

проходить через жалюзі 2, переміщається по контейнері 1 в сторону обертового дебаланса 3. Після закінченні відділення закривають жалюзі 2, відчиняють вікно 8 правої секції контейнера 1 і включають дебаланс 7. Проходить вивантаження деталей 4 із правої секції контейнера. Після закінчення вивантаження закривають вікно 8 і відчиняють жалюзі 2, що приводить до рівномірного розподілу робочого середовища 6 в обох секціях контейнера 1. Зупиняють дебаланси і після повного припинення вібрації здійснюють завантаження деталей 4 в обидві секції контейнера 1.

Відокремлення габаритних деталей від робочого середовища (рис.2) в робочому контейнері можна здійснювати аналогічно, переміщуючи робоче середовище в одну із сторін за допомогою виключення відповідного дебалансу, що приведе до звільнення деталі на протилежній стороні контейнера.

Застосування даної схеми відокремлення деталей від робочого середовища зменшує час проведення допоміжних операцій, пов'язаних з вивантаженням, завантаженням і наступним транспортуванням робочого середовища назад у контейнер. Машини, які працюють за даним принципом, дозволяють обробляти і розділяти велику масу різноманітних деталей без застосування допоміжних пристроїв сепарації.

1. Карташов И.Н., Шаинский М.Е., Власов В.А. *Обработка деталей свободными абразивами в вибрирующих резервуарах*. К., 1975. 2. Бабичев А.П., Трунин В.Б., Самодумский В.П. и др. *Вибрационные станки для обработки деталей*. М., 1984. 3. А.с. 1373545 СССР. *Устройство для вибрационной обработки деталей* / В.А.Щигель, М.П.Пелех, В.М.Боровець // *Открытия. Изобрет.* 1988. № 6.

УДК 631.302

РОЗРАХУНОК МАЯТНИКОВО-ПРУЖИННОЇ СИСТЕМИ ВІБРОЗАХИСТУ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ НАВІСНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОЛІСНИХ МАШИН

© Вікович І.А., Дівесв Б.М.*, 1999

ДУ «Львівська політехніка», кафедра «Нарисна геометрія та графіка»:

*Центр математичного моделювання ІППММ ім. Я.С.Підстригача НАНУ

У даній статті розроблено спосіб розрахунку віброзахисту великогабаритних навісних елементів колісних машин на базі віріаційного принципу Гамільтона-Остроградського із застосуванням специфічного алгоритму при виборі системи координатних функцій і матричних операцій.

Для моделювання технологічних процесів, що здійснюється за допомогою транспортних засобів, зокрема колісних машин, розроблені відповідні розрахункові схеми (РС) [1]. Переважаючий недолік традиційних моделей – це недостатній розгляд

взаємозв'язку транспортних та технологічних процесів. Ця задача частково розв'язана для дискретних моделей [2]. Хоч вони дозволяють достатньо точно визначити вплив динаміки руху транспортних засобів на технологічний процес, проте зворотний вплив, який в окремих випадках досить значний, часто розглядається не в повному обсязі. У даній роботі розглянуто клас дискретно-континуальних моделей [3], які дозволяють більш гнучко моделювати ці процеси.

Дискретно-континуальне моделювання знайшло широке застосування в розрахунку динаміки колісних екіпажів та колісних поїздів. Це пов'язано насамперед з необхідністю визначення напружень у таких конструкціях при динамічних навантаженнях. Дискретні РС дозволяють лише визначати амплітудно-частотні характеристики (АЧХ). Часто вони переобтяжені додатковими дискретними елементами. Внесення додаткового дискретного елемента навіть малої маси вносить значні зміни в АЧХ у області його власного резонансу, хоч сама наявність даного елемента може вносити незначні зміни як в технологічний процес, так і в реальний напружено-деформований стан (НДС) конструкції.

У роботі розглядаються лише такі процеси, які можуть бути з достатньою точністю описані лінійними рівняннями в'язкопружності.

