

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ДИНАМІЧНОГО ГАСНИКА КОЛИВАНЬ З ГНУЧКОЮ ПЛАТФОРМОЮ

© Дівесв Б.М., Костюк В.В., Смольський О.І., 2008

Розглянуто методи розрахунку та оптимізації динамічних процесів у вібронавантажених конструкціях з динамічними гасниками. Розглядаємо випадок: маса гасника приєднана до платформи за допомогою плоского пружного елемента.

The paper deals with the methods of calculation and optimization of dynamic processes in vibroexcitated constructions with the dynamic absorbers. The case is discussed: the absorber mass is attached to the platform by means of the flat elastic element.

**Вступ.** Важливим питанням розробки сучасних машин є зменшення вібрації. Динамічні гасники коливань (ДГК) широко застосовують для зменшення рівнів вібрації і шуму в кабінах транспортних засобів, для зменшення вібрації обертових машин, зменшення амплітуд коливань різноманітних веж і споруд тощо. Джерелами цих збурень, наприклад, у колісних машинах можуть бути як процес взаємодії коліс з дорогою, так і внутрішні джерела: двигуни, трансмісії і вібробудники (наприклад, вібратор у вібраційному дорожньому катку).

**Постановка проблеми.** На рис. 1 показані можливі способи зменшення рівнів вібрації і звуку.

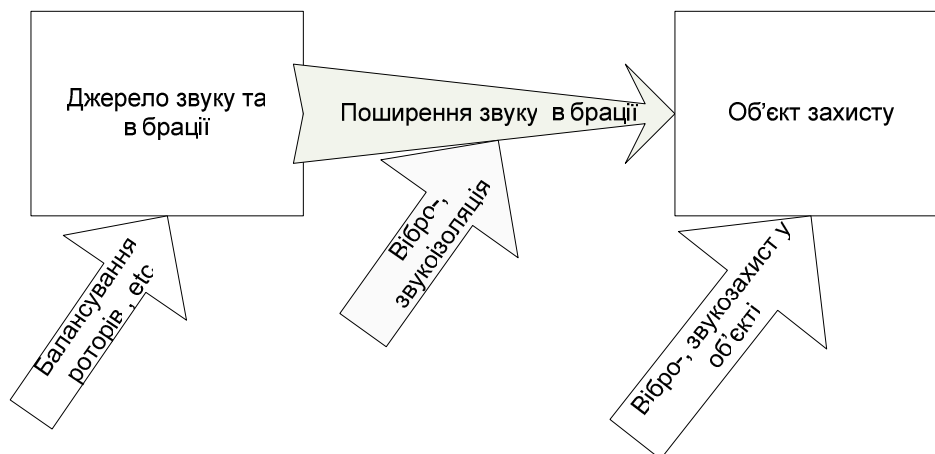


Рис. 1. Схеми зменшення рівнів вібрації та шуму

Схема містить засоби зменшення вібрації в джерелі (балансування...), шумо-віброізоляції, та засоби зменшення вібрації безпосередньо на чутливому елементі. Традиційні методи зменшення вібрації часто стають недостатньо ефективними. Ефективним у цьому випадку може стати застосування динамічного гасника коливань (ДГК) [1–3].

**Аналіз останніх досліджень.** Більшість практичних застосувань ДГК ґрунтуються на неадекватних математичних моделях складних конструкцій і неефективному проектуванні ДГК. Не враховуються пружні властивості самої конструкції, пружні властивості вузла приєднання ДГК до основної конструкції.

**Постановка задачі.** У динаміці складних конструкцій багато уваги приділяється методам конденсації систем рівнянь високого порядку, що охоплюють широкий частотний спектр. У цій роботі запропоновано алгоритм конденсації для основного гнучкого елемента – платформини шаруваті композитної пластини –  $P$  (рис. 2).

