

О. Горбай

Канд. техн. наук

Б. Дівеєв

Канд. техн. наук

І. Коник

Канд. техн. наук

Національний університет
«Львівська політехніка»,
м. Львів

УДК 621.01

ВПЛИВ ПРУЖНИХ ПРОКЛАДОК НА ДИНАМІКУ АВТОБУСІВ ТА МІЦНІСТЬ КОНСТРУКЦІЇ КУЗОВА

Стаття присвячена методам оцінювання вібраційних процесів у колісних машинах. Розглянуті комбіновані схеми зменшення вібрації: віброізоляції за допомогою підвіски і поглинання вібрації за допомогою еластичних елементів. Як приклад розглянута нова математична модель конструкції автобуса, який містить гумові демпфувальні прошарки.

вібраційний процес, колісна машина, підвіска, еластичний елемент, автобус

Вступ. Різноманітні еластичні прокладки широко застосовують для зменшення вібрації у машинах, приладах і спорудах. Їх застосовують для зменшення рівнів вібрації і шуму в кабінах транспортних засобів. Джерелами цих збурень можуть бути як процес взаємодії коліс з дорогою, так і внутрішні джерела: двигуни, трансмісії та інші вібробудники (наприклад, вібратор у вібраційному дорожньому катку). Еластичні прокладки застосовують також для зменшення вібронавантаженості конструкцій транспортних засобів (ТЗ), зменшення шуму при пересуванні машин і роботі спеціальних ТЗ. Для віброізоляції та вібропоглинання в техніці застосовуються різноманітні конструкції амортизаторів [1, 2]. Конструкції цих пристроїв містять еластичні елементи з підвищеними демпфувальними властивостями. Переважно розміри цих пристроїв малі порівняно з розмірами машин, в яких їх використовують. Тому їхній вплив на динаміку цих машин можна оцінити на основі дискретних залежностей – динамічних жорсткостей амортизаторів. Для цього у випадку застосування, наприклад, гумових амортизаторів, потрібно уточнити розрахунок еластичного матеріалу. Часто такі розрахунки потрібні і для дослідження міцності амортизаторів.

На сьогодні велика частина автобусів виконана на базі шасі вантажних автомобілів, а також спеціальних автобус-

них шасі, несуча частина яких виконана у вигляді балкової лонжеронної системи, яка складається з двох поздовжніх балок, з'єднаних між собою поперечинами. Такі конструкції несучих систем відносять до категорії рамних кузовів, у яких статичне навантаження та реакції ресор переважно сприймаються рамою, з'єднаною з кузовом.

Переважаюча більшість математичних моделей амортизації транспортних засобів базується на простих дискретних схемах розрахунку, часто розглядається найпростіша одновимірна модель: невіднесена маса – підвіска – основна маса машини [1 – 7]. Проте такі моделі не дають можливість врахувати гнучкість конструкції машини, а також визначити динамічні напруження. Тому у [8 – 11] запропоновано дискретно-континуальні моделі динаміки агрегатів, що не мають цих недоліків. У [12 – 14] наведені розрахункові схеми для визначення жорсткості еластичних з'єднань.

Постановка проблеми розрахунку та оптимального проектування. Важливим питанням створення сучасних машин є зменшення вібрації. Вібрації і в колісних машинах, і в спорудах, і в приладах значно зменшують їхній ресурс. Негативно діє вібрація і на людину. Проблема оптимального вібропоглинання доволі широка. Вона містить і розроблення спеціальних конструкцій машин з малою віброактивністю, і застосування спеціаль-