Запишемо варіаційний принцип Гамільтона-Остроградського для всієї системи:

$$\int_0^t \left[\int_V (\delta U - \delta K) dV - \int_S P \delta u ds \right] dt = 0. \quad (1)$$

Тут δU – варіація потенціальної енергії, δK – кінетичної, P – зовнішні зусилля, du – віртуальні переміщення. Розглянемо наступний спосіб перетворення (1) для з'єднання підконструкцій. Він полягає в апроксимації переміщень неперервними кусково-гладкими полями [4]

$$u(x, t) = \sum_i q_i(t) \phi_i(x). \quad (2)$$

Побудова глобальної РС вимагає значного обсягу матричних обчислень та наступної діагоналізації системи рівнянь. Цих перетворень можна позбутися, або їх значно спростити, застосувавши деякі специфічні алгоритми як задання координатних функцій, так і матричних операцій.

Розглянемо спосіб побудови РС для конструкцій, які можна схематизувати у вигляді з'єднання елементів A_i .

Розіб'ємо множину елементів A_i на дві: множину вузлів з'єднань A_i^S та множину континуальних елементів A_i^C .

Для кожного елемента A_i^C виберемо систему координатних функцій з довільного ряду ортогональних по кінетичній енергії функцій з довільними граничними умовами. Це можуть бути відповідним чином перетворені тригонометричні функції (для одновимірних задач – ортогональні з вагою ρ). Можна використовувати і ортогональні поліноми, наприклад, поліноми Лежандра. Ці функції потрібно вибирати такими, щоб вони дозволяли з потрібним ступенем точності апроксимувати як довільні, достатньо

гладкі кінематичні поля переміщень в середині елемента, так і довільні граничні значення, як кінематичні, так і силові. Визначимо варіації енергій в цих елементах:

$$\begin{aligned} \delta U_i^c &= (K_i^{uc} q_i^c)^T \delta q_i^c, & \delta U_i^n &= (K_i^{un} q_i^c)^T \delta q_i^n, \\ \delta K_i^c &= (M_i^{kc} q_i^c)^T \delta q_i^c, & \delta K_i^n &= (M_i^{kn} q_i^c)^T \delta q_i^n. \end{aligned} \quad (3)$$

Тут індексом с позначені континуальні елементи, а індексом n – дискретні – вузли з'єднань.

З варіаційного принципу, згрупувавши члени при незалежних варіаціях δq_i^c та δq_i^n , отримуємо такі співвідношення

$$\left(M^c \ddot{q}^c + \bar{K}^c q^c \right) \delta q^c + \left(M_i q_i^n \right) \delta q_i^n, \quad (4)$$

$$\bar{K}^c = \begin{bmatrix} K_1^{uc} & & 0 \\ & \ddots & \\ & & K^{uc} \end{bmatrix} + K_i^{un}. \quad (5)$$

Тут знехтувано при підрахунку варіацій кінетичних енергій вузлових елементів їх деформативністю. Для одержання замкнутої системи рівнянь у нормальній формі визначимо додатково невідомі інерційні члени вузлових елементів із рівняння їх динамічної рівноваги

$$M_i^{kn} q_i = \left| \int_j F_i^j = K_i^d q^c \right. \quad (6)$$

Підставивши (6) у (4), отримаємо систему з діагональною матрицею інерції.

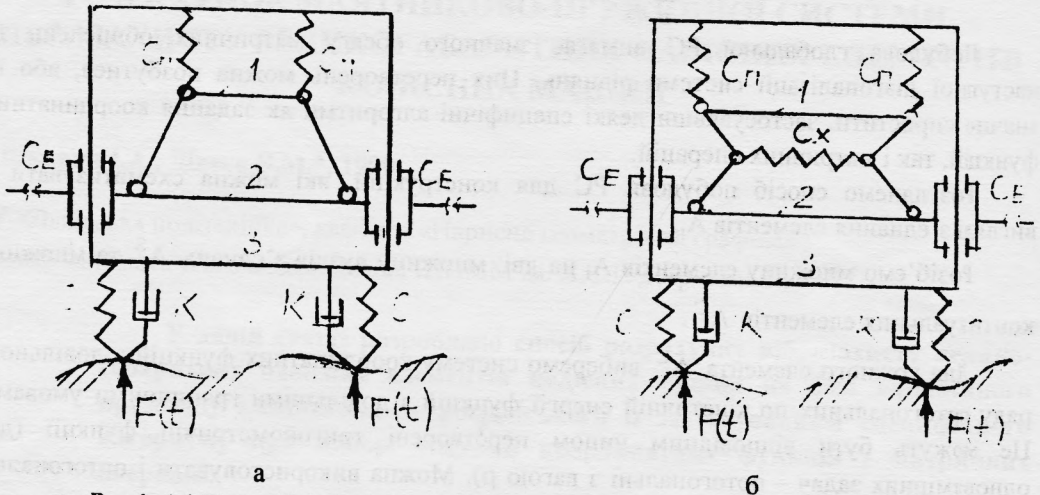


Рис.1. А і Ж подібні підвіски (1); навісні штанги (2); рами обприскувача (3).
 C_E – елементи поздовжньо-горизонтальної амортизації, С і К – коефіцієнти жорсткості і демпфування коліс, C_p і $C_{ж}$ – пружні елементи підвісок (а, б).

