

Висновки. Для розв'язання інженерної задачі оптимального проектування обприскувачів як зрештою, для будь-якої сільськогосподарської техніки не існує стандартних програмних засобів. Сьогодні розроблено низку ефективних алгоритмів та програмних засобів моделювання динамічних процесів, що визначають ресурсні та функціональні властивості таких машин. За допомогою таких комплексів програм можна успішно аналізувати міцність і функціональність штанг обприскувачів. Малопараметричні математичні моделі дають інженеру змогу в інтерактивному режимі оптимізувати ці конструкції ще на стадії проектування, а не після виготовлення, що потребує більше затрат.

1. Динамика системы дорога–шина–автомобиль–водитель / Под ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 530 с. 2. Вікович І. А., Дівеєв Б. М. Конденсована модель поперечних коливань багатосекційної штанги обприскувача // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2001. – № 434. – С. 19 – 24. 3. Дівеєв Б. Алгоритми розрахунку вібронапружених конструкцій у САПР та діагностичних системах на мікрокомп'ютерах // Матеріали IV і V Міжнар. наук.-практ. конф. “УКРСОФТ”. – Львів, 1995. – С. 191 – 194. 4. Goldberg, D. E. *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning*. – Addison-Wesley, 1989. 5. Височан І.М., Дівеєв Б.М., Дорош І.Р. Застосування динамічних гасників коливань для штанг обприскувачів у горизонтальній площині: Збірник наукових праць. Серія машинобудування, будівництво. – Полтава, 2012. – Вип. 2(32), Т.1. – С. 24–31. 6. Дівеєв Б.М., Вікович І.А., Височан І.М., Дорош І.Р. Застосування динамічних гасників коливань для зменшення горизонтальних коливань штанг обприскувачів / Міжвузівський збірник (за галузями знань “Машинобудування та металообробка”, “Інженерна механіка”, “Металургія та матеріалознавство”. – 2012. – Вип. 36 (05.2012 р.). – С. 91–98.

УДК 621.302

О.З. Горбай, М.Б. Глобчак, Т.Б. Коваль*, І.В. Коник, Я.П. Яворський
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра автомобілебудування;
*Університет безпеки життєдіяльності (Львів)

КОМБІНОВАНІ МОДЕЛІ ДИНАМІКИ КУЗОВІВ КОЛІСНИХ МАШИН

© Горбай О.З., Глобчак М.Б., Коваль Т.Б., Коник І.В., Яворський Я.П., 2012

Розглянуто методи розрахунку та оптимізації вібраційних процесів у колісних машинах та малопараметричні схеми аналізу вібрації. Запропоновано нову математичну модель для визначення рівнів вібрації та динамічних напружень в автобусі.

The paper deals with the methods of calculation and optimization of vibration processes in wheel machines. Few parameters numerical schemes of vibration analysis are under discussion. A new mathematical model for the bus vibration level and dynamical stresses determination is proposed.

Вступ. Однією з важливих проблем проектування сучасних несівних систем транспортних засобів, зокрема колісних машин, є забезпечення несівної здатності кузова при збереженні оптимальних техніко-економічних показників, а саме таких, як комфортність, економічність, енерго- та матеріаловмісність, експлуатаційні витрати, витрати на ремонт та інше. Первинною задачею в цьому напрямку є необхідність удосконалення аналітичного методу розрахунку дії динамічних навантажень з метою наближення теоретичних результатів до експериментальних даних та досягнення раціонального і ефективного проектування рам, підвісок, приєднаних великогабаритних елементів: штанг, щогл. Таке завдання, очевидно, можна виконати за допомогою

сучасних комп'ютерних програм, що широко використовуються в САПР. Це, наприклад, ADAMS, Pro/Engineer, NASTRAN, ANSYS, COSMOS.

Огляд джерел. Сьогодні переважна більшість математичних моделей амортизації транспортних засобів ґрунтується на простих дискретних схемах розрахунку, часто розглядається найпростіша одновимірна модель: невіднесорені маси – підвіска – основна маса машини [1–7]. Хоч вони дають змогу достатньо точно визначити вплив динаміки руху на технологічний процес, проте зворотній вплив, який в окремих випадках доволі значний, часто розглядається не повно. Проте такі моделі не дають можливості врахувати гнучкість конструкції машини, а також визначити динамічні напруження. Тому в [8–19] запропоновано дискретно-континуальні моделі динаміки агрегатів, що не мають цих недоліків.

