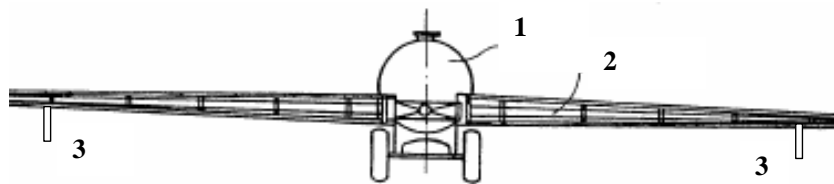


Рис. 5. Причеп обприскувача (1) зі штангою (2), до якої приєднані ДГК (3)

Для цієї машини система рівнянь (1, 2) проаналізована для вібраційного випадкового збурення, з параметрами (спектральними щільностями, амплітудами), що моделюють реальну взаємодію агрегату з рельєфом [9–12]. На рис. 6 наведений рівень вібрації краю штанги залежно від параметрів ДГК: приведеною жорсткістю $P_r = k/m$ та демпфуванням $D_{emp} = c/km$

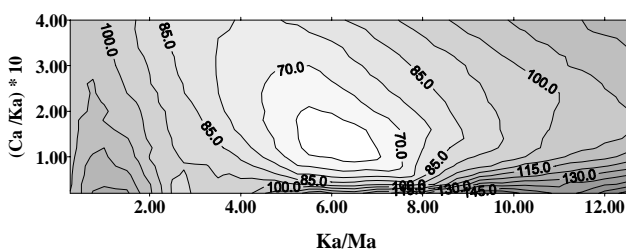


Рис. 6. Карта рівнів вібрації краю штанги (в см) залежно від параметрів ДГК

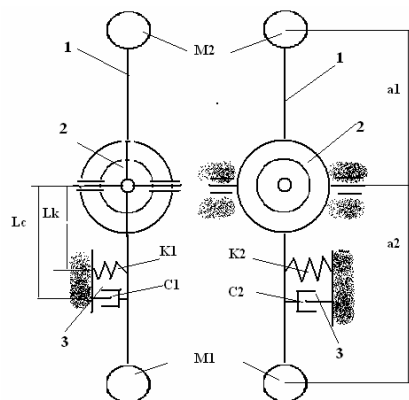


Рис. 7. Двочастотний ДГК

Оптимізація системи “стріла пожежної машини – ДГК”. Тут розглянуто низькочастотний ДГК маятникового типу з двома ступенями вільності (рис. 7). Він складається зі стрижня **1** з приєднаними по краях на відстанях **a1**, **a2** від осі обертання масами **M1**, **M2**, вузла кріплення **2** типу вузлів кріплення гіроскопів, пружно-демпфуючого елементу **3**, розташованого на відстанях **Lk**, **Lc** від осі обертання та під кутом **A** у площині коливань.

Знайдемо резонансні частоти ДГК. Рівняння вільних коливань в площинах коливань будуть

$$(M_1 a_1^2 + M_2 a_2^2) \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + g(-M_1 a_1 + M_2 a_2 + K_1 L_k) \varphi_1 = 0, \quad (3)$$

$$(M_1 a_1^2 + M_2 a_2^2) \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + g(-M_1 a_1 + M_2 a_2 + K_2 L_k) \varphi_2 = 0.$$

Власні частоти будуть

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g(-M_1 a_1 + M_2 a_2 + K_1 L_k)}{(M_1 a_1^2 + M_2 a_2^2)}}, \quad f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g(-M_1 a_1 + M_2 a_2 + K_2 L_k)}{(M_1 a_1^2 + M_2 a_2^2)}}, \quad (4)$$

Для більшої точності тут треба було би врахувати інерційні властивості стрижнів та вузла закріплення. Тепер, прирівнюючи значення першої і другої (4) частоти коливань ДГК до перших двох резонансних частот конструкції, знаходимо необхідні значення параметрів ДГК. При розташуванні пружного елементу під кутом A значення для жорсткостей дорівнюватимуть $K_1 = K \sin(A)$, $K_2 = K \cos(A)$, де K – жорсткість пружного елементу. Оптимальне демпфування