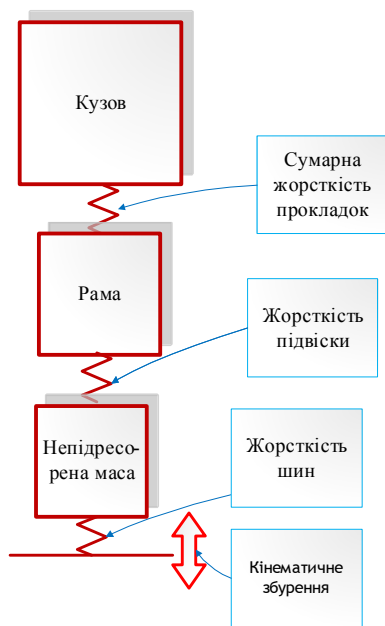


Рис. 1. Одновимірна схема колісної машини з кінематичним збуренням

них вібропоглинаючих матеріалів, і застосування ДГК та визначення оптимального розміщення еластичних прокладок відносно конструкції машини і, власне, оптимізацію саме конструкції вузлів з'єднання, що містять еластичні прокладки. Особливістю компоновки автобусів середнього і малого класу, побудованих на шасі вантажних автомобілів, є розміщення силового приводу (ДВЗ, трансмісія, супутні агрегати) фактично в салоні автобуса. На практиці це означає, що робоче місце водія буквально розташоване на двигуні, а сидіння оператора згідно з діючою нормативною базою вимог СНД допускає відсутність індивідуальної системи підресорювання (лише м'яка набивка). Очевидно, що з точки зору щоденної експлуатації в умовах розташування водія на спільній з двигуном забудові мотовідсіку, питання досліджень вібронавантажень стає актуальним.

Вібраційне навантаження автобуса з врахуванням еластичності прокладок. Для багатьох машин важливою є задача віброізоляції пасажирського салону. Схема машини з джерелом вібраційного збудження зображена на рис. 1.

Рівняння динамічної рівноваги мають вигляд:

$$\begin{aligned}
 m_1 \frac{d^2 u_1}{dt^2} + k_1 (u_1 - u_0) + k_2 (u_1 - u_2) &= 0, \\
 m_2 \frac{d^2 u_2}{dt^2} + k_2 (u_2 - u_1) + k_3 (u_2 - u_3) &= 0, \\
 m_3 \frac{d^2 u_3}{dt^2} + k_3 (u_3 - u_2) &= 0.
 \end{aligned} \quad (1)$$

Тут u_1, u_2, u_3 – переміщення, відповідно, непідресореної маси, рами, кузова (верхньої частини), m_1, m_2, m_3 – їхні

маси, k_1, k_2, k_3 – жорсткість шин, підвіски і сумарна жорсткість пружних прокладок, u_0 – кінематичне збурення.

У загальному нелінійному випадку та при врахуванні демпфування складові $k_i(u_{i+1} - u_i)$ потрібно замінити на деякі нелінійні функції $f_i\left(u_{i+1} - u_i, \frac{du_{i+1}}{dt} - \frac{du_i}{dt}\right)$.

Розглянемо тут лінійний випадок в'язкого демпфування, при якому ці функції будуть мати вигляд

$$f_i = k_i(u_{i+1} - u_i) + c_i \left(\frac{du_{i+1}}{dt} - \frac{du_i}{dt} \right),$$

де c_i – коефіцієнти в'язкого демпфування.

Розглянемо випадок усталених коливань [2, 8]. На рис. 2, а, б наведені АЧХ для мас з моделі на рис. 1. Тут прийнято: $m_1=100$ кг, $m_2=600$ кг, $m_3=2000$ кг, $k_1=1000$ кН/м, $k_2=200$ кН/м.

Проектування еластичних прокладок для каркасу машини. Для розрахунку ефективних пружних характеристик гумових подушок, що служать для амортизації з'єднань жорстких елементів застосовують розрахункові схеми різного порядку точності. Складність таких задач зумовлена геометричними параметрами — складними