Постановка проблеми розрахунку та оптимального проектування. Важливим питанням розроблення сучасних машин є зменшення вібрації. Вібрація і у колісних машинах, і в спорудах, і у приладах значно зменшує їх ресурс. В інженерних розрахунках для аналізу таких задач зазвичай застосовується метод скінченних елементів (МСК). Проте за цим методом отримуються багатопараметричні розрахункові схеми, які важко аналізувати. У [8–19] запропоновано адаптивний метод розрахунку складних конструкцій з використанням МСК на початковому етапі для визначення форм та частот коливань елементів конструкцій, які моделюються континуальними схемами. За цим способом отримують малопараметричні доступні для аналізу моделі.

На рис. 1 наведено частоти коливань та перша форма згинальних та крутильних коливань несівної конструкції автобуса (отримані за допомогою програми ArpWinmachin-ApmStructure). Розглянемо малопараметричну плоску модель динаміки колісного агрегату з врахуванням двох форм коливань як жорсткого тіла W_0 , W_1 і з однією пружною формою W_2 , (рис. 2) та масивним точковим елементом. Цим елементом може моделюватися, наприклад, двигун.

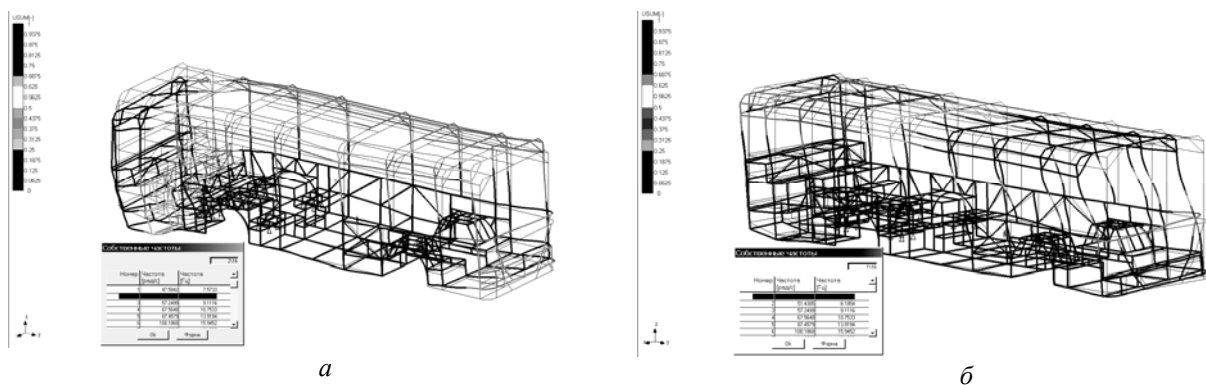


Рис. 1. Форми коливань кузова: а – згинальні коливання; б – крутильні коливання

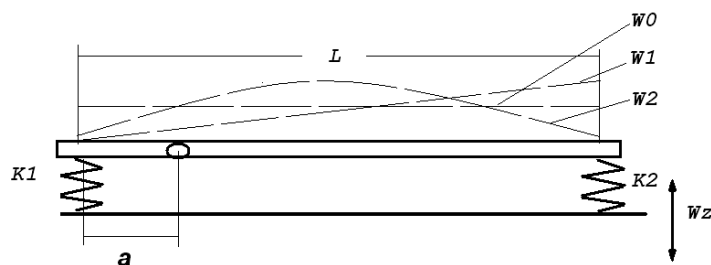


Рис. 2. Плоска модель колісного агрегату

Розглянемо тепер рівняння усталених коливань з врахуванням деформативного члену та приєднаної маси $U_3 = w_2 \varphi(x)$. Тут $\varphi(x)$ – перша форма згинальних коливань балки, що моделює корпус машини. В цьому випадку отримуємо

$$-\omega^2 \left((M + m_a)w_0 + \left(\frac{L}{2}M + a m_a \right)w_1 + \left(m_{02} + \sin\left(\frac{\pi a}{L}\right)m_a \right)w_2 \right) + (k_1 + k_2)w_0 + Lk_2w_1 = k_2w_z \quad (1)$$