Особливо спроститься цей алгоритм, якщо подати елементи з'єднань у вигляді пружних безмасових елементів.

У реальних конструкціях з'єднання A_S з A_0 має часто складний характер. Воно може містити ряд пружних демпфуючих елементів. Можуть зустрітися варіанти маятникового підвісу [3]. Вкажемо загальний простий спосіб виведення вирішувальних рівнянь у цьому випадку, розглядаючи довільну маятникову систему у поєднанні з довільною кількістю нелінійних в'язкопружних елементів C_i . При цьому не обов'язково всі пружні елементи C_i під'єднані одночасно до обох елементів A_0 та A_S . Деякі з них можуть встановлюватися всередині пружної підвіски, як показано, наприклад, на рис.1.

Розглянемо дискретизацію конструкції на прикладі деяких комбінованих підвісок штанги польового обприскувача (рис.1).

Застосуємо штучний прийом. Збільшимо розмірність задачі, додавши до невідомих переміщення деяких проміжних точок. Взагалі їх координати, якщо не враховувати інерційність елементів C_i повинні визначатися з умов квазістатичної рівноваги систем елементів C_i . Дійсно, якщо розглянути їх як окрему частину конструкції P , то положення проміжних точок U_P повинні визначатися однозначно через переміщення U_0 та U_S .

$$U_P = F_P(U_0, U_S). \quad (7)$$

Але якщо навіть відоме це співвідношення, все одно для одержання рівнянь руху необхідно визначити додатково залежності

$$\delta U_P = f_P^0 \delta U_0 + f_P^S \delta U_S, \quad (8)$$

що вимагає операції диференціювання громіздкої функції F .

Тому запишемо варіаційний принцип, розглядаючи U_P як незалежні змінні. Розглянемо спочатку варіацію енергії деформації підвіски. Для прикладу розглянемо просту маятникову підвіску. Елемент A_S підвішений на двох пружних безінерційних стрижнях, з'єднаних шарнірно. Отже, в стрижнях K_1 і K_2 присутні лише поздовжні зусилля. Штанга A_S – це подовгаста пружна конструкція, яку можна моделювати стрижнем із змінними по довжині параметрами. Для висвітлення способу побудови цієї РС при значних переміщеннях обмежимося лише такими модами переміщень для A_S і A_1 :

1. Переміщеннями A_S як жорсткого цілого:

$$U_S = (X_S, Y_S, \varphi_S).$$

2. Однорідним розтягом – стиском A_1 вздовж осі.

Запишемо значення робіт зусиль на віртуальних переміщеннях точок T_1 і T_2 – δX_1 , δY_1 , δX_2 , δY_2 . Для цього знайдемо зусилля в стрижнях K_1 , K_2 , K_P , визначивши із заданих кінематичних параметрів їх видовження. Сили вважаємо нелінійними функціями від видовжень стрижнів. Для роботи зусиль на варіаціях переміщень отримуємо відповідно по стрижнях

$$\begin{aligned} \delta U_1 &= -k_1(i_1) \left(\frac{X_0^- - X_1}{i_1} \delta X_1 + \frac{Y_0^- - Y_1}{i_1} \delta Y_1 \right), \\ \delta U_2 &= -k_2(i_2) \left(\frac{X_0^+ - X_2}{i_2} \delta X_2 + \frac{Y_0^+ - Y_2}{i_2} \delta Y_2 \right), \end{aligned} \quad (9)$$

$$\delta U_P = -k_P(i_P) \left(\frac{X_2 - X_1}{i_P} \delta X_1 + \frac{Y_2 - Y_1}{i_1} \delta Y_1 \right) + k_P(i_P) \left(\frac{X_2 - X_1}{i_P} \delta X_2 + \frac{Y_2 - Y_1}{i_1} \delta Y_2 \right).$$