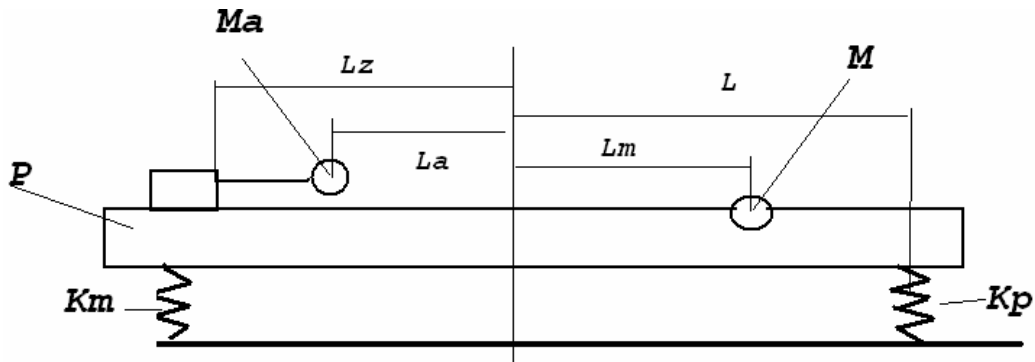


Рис. 2. Загальний вигляд платформи з ДГК

Застосовано варіант динамічної конденсації – зменшення порядку розв’язуваної системи рівнянь динамічної рівноваги апріорним врахуванням формозміни елементів [4–9]. Ці конденсовані моделі дозволяють оперувати з конструктивними параметрами, що безпосередньо впливають на якість функціонування агрегату та його міцність.

**Дискретно-континуальна модель платформи з ДГК.** Під час застосування 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 разі треба розглянути загальну дискретно-континуальну розрахункову схему [4–9]. Розглянемо платформу водія як гнучку конструкцію з приєднаними ДГК. З варіаційного принципу Гамільтона-Остроградського

$$\delta U - \delta K = 0 \quad (1)$$

За таких кінематичних умов:

$$W(x) = (w + x\gamma + q_1\varphi_1(x) + q_2\varphi_2(x) + \dots) \quad (2)$$

(розглядаються лише вертикальні коливання) отримаємо інтегральні співвідношення (для встановлених коливань)

$$\begin{aligned} \delta K = & \omega^2 \int_{-L}^L \rho(w + x\gamma + q_1\varphi_1(x) + q_2\varphi_2(x) + \dots)(\delta w + x\delta\gamma + \delta q_1\varphi_1(x) + \delta q_2\varphi_2(x) + \dots)dx + \\ & + m\omega^2(w + L_m\gamma + q_1\varphi_1(L_m) + q_2\varphi_2(L_m) + \dots)(\delta w + L_m\delta\gamma + \delta q_1\varphi_1(L_m) + \delta q_2\varphi_2(L_m) + \dots) + m_a\omega^2 w_a \delta w_a \quad (3) \\ \delta U = & K_m((w_0 - (w - L\gamma))(-(\delta w - L\delta\gamma))) + K_p((w_0 - (w + L\gamma))(-(\delta w + L\delta\gamma))) \\ & + K_a(w_a - w + L_a\gamma - Q_{a1}q_1 - Q_{a2}q_2 \dots)(\delta w_a - \delta w + L_a\delta\gamma - Q_{a1}\delta q_1 - Q_{a2}\delta q_2 \dots) + E_1q_1\delta q_1 + E_2q_2\delta q_2 + \dots \end{aligned}$$

Тут

$$Q_{qi} = \varphi_i(L_z) + \varphi_i'(L_z)(L_z - L_a), \quad (4)$$

геометричний параметр,

$$E_1q_1\delta q_1 + E_2q_2\delta q_2 + \dots = \int_{V_p} (\sigma_x\delta\varepsilon_x + \sigma_z\delta\varepsilon_z + \tau\delta\tau) dV, \quad (5)$$

енергія деформації пластини.

**Числовий аналіз.** Для числового дослідження обмежимося лише першою формою для пластини  $\varphi_1 = \cos(\pi x/2L)$ , яка точно задовольняє граничні умови ( $d^2w(-L)/dx^2 = d^2w(L)/dx^2 = 0$ , ) –

умови шарнірного закріплення. Демпфування у системі вважалося в'язким. Під час розгляду у компактній комплексній формі кожен пружну дійсну константу замінимо на комплексну

$$K_n \rightarrow K_n(1 + i\omega\eta_n) \quad (6)$$

Підставляючи (4)–(6) у (1)–(3), отримуємо лінійну систему звичайних алгебраїчних рівнянь з комплексними коефіцієнтами.