$$-\omega^2 \left(\left(\frac{L}{2}M + a m_a \right)w_0 + \left(\frac{L^2}{3}M + a^2 m_a \right)w_1 + \left(m_{12} + a \sin\left(\frac{\pi a}{L}\right)m_a \right)w_2 \right) + Lk_2w_0 + L^2k_2w_1 = Lk_2w_z$$

$$-\omega^2 \left(\left(m_{02} + \sin\left(\frac{\pi a}{L}\right)m_a \right)w_0 + \left(m_{12} + a \sin\left(\frac{\pi a}{L}\right)m_a \right)w_1 + \left(m_{22} + \left(\sin\left(\frac{\pi a}{L}\right)^2 m_a \right) \right)w_2 \right) + k_{22}w_2 = 0.$$

$$\text{де } m_{02} = \int_0^L \rho \varphi(x) dx, \quad m_{12} = \int_0^L \rho x \varphi(x) dx, \quad m_{22} = \int_0^L \rho (\varphi(x))^2 dx, \quad k_{22} = \int_0^L EI \left(\frac{d^2 \varphi}{dx^2} \right)^2 dx \quad (2)$$

Тут EI – згинальна жорсткість стрижня, що моделює кузов. Вважатимемо розподіл маси рівномірним за довжиною та виберемо таку просту апроксимацію деформації $\varphi(x) = \sin\left(\frac{\pi x}{L}\right)$. Тоді на основі (2) отримуємо

$$m_{02} = \int_0^L \rho \sin\left(\frac{\pi x}{L}\right) dx = \frac{2}{\pi} M, \quad m_{12} = \int_0^L \rho x \sin\left(\frac{\pi x}{L}\right) dx = \frac{L}{\pi} M, \quad m_{22} = \int_0^L \rho \left(\sin\left(\frac{\pi x}{L}\right) \right)^2 dx = \frac{M}{2} \quad (3)$$

Величини m_{22} та k_{22} зв'язані рівнянням $m_{22}\omega_1^2 = k_{22}$, ω_1 – перша власна частота згинних коливань.

Дані вибиралися так:

0.100000E+05 EM kg – маса автобуса (маса пасажирів не впливає на динаміку корпусу)

0.800000E+01 EL m довжина (L)

0.700000E+01 Om Hz частота деформаційної форми коливань

0.400000E+03 k1 kH/m жорсткість передньої підвіски

0.300000E-02 Demp1 % демпфування в передній підвісці (в'язке)

0.800000E+03 k2 kH/m жорсткість задньої підвіски

0.300000E-02 Demp2 % демпфування в задній підвісці (в'язке)

0.300000E-03 DempDe % демпфування в кузові

Розглянемо вплив жорсткості підвіски, до якої прикладене збурення, на динамічні властивості. На рис. 3 наведено переміщення U та прискорення W за різних значень k_2 .

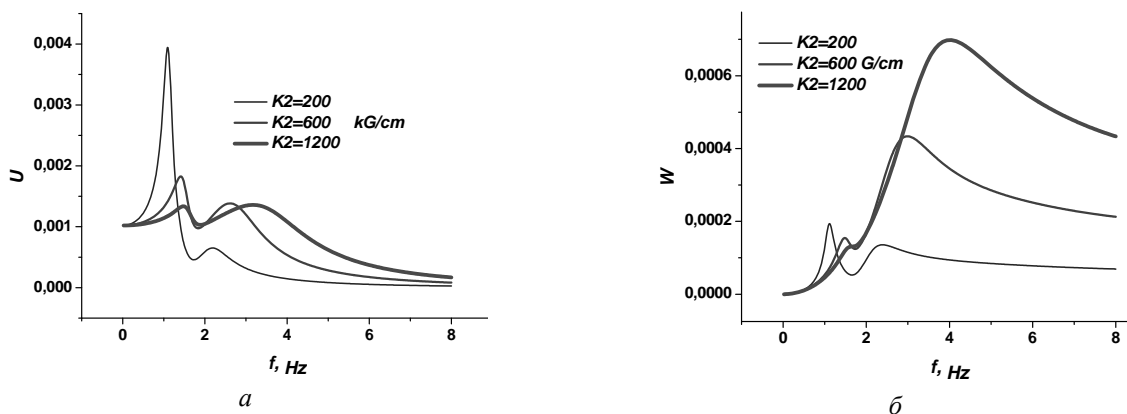


Рис. 3. АЧХ за різних жорсткостей задньої підвіски:

a – переміщень; *б* – прискорень

На рис. 4 наведені прискорення та деформації залежно від величини додаткової маси M_a .