Якщо вважати маси зосередженими у вузлах, що звичайно постулюється в РС методу скінченних елементів, то можна відразу із принципу можливих переміщень, враховуючи інерційні члени, записати рівняння рівноваги

$$\begin{aligned} \frac{m_P}{2} \ddot{X}_1 &= f_1(X_1, Y_1, X_2, Y_2), \\ \frac{m_P}{2} \ddot{Y}_1 &= f_2(X_1, Y_1, X_2, Y_2), \\ \frac{m_P}{2} \ddot{X}_2 &= f_3(X_1, Y_1, X_2, Y_2), \\ \frac{m_P}{2} \ddot{Y}_2 &= f_4(X_1, Y_1, X_2, Y_2), \end{aligned} \quad (10)$$

де f_i визначаються з (9).

Якщо врахувати зміщення A_S як жорсткого тіла, то змінні X_i , Y_i виразяться у такому вигляді

$$\begin{aligned} X_1 &= X_P + b_P(1 - \cos \varphi_S), \quad Y_1 = Y_P - b_S \sin \varphi_S, \\ X_2 &= X_P - b_P(1 - \cos \varphi_S), \quad Y_2 = Y_P + b_S \sin \varphi_S. \end{aligned} \quad (11)$$

Варіації цих величин будуть

$$\begin{aligned} \delta X_1 &= \delta X_S, \quad \delta Y_1 = \delta Y_S - b_P \delta \varphi_S, \\ \delta X_2 &= \delta X_S, \quad \delta Y_2 = \delta Y_S + b_P \delta \varphi_S. \end{aligned} \quad (12)$$

На основі (10), (12) отримуємо такі рівняння рівноваги

$$\begin{aligned} m_P \ddot{X}_S &= f_1^P(X_S, Y_S, \varphi_S), \\ m_P \ddot{Y}_S &= f_2^P(X_S, Y_S, \varphi_S), \\ I_P \ddot{\varphi}_S &= f_3^P(X_S, Y_S, \varphi_S), \end{aligned} \quad (13)$$

де $f_1^P = f_1 + f_3$, $f_2^P = f_2 + f_4$, $f_3^P = -b_S f_2 + b_S f_4$.

Аналогічні співвідношення можна отримати і для більш складної конструкції підвіски (рис.1,б). Розглянемо випадок, коли проміжне тіло можна моделювати, як і вище, двома масивними елементами. Подовгастий елемент A_S в першому наближенні вважаємо жорстким об'ємним тілом. Рівняння рівноваги в даному випадку отримуються аналогічно

$$\begin{aligned} \frac{m_P}{2} \ddot{X}_1 &= f_1(X_1, Y_1, X_2, Y_2, X_S, Y_S, \varphi_S), \\ \frac{m_P}{2} \ddot{Y}_1 &= f_2(X_1, Y_1, X_2, Y_2, X_S, Y_S, \varphi_S), \\ \frac{m_P}{2} \ddot{X}_2 &= f_3(X_1, Y_1, X_2, Y_2, X_S, Y_S, \varphi_S), \end{aligned}$$

$$\frac{m_P}{2} \ddot{Y}_2 = f_4(X_1, Y_1, X_2, Y_2, X_S, Y_S, \varphi_S),$$

$$m_S \ddot{X}_S = f_1^P(X_1, Y_1, X_S, Y_S, \varphi_S),$$

$$m_S \ddot{Y}_S = f_2^P(X_1, Y_1, X_S, Y_S, \varphi_S),$$

$$I_S \ddot{\varphi}_S = f_3^P(X_1, Y_1, X_S, Y_S, \varphi_S).$$

(14)