$$Ay = f \quad (7)$$

Алгоритмічною мовою Фортран було складено програму. Нижче наведено ядро програми – блок задання матриці  $a(i, j)$  при невідомих, які були зображені вектором  $y = (w, \gamma, w_a, q_1)$

```

EM = Ro*2.*EL
S1=4.*Ro*EL/Pi
S2=Ro*EL
Sm=EM1*cos(Pi*ELm/(2.*EL))
Qa=cos(Pi*ELz/(2.*EL))+(ELz-ELa)*sin(Pi*ELz/(2.*EL))*Pi/(2.*EL)
Qe=10.**3.
c
do 790 if=1,NCR
c
OMF = T0 + if * (TK-T0)/NCR
OM = OMF * 2. * Pi
c
OM=OMhc*2.*3.1416
o2 = OM**2.
ui = cmplx(0.,DempK)
oc = OM*ui
c
uia = cmplx(0.,DempA)
oca = OM*uia
c
uie = cmplx(0.,DempE)
oce = OM*uie

a(1,1) = (EM+EM1)*o2 - 980. * ( EKP + EKM+EKA
*+oc*(EKP+EKM+EKA))
c
print 1443, EM(1),EK(1),EK(2)
a(1,2) = (ELm*EM1)*o2+980.*( (EKP-EKM)*EL-EKa*ELa
* + oc*((EKP-EKM)*EL+EKa*ELa))
a(1,3) = 980.*(EKa+oca*EKA)
a(1,4) = (S1+Sm)*o2 +980.*EKa*Qa
a(2,2)= (EM*EL**2./3.+EM1*ELM**2.)*o2
* - 980.*( (EKP+EKM)*EL**2.
* + EKA*ELA**2.+oc*((EKP+EKM)*EL**2.+ EKA*ELA**2.))
c
a(2,1) = a(1,2)
a(2,3) = 980. * (EKA*ELa + oca*EKA*ELa)
c
c
y4 << y1,2,3
c
a(2,4) = (ELm*Sm)*o2+980.*EKa*ELa*Qa
c
a(3,3) = EMA*o2 - 980.*(EKA+oca*EKA)
a(3,1) = a(1,3)
a(3,2) = a(2,3)
a(3,4) = - 980.*EKa*Qa
c
a(4,4) = (Sm**2.+S2)*o2-980.*(EKa*Qa**2.+oca*EKa*Qa**2.
* + Qe + oce*Qe)
a(4,1) = a(1,4)

```

$$a(4,2) = a(2,4)$$

$$a(4,3) = a(3,4)$$

c

Розглядали такі вхідні дані:

0.100000E+02	$L$
0.800000E+01	$Lz$
0.200000E+01	$La$ см
0.300000E+01	$Lm$
0.150000E+00	$Ro$ кг/см <sup>3</sup>
0.600000E+01	$Ml$
0.300000E+00	$Ma$ кг
0.100000E+03	$Km$
0.100000E+03	$Kp$ кг.см
0.150000E+02	$Ka$
0.100000E-02	$DemPK$
0.200000E-03	$DemPA$
0.100000E-01	$DemPE$
5000	$NCR$
0.350000E+00	$T0$
0.500000E+02	$TK$

Тут  $NCR$  – кількість точок розрахунку,  $T0$ –  $TK$  – частотний діапазон (в герцах).

На рис. 3 показані АЧХ конструкції у точці  $x=Lm$  (точці приєднання маси  $M$ )

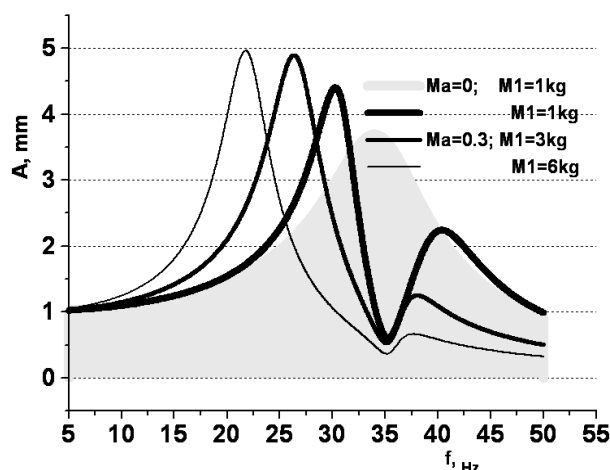


Рис. 3. АЧХ у точці приєднання дискретної маси

Розглядали два випадки: відсутність гасника ( $Ma=0$ ) та наявність гасника за різних мас  $M$ .

Можна помітити доволі значне зменшення рівнів вібрації на робочій частоті ДГК  $f \approx 35$ Гц. Особливо ефективним ДГК буде у разі збігу його власної резонансної частоти з резонансною частотою конструкції (при  $M = 0,3$  кг).