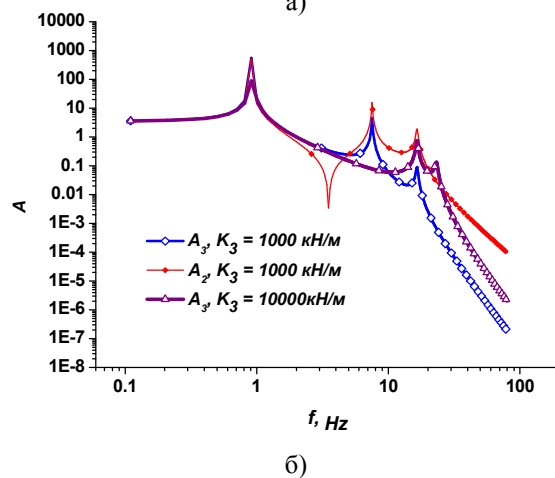
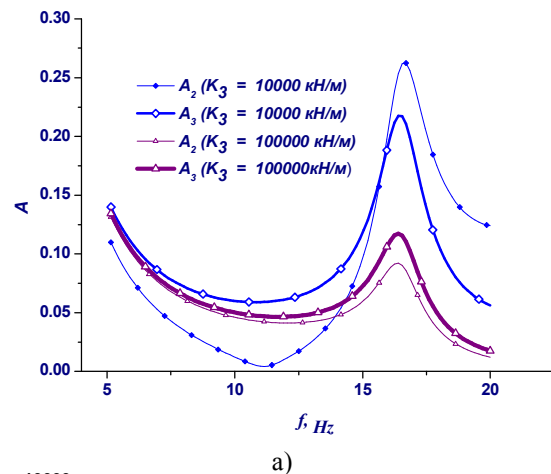


Рис. 2. Амплітудно-частотні характеристики: а – в нижньому частотному діапазоні (A_2 – переміщення рами, A_3 – переміщення кузова, сумарна жорсткість еластичних прокладок); б – у середньому частотному діапазоні

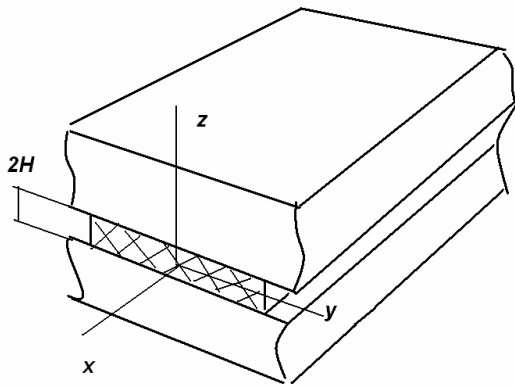


Рис. 3. Розрахункова схема прокладки

формами цих елементів, апіорі невідомими розмірами контактних зон та механічними — нелінійними деформаційними характеристиками гумових матеріалів, неоднорідністю матеріалу, що створюється як конструктивними способами, так і в напруженому статичному стані. Адже ці гумові елементи звичайно працюють у динамічних режимах, знаходячись під впливом значних статичних навантажень. Нарешті, зазначимо, що внаслідок того, що коефіцієнт Пуасона ν гумових матеріалів приблизно дорівнює 0.5, гума є практично нестисливим матеріалом. Тому навіть у простих умовах деформування у гумовому елементі виникає об'ємний напружений стан.

Розглянемо стиск шару еластичного матеріалу між жорсткими площинами. Точний розв'язок цієї задачі в рамках лінійної задачі теорії пружності наведений у [15]. У кутових точках, як і у випадку штампа з кутовими точками і плоскою основою, виникають нескінченно великі напруження. Порядок нескінченності цих напружень пропорційний Δ^{-a} , де Δ — віддаль від кутової точки, a — дробовий показник, що, в залежності від умов тертя, приймає значення від -0.43 до -0.29 . Поруч з цим спостерігається зменшення напружень до вільного краю матеріалу.

Для числового аналізу застосуємо дещо інакший підхід, ніж у [14]. Якщо там вільним членом у системі рівнянь виступав контактний тиск на поверхні шару, то тепер замість неоднорідного члена розглянемо деякий однорідний розподіл вертикального стиску шару (рис. 3).

Переміщення розглянемо у такій формі:

$$\begin{aligned} u &= u_0 + u_{ij} \sin((2i-1)\pi z/H) \cdot y^{2j-1}, \\ w &= w_0 + w_{ij} \sin((2i\pi z/H)) \cdot y^{2j-2}. \end{aligned} \quad (2)$$

Тут u_0, w_0 — переміщення, що відповідають однорідному стиску вздовж осі z . Згідно з кінематичними гіпотезами (2) видно, що розглядається неперервний контакт між шаром і стискаючими поверхнями. При використанні варіаційного принципу Лагранжа [14] отримуємо

$$\int_V (\sigma_{yy} \delta \varepsilon_{yy} + \sigma_{zz} \delta \varepsilon_{zz} + \tau_{yz} \delta \varepsilon_{yz}) dV = \int_V (\sigma_{yy}^0 \delta \varepsilon_{yy} + \sigma_{zz}^0 \delta \varepsilon_{zz} + \tau_{yz}^0 \delta \varepsilon_{yz}) dV = \int_{V_k} (C_{yz} \varepsilon_{zz}^0 \delta \varepsilon_{yy}) dV. \quad (3)$$