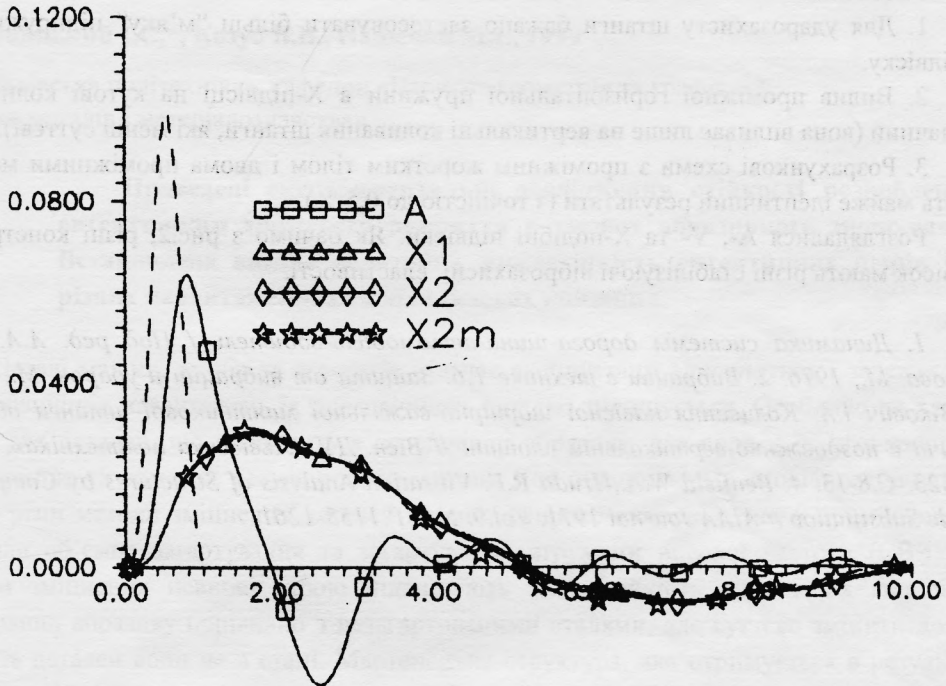


Рис.2. Символом (□) позначена реакція А-подібної підвіски без додаткових пружин на ланках; (∇) – реакція Х-подібної підвіски, в якій проміжна ланка моделюється жорстким масивним тілом з трьома ступенями вільності (верхні ланки підпружинені); (◇) – реакція цієї ж штанги при моделюванні проміжної ланки двома масами з чотирма ступенями вільності; (★) – ця ж Х-підвіска по моделі з двома масами із значенням жорсткості проміжної горизонтальної пружини меншим у десять разів.

Система нелінійних рівнянь (10), (14) у подальшому досліджувалася модифікованим числовим методом. Було розроблено комплекс програм UDST для дослідження динаміки такої підвіски. Цікаво, що коли спрямувати довжину нижніх ланок до нуля, то отримаємо серійну V-подібну підвіску, а коли спрямувати до нуля довжину верхніх ланок, то в результаті отримуємо відому А-подібну підвіску. Коли довжини ланок різні (мається на увазі несиметрична підвіска), то рівняння динамічної рівноваги отримуються аналогічно. Єдина відмінність – це необхідність врахувати дещо складнішу кінематику такого шарнірного механізму. Зокрема, перед розв'язання будь-якої динамічної задачі для такої підвіски потрібно її зрівноважити. Врешті, зрівноваження потрібно проводити і для симетричних підвісок, адже статичне положення рівноваги у полі тяжіння не

збігається з початковою конфігурацією підвіски. На практиці зрівноваження проводилося на основі того ж комплексу програм UDST при нульових динамічних навантаженнях. Звичайно, це саме може бути зроблено для визначення таких статичних параметрів підвіски, як кута слідкування (різниця між кутом нахилу рами агрегату та штанги). На рис.2 наведено значення ϕ_s при наїзді агрегату на схил та деяку одиничну нерівність (рельєф позначався пунктиром).

Висновки

1. Для ударозахисту штанги бажано застосовувати більш "м'яку" підпружинену X-підвіску.

2. Вплив проміжної горизонтальної пружини в X-підвісці на кутові коливання незначний (вона впливає лише на вертикальні коливання штанги, які менш суттєві).

3. Розрахункові схеми з проміжним жорстким тілом і двома проміжними масами дають майже ідентичний результат (з точністю до 0,5 %).

Розглядалися А-, V- та X-подібні підвіски. Як бачимо з рис.2, різні конструкції підвісок мають різні стабілізуючі віброзахисні властивості.

1. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / Под ред. А.А.Хачатурова. М., 1976.
2. Вибрации в технике Т.6. Защита от вибрации и ударов. М., 1981.
3. Вікович І.А. Коливання навісної шарнірно-важільної маятникової штанги обприскувача в поздовжньо-вертикальній площині // Вісн. ДУ «Львівська політехніка». 1997. № 323. С.8-13.
4. Benfield W.A., Hrudu R.F. Vibration Analysis of Structures by Component Mode Substitution // AIAA Journal. 1971. Vol.9. N 7. P.1155-1261.