можна задати таким [1] $\delta = \frac{1}{1 + \frac{m_a}{m_k}}$

Висновки. Для розв’язання інженерної задачі оптимального проектування агрегатів з великогабаритними подовгастими функціональними елементами, зрештою, як і для будь-якої вібронавантаженої техніки, не існує стандартних програмних засобів. Універсальні, переважно імпорتنі програми, мало пристосовані до специфіки проектування цих конструкцій та описання умов експлуатації машин, до того ж вони дорогі та складні в освоєнні. Проте сьогодні розроблено низку ефективних алгоритмів та програмних засобів моделювання динамічних процесів, що визначають ресурсні та функціональні властивості таких машин. За допомогою таких програм можна успішно аналізувати міцність і функціональність штанг обприскувачів, стріл пожежних машин, веж мобільних бурових установок. Малопараметричні математичні моделі дають змогу інженеру в інтерактивному режимі оптимізувати ці конструкції ще на стадії проектування, а не після виготовлення, що потребує більше затрат. Додатково введені ДГК зменшують інтенсивність коливань і тим самим підвищують функціональні та ресурсні властивості.

1. Тимошенко С.П. *Колебания в инженерном деле.* – М.: Наука, 1967. – 444с. 2. Hurty W.C. *Dynamic Analysis of Structural System Using Component Modes // AIAA Journal, Vol. 3, No.4, 1965.* – P. 678–685. 3. Богомолов С.И., Журавлева А.М. *Колебания сложных механических систем.* – Харьков, 1979. – 136с. 4. Гащук П., Вікович І., Дівесев Б. *Застосування дискретно-континуальних дискретних схем для визначення вібронапружень в механічних конструкціях // Труды Одесского политехн. университета, 1999.* – Вып. 2(8). – С.34–41. 5. Вікович І., Дівесев Б. *Дискретно-континуальний метод розрахунку динаміки тракторного агрегату обприскувача з рідиною в ємкості // Укр. міжвідом. наук.-техн. збірник “Автоматизація виробничих процесів у машино-*

будуванні та приладобудуванні”. – 2001. – Вип. 36. 6. Дівеєв Б.М., Дорош І.Р. Проблеми оптимального проектування штанг штангових обприскувачів // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С.105–111. 7. Вибрації в техніці. Т.6. Защита от вибрации и ударов. –М.: Машиностроение. 1981. – 456с. 8. Den Hartog, J.P. (1956), *Mechanical Vibrations (4th edition)* Mc Graw-Hill, New York. 9. Дівеєв Б.М., Вікович І.А., Бутитер І.А., Ройко Ю.Я. Керування вібраційними процесами динамічних гасників коливань в сільгоспагрегатах з обертовими елементами // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка” “Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”. – 2006. – № 40. – С.99–105. 10. 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. – 2006. – Вип. № 9. – С. 47–52. (Українсько-словацький проект). 11. Vukobrych I., Diveyev B., Butyter I. 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. 12. 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. 13. Stotsko Z.A., Diveyev B.M., Sokil B.I., Topilnytskyu V.G. Устройства устранения вибраций технологических машин // Часопис Кошицького технічного університету „Manufacturing engineering”, cislo 2, ročník V, 2006. – S. 52–53. (Українсько-словацький проект). 14. Стоцько З.А., Дівеєв Б.М., Сокіл Б.І., Топільницький В.Г. Моделирование динамики вибронантажених машин // Вісник Хмельницького національного університету; Вісник технологічного університету Поділля “Технічні науки”. – С.43–46. (Українсько-словацький проект). 15. Дівеєв Б.М. Оптимізація процесів віброзахисту на основі напівавтоматичного гасника коливань // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка” “Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”. – 2005. – №39. – С.71–76.