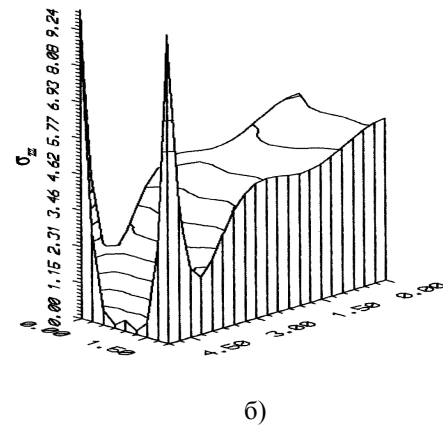
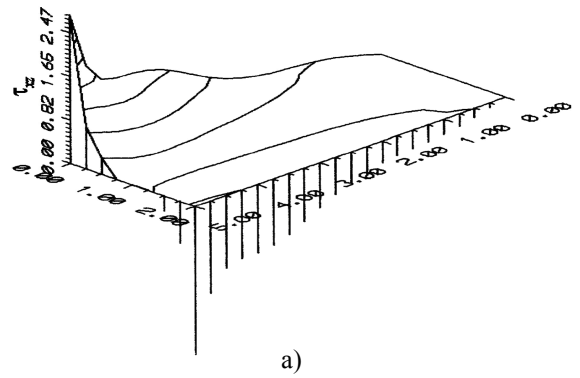


Рис. 4. Розподіли напружень по ширині прокладки: а — дотичні τ_{yz} , б — нормальні σ_{yz}

Інші доданки в правій частині будуть відсутні згідно з (2):

$$\begin{aligned} \sigma_{xx} &= C_{xx} \varepsilon_{xx} + C_{xz} \varepsilon_{zz}, \quad \sigma_{zz} = C_{zx} \varepsilon_{xx} + C_{zz} \varepsilon_{zz}, \\ \tau_{xz} &= G_{xz} \gamma_{xz}. \end{aligned} \quad (4)$$

При підстановці (2) у (4) та в (3) отримуємо систему алгебричних рівнянь на параметри u_{ij}, w_{ij} . На рис. 4. показані розподіли напружень τ_{yz}, σ_{zz} (у безрозмірній формі) у пружному масиві для нестисливого матеріалу (на площадці контакту). З наведених числових даних можна зробити висновок, що найбільша концентрація дотичних напружень спостерігається у кутових точках.

Тут не наведені їхні нескінченно великі значення в крайніх точках, отримані при точному розв'язку рівнянь лінійної теорії пружності, а лише деякі апроксимаційні згладжені значення, отримані з варіаційного принципу. Проте вони також слугують відображенням рівня концентрації напружень на краях, хоч би в енергетичному розумінні. Точні сингулярні розв'язки не можуть практично реалізуватися, адже раніше будуть проходити процеси проковзування, пластичного деформування, що будуть їх згладжувати.

Жорсткість прокладки в залежності від співвідношення її ширини до висоти для різних коефіцієнтів Пуасона наведена на рис. 5.

Можна зауважити значне зростання нелінійності з наближенням коефіцієнта Пуасона ν до теоретичної межі 0.5 — нестисливого матеріалу. Це пояснюється тим, що при малих товщинах прокладки, фактично, внаслідок

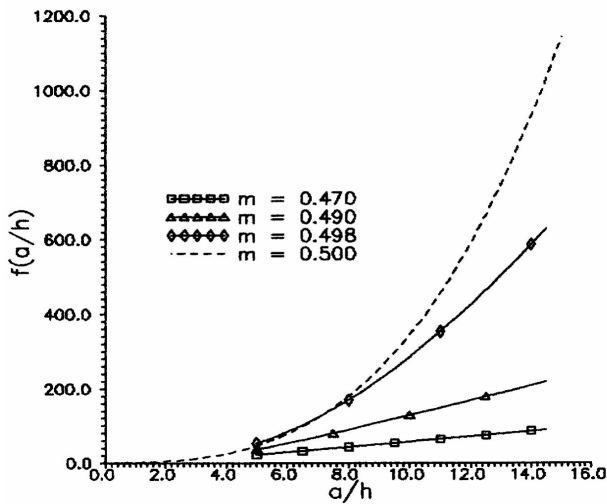


Рис. 5. Жорсткість прокладки в залежності від співвідношення a/h для різних коефіцієнтів Пуасона m