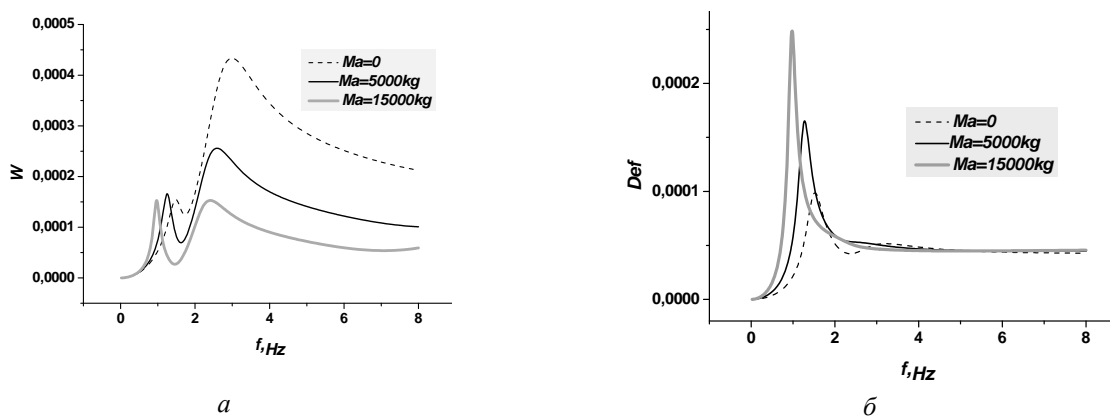


Рис. 4. АЧХ за різних жорсткостей задньої підвіски: а – прискорень; б – деформацій

Висновки. Досліджено динаміку колісного агрегату на прикладі автобуса. Застосовувалася комбінована малопараметрична схема. За допомогою МСЕ визначалися перші власні частоти та форми коливань, а на основі плоскої дискретно-континуальної схеми – частотні характеристики. Як можна побачити з рис. 2, 3, на динамічні властивості агрегату впливають як параметри підвіски, так і характер розподілу мас та жорсткостей у кузові. Надалі плануються роботи у таких напрямках: покращення МСК моделі агрегату; детальне вивчення динаміки агрегату за реальних умов експлуатації з реальними нелінійними властивостями підвіски; багатоцільова оптимізація агрегату.

1. Раймпель И. Шасси автомобиля – элементы подвески. – М.: Машиностроение, 1987.
2. Вибрации в технике. Т.6. Защита от вибрации и ударов. –М.: Машиностроение. 1981. – 456 с.
3. Hostens K. Deprez H. Ramon An improved design of air suspension for seats of mobile agricultural machines. *Journal of Sound and Vibration* 276 (2004) 141–156.
4. C.-M. Lee, A.H. Bogatchenkov, V.N. Goverdovskiy, Y.V. Shynkarenko, A.I. Temnikov. Position control of seat suspension with minimum stiffness. *Journal of Sound and Vibration* 292 (2006) 435–442.
5. Z.K. Peng, Z.Q. Lang, S.A. Billings, G.R. Tomlinson. Comparisons between harmonic balance and nonlinear output frequency response function in nonlinear system analysis. *Journal of Sound and Vibration* 311 (2008) 56–73.
6. L.V.V. Gopala Rao, S. Narayanan. Preview control of random response of a half-car vehicle model traversing rough road. *Journal of Sound and Vibration* 310 (2008) 352–365.
7. Jun Hwa Lee, Rajendra Singh. Existence of super-harmonics in quarter-vehicle system responses with nonlinear inertia hydraulic track mount given sinusoidal force excitation. *Journal of Sound and Vibration* 313 (2008) 367–374.
8. Diveyev B., Vikovych I., Kernytskyi I., Butyter I. Prospects of application of modern methods for optimum designing of technological machines // VI konferencia naukowo-praktyczna “ENERGIA W NAUCE I TECHNICIE”. – Bialystok-Suwalki, Poland, June 22-23, 2007. – Streszczenia referatow. – P. 23.
9. Дівеєв Б. Алгоритми розрахунку вібронапружених конструкцій у САПР та діагностичних системах на мікрокомп'ютерах // Матеріали 4-ї та 5-ї Міжнародних науково-практичних конференцій „УКРСОФТ”. Львів 1995. – С.191-194.
10. Дівеєв Б.М., Вікович.Б. Узагальнення методу механічних чотирьохполюсників для побудови розрахункових схем складних вібронавантажених конструкцій. // *Машинознавство*, 2001, №11. – С.22–26.
11. Дівеєв Б., Миронюк О., Шевчук Р. Дискретно-континуальна модель для розрахунку динамічних характеристик струшувача плодів // *Машинознавство*, 1998, №8. – С.15–19.
12. Дівеєв Б.М., Вікович.Б. Узагальнення методу механічних чотирьохполюсників для побудови розрахункових схем складних вібронавантажених конструкцій // *Машинознавство*, 2001 №11. – С.22–26.
13. Дівеєв Б.М. Інженерні проблеми оптимального проектування обприскувачів // *Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. I –ї Міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM - I), 4 – 7 жовтня 2004 р., – Тернопіль:*