**Висновки.** Розроблені теоретичні моделі для динаміки і демпфування дискретно-континуальної структури: гнучка платформа – ДГК. Динамічна поведінка системи визначається під час врахування невеликої кількості параметрів. Отримані алгоритми аналізу такого типу конструкцій у частотній області. Ці спрощені моделі використані у розрахунку та оптимізації віброзахисних властивостей платформи водія з приєднаними ДГК у дискретно-континуальній моделі колісної машини, у застосуванні ДГК до різного типу машин та приладів. Надалі планується детальніший аналіз впливу параметрів на якість вібропоглинання, зокрема розгляд системи ДГК та композитної шаруватої пластини з підвищеним демпфуванням.

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444 с. 2. Стоцько З.А., Дівесв Б.М., Сокіл Б.І., Топільницький В.Г. Математичні моделі керування віброактивністю

технологічних машин // *Машинознавство*. – 2005. – № 2. – С. 37–42. 3. Дівеєв Б.М. Оптимізація процесів віброзахисту на основі напівавтоматичного гасника коливань // *Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”*. – 2005. – № 39. – С. 71–76. 4. Diveiev B. Rotating machine dynamics with application of variation-analytical methods for rotors calculation. *Proceedings of the XI Polish – Ukrainian Conference on “CAD in Machinery Design – Implementation and Education Problems.”*, Warsaw, June 2003. – P. 7–17. 5. Stotsko Z., Diveiev B., Sokil B., Topilnytskyu V. Устройства устранения вибрации технологических машин // *Manufacturing Engineering. Vyrobné Inzenierstvo*. – 2006. – Т. V, № 2. – С. 52–53. 6. Дівеєв Б.М. Інженерні проблеми оптимального проектування обприскувачів // *Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. I Міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM – I)*, 4–7 жовтня 2004 р. – Тернопіль: Терн. держ. техн. ун-т, 2004. – С. 451–457. 7. Дівеєв Б.М., Дорош І.А. Проблеми віброзахисту та динамічної стабілізації у штангових обприскувачах // *Вібрації в техніці та технологіях*. – Вінниця: ВДАУ, 2006. – № 1 (43). – С. 27–29. 8. Вікович І. А., Дівеєв Б. М. Конденсована модель поперечних коливань багатосекційної штанги обприскувача // *Вісн. Держ. ун-ту “Львівська політехніка”*. – 2001. – № 434. – С. 19–23. 9. Гацук П.М., Вікович І.А., Дівеєв Б.М. Застосування дискретно-континуальних розрахункових схем для визначення вібронпружень в механічних конструкціях // *Тр. Одеського політехн. ун-та*. – Одеса, 1999. – Вып. 2 (8). – С. 34–40.

УДК 621.825

**Б.І. Кіндрацький, А.С. Бурковський**

Національний університет “Львівська політехніка”,

кафедра деталей машин;

Львівський інститут Сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного

при Національному університеті “Львівська політехніка”,

кафедра ракетно-артилерійського озброєння

## **ДИНАМІКА ПРИВОДУ З ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНОЮ МУФТОЮ У ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ**

© Кіндрацький Б.І., Бурковський А.С., 2008

Наведено математичну модель приводу з жорсткою запобіжною та пружно-запобіжною муфтами в період пуску та раптового прикладання навантаження після розгону. Досліджено вплив параметрів муфт, приводу і режиму його роботи на динаміку в перехідних режимах функціонування. Обґрунтована доцільність і перспективність застосування пружно-запобіжних муфт для захисту елементів приводу, покращання його динамічних характеристик у перехідних режимах роботи.

The mathematical model of drive with a rigid overload release clutch and with an elastic overload release clutch is resulted. The influence of clutch structural parameters on drive dynamics in transient behaviors is working. Expedience of elastic overload release clutch application for protecting of drive members from destruction at an overload is substantiated.

Актуальність теми і огляд літератури. Запобіжні муфти з профільним замиканням, зокрема кулькові (КЗМ), широко застосовують і в приводах машин для захисту їх від руйнування під час перевантажень [1, 2, 9]. Такі муфти мають високу точність спрацювання, стабільність і надійність. Однак їм притаманні і деякі недоліки, зокрема, вони не володіють пружно-компенсаційними характеристиками і створюють під час пробуксовування додаткові динамічні навантаження, які можуть за певних умов перевищувати допустимі для ланок приводу [3, 5, 8]. Одним з можливих способів усунення цих недоліків є поєднання таких муфт з пружними муфтами, наприклад втулково-пальцевими або торовими [1]. Це ускладнює