нестисливості її матеріалу, значна частка деформації відбувається в крайніх зонах (матеріал видушується на краях). Цей ефект не враховують багато дослідників, а постулюють нелінійні пружні характеристики матеріалу. Хоч у таких умовах деформування як вище (гумова прокладка в обмеженій об'ємі) ми не маємо однорідного напруженого стану, на основі якого можна розраховувати пружні характеристики матеріалу, а не конструкції. Тут легко може закрастися помилка, а саме: нехтування впливом конструктивних параметрів на нелінійну поведінку.

Висновки. Як можна побачити з рис. 2, а еластичні прокладки в області низьких частот малоефективні, і можуть мати негативний вплив. Проте в області вищих частот, до яких належать власні частоти коливаний (рис. 2, б) ефективність еластичних прокладок зростає. Тим самим зростає їхній вплив на зменшення вібронапружень. Ефективними вони можуть виявитися і для шумозахисту пасажирського салону чи кабіни водія.

Література

1. Раймпель И. Шасси автомобиля – элементы подвески. Машиностроение, 1987. – 360 с.
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. Lee C.-M., Bogatchenkov A.H., Goverdovskiy V.N., Shynkarenko Y.V., Temnikov A.I. Position control of seat suspension with minimum stiffness. Journal of Sound and Vibration 292 (2006) 435–442.

5. Peng Z.K., Lang Z.Q., Billings S.A., Tomlinson G.R. Comparisons between harmonic balance and nonlinear output frequency response function in nonlinear system analysis. Journal of Sound and Vibration 311 (2008) 56–73.

6. Gopala Rao L.V.V., Narayanan S. Preview control of random response of a half-car vehicle model traversing rough road // Journal of Sound and Vibration. – 310. – 2008. – S. 352–365.

7. Jun Hwa Lee, Rajendra Singh. Existence of superharmonics 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. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444 с.

9. Дівеєв Б.М. Рациональне моделювання динамічних процесів у складних конструкціях // Вісн. Національного університету «Львівська політехніка» «Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні». – Львів. – №41. – 2007. – С. 103–108.

10. Diveyev B., Vikovych I., Kernytskyy I., Butyter I. Prospects of application of modern methods for optimum designing of technological machines // VI konferencia naukowo-praktyczna “ENERGIA W NAUCE I TECHNICE”. – Bialystok-Suwalki, Poland, June 22-23, 2007. – Streszczenia referatow. – P. 13–20.

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., Николишин М.М. Уточнені розрахункові схеми для напружено-деформованого стану конструктивних з'єднань шаруватих елементів. // Мат. методи та фіз.-мех. поля. – 1998. – 41, №4. – С.130–134.

13. Дівеєв Б.М., Лампіка Р.В., Николишин М.М. Розрахунок напруженого стану з'єднань тонкостінних елементів, спряжених еластичним про шарком // Мат. методи та фіз.-мех. поля. – 2000. – 43, №4. – С. 135–139.

14. Дівеєв Б., Микитюк О., Тимошенко Н. Визначення характеристик пружних гумових амортизаторів // Вісн. Львівського ун.-ту, серія механіко-математична. – Вип. 57. – 2000. – С. 68–71.

15. Джонсон Е. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир. – 1982. – 510 с.

Отримана 07.06.11

O. Horbay, B. Diveyev, I. Konyk

The elastic interlayer's influence on the dynamic and strength of bus construction

National University “Lvivska Politechnika”, Lviv

The paper deals with the methods of vibration processes evaluation in wheel machines. Combined schemes of vibration decreasing are under discussion: vibroisolation by means of suspension and absorbing of vibration by means of compact elastic elements. As example a new mathematical model for the bus construction which contains rubber damping layers is proposed