Терн. держ. техн. ун-т, 2004. – С. 451 - 457. 14. Дівеєв Б., Вікович І., Сухорольський М., Дубневич О. Розрахунок та оптимізація причепа з підвіскою змінної жорсткості. // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. I –ї Міжн. наук.-техн. конф. (DSR AM - I), 4 – 7 жовтня 2004 р., – Тернопіль: Терн. держ. техн. ун-т, 2004. – С. 458–463. 15. Дівеєв Б.М., Дорош І.Р. Проблеми віброзахисту та динамічної стабілізації у штангових обприскувачах. // Тези доповідей Міжнар. наук.-техн. конф. “Вібрації в техніці та технологіях”, 3 – 7 жовтня 2005 р. – Полтава. 16. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А., Дівеєв Б.М., Бутитер І.Б., Дівеєв І.Б. Генетична оптимізація конструкцій підвісок колісних машин // Зб. наук. пр. Асоціації “Автобус” “Проектування, виробництво та експлуатація автомобільних засобів і поїздів”. – Львів, 2004. Вип. 8. – С. 31–35. 17. Дівеєв Б.М., Дорош І.Р. Проблеми оптимального проектування штанг штангових обприскувачів. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів. № 40. 2006. – С.105-111. 18. Igor Vikozych, 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. 19. B. Diveyev, I. Vikozych, I. Kernytskyy, I. Butyter, M. Kernytska. Prospects of application of modern methods for optimum designing of technological machines. VI Konferencija naukowo-praktyczna. Energia w nauce i technice. Streszczenia referatow. Suwalki 2007, pp.23.

УДК 621.787

І.В. Гурей, Т.А. Гурей*

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра технології машинобудування,
*кафедра транспортних технологій

ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ ТЕПЛОТИ, ЯКА ВИДІЛЯЄТЬСЯ У ПОВЕРХНОВИЙ ШАР ПІД ЧАС ФРИКЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ

© Гурей І.В., Гурей Т.А., 2012

Показано, що при фрикційному зміцненні сталей на кількість теплоти, яка виділяється у поверхневий шар, впливає форма робочої частини інструмента, режими обробки. Найбільшу кількість теплоти, яка йде на формування зміцненого шару, отримують, використовуючи інструмент з нарізаними поперечними пазами на його робочій частині.

It is show that the form of working part and machining conditions affect the amount of heat that is released in the surface layer during frictional hardening. The greatest quantity of heat that goes into the hardened layer forming, obtained by used the instrument with cross slots into working part.

Постановка проблеми. У процесі фрикційного зміцнення у поверхневих шарах оброблюваної деталі у зоні контакту інструмент–деталь відбувається високошвидкісне нагрівання металу до температур, вищих за точку фазових перетворень. На поверхневі шари оброблюваного матеріалу впливають два основні чинники: імпульси зовнішніх сил, що мають випадковий характер, і температурні імпульси, що змінюються достатньо швидко в часі. У результаті ця дія зводиться до сумісного ефекту силового і теплового ударів. Вплив того або іншого чинника залежить від вигляду, режимів та інших умов обробки [1].