

УДК 621.302:621.314.1

Б.М. ДІВЕЄВ, В.Я. ГРИЦАЙ, Т.Б. КОВАЛЬ

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки

ВЗАЄМОДІЯ ПОДОВГАСТОГО ЕЛЕМЕНТА КОНСТРУКЦІЇ З ДИНАМІЧНИМИ ГАСНИКАМИ КОЛИВАНЬ МАЯТНИКОВОГО ТИПУ З УДАРНОЮ МАСОЮ

© Дівеєв Б.М., Грицай В.Я., Коваль Т.Б., 2009

Розглянуто методи розрахунку та оптимізації конструкцій з динамічними гасниками коливань. Розглядається дискретно-континуальна модель системи: подовгастий елемент – динамічний гасник коливань. Отримані алгоритми зменшення вібрації подовгастого елемента за допомогою динамічного гасника коливань маятникового типу з ударною масою.

The paper deals with the methods of calculation and optimization of constructions with the dynamic vibration absorbers. The discrete-continue models of dynamic system: elongated element – dynamic vibration absorber are offered. The algorithms for vibration decreasing of elongated elements by means of dynamic vibration absorbers of the pendulum type with the shock mass are presented

Вступ. Важливим питанням розробки сучасних машин є зменшення вібрації. Традиційні методи віброізоляції часто стають недостатньо ефективними, особливо для такого класу машин, як обприскувачі з великогабаритною штангою або пожежні машини з великогабаритною стрілою. Ефективним у цьому випадку може стати застосування динамічного гасника коливань (ДГК).

Постановка проблеми. Подовгасті елементи таких колісних машин, як пожежні, штангові обприскувачі, усякі крани, пересувні бурильні установки мають велике значення як і в технологічних процесах, так і у визначенні ресурсних можливостей конкретного класу машин. Наприклад, стріла пожежного автопідйомника або штанга штангового обприскувача є його основними частинами. Конструкції стріли або штанги особливо впливають на основні характеристики машини, тобто на її функціональність, матеріалоемність та довговічність. До того ж такі елементи достатньо часто руйнуються внаслідок перевантажень. Отже, оптимізація конструкції подовгастого елемента часто є головним кроком під час оптимального проектування машини.

Аналіз останніх досліджень. У динаміці складних конструкцій багато уваги приділяється методам конденсації систем рівнянь високого порядку, що охоплюють широкий частотний спектр [1–6].

Динамічні гасники коливань (ДГК) широко застосовуються в техніці [7–15]. У разі широкого частотного спектра 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 згину стержнів і враховувалася міжсекційна податливість. У [9] застосовувалася теорія балки Тимошенка змінного перерізу.

В інженерних розрахунках для аналізу таких задач звичайно застосовується метод скінченних елементів (МСК). Проте на основі цього методу отримуються багатопараметричні розрахункові схеми, які важко аналізувати. У [16–20] запропоновано адаптивний метод розрахунку складних конструкцій з використанням МСК на початковому етапі для визначення форм та частот коливань

елементів конструкцій, які моделюються континуальними схемами. Цей спосіб дає змогу отримувати малопараметричні доступні для аналізу моделі.

Постановка задачі. Розглянемо таку просту розрахункову схему консольного стержня змінного перерізу з ДГК (рис. 1). Розглянемо двосекційну розрахункову модель.

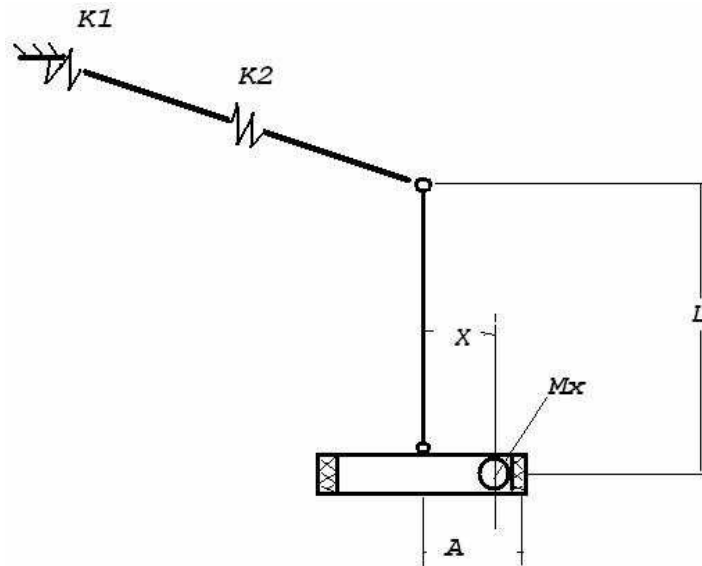


Рис. 1. Розрахункова схема коливань двосекційного стержня з ДГК з ударною масою

Тут K_i – еластичні міжсекційні елементи; M_x – ударна маса.

Кінематичні гіпотези для подовгастих елементів – секцій стержня застосуємо тепер у вигляді

$$W_1 = q_1(t)Y_1(x) + U_0, \quad W_2 = W_1 + q_2(t)Y_2(x) + U_0. \quad (1)$$

Кінетична енергія додаткової частини буде

$$K_{амx} = Ma \frac{dx_a^2}{dt} + (L^2 + x^2) \frac{d\varphi^2}{dt} + \frac{dx_x^2}{dt} + 2 \frac{dx_a}{dt} \left(L \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} - x_x \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} + \cos \varphi \frac{dx_x}{dt} \right) + 2L \frac{dx_x}{dt} \frac{d\varphi}{dt}$$

Врахуємо варіацію пружної енергії еластичних елементів та потенціальну енергію маси маятника та ударної маси в полі тяжіння.

$$\delta U_m = -LMm g \sin \varphi \delta \varphi, \quad \delta U_x = -Mx g \sin \varphi \delta x_x - Mx (L \sin \varphi + x_x \cos \varphi) \delta \varphi$$

та варіацію енергії зминання пружних вставок у разі удару маси

$$\delta U_v = -Mm K_v (x_x - A) \quad |x_x| > A; \quad \delta U_v = 0 \quad |x_x| < A.$$

Рівняння динамічної рівноваги тепер отримують з варіаційного принципу

$$\delta K - \delta U = 0$$

у вигляді системи рівнянь на переміщення q_i ланок стержнів, проміжної маси M_a , маси маятника та ударної маси.

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = b. \quad (2)$$

Тут $q = (q_1, q_2, q_A)^T$ – вектор невідомих., M – матриця мас, C – матриця демпфування, K – матриця жорсткості, b – вільний член.

На Фортрані складено комплекс програм для аналізу цієї системи. Матриця мас буде сумою двох матриць третього порядку: матриці мас стержня M_s матриці проміжкової маси M_a матриці маси маятника M_m та матриці ударної маси M_x

$$M = M_s + M_a * M_A + M_m * M_m + EMx * M_x . \quad (3)$$

Рівняння (2) записуємо у канонічному вигляді

$$A \frac{dY}{dt} = F . \quad (4)$$

Для розв'язку задачі Коші застосовуємо програму DGEAR. Програма задання матриці А та правої частини F матиме вигляд

```

subroutine fcn(NS,T,YSS,G)
c
  dimension EM111(5,5),EMx(3,3),Fx(3),nsss(160),msss(160)
c
  double precision AM(25),FF,FFP,det
c
  common /Dyn/ AMp,Omch1
  dimension YSS(NS),G(NS)
  *,FF(5), FFP(5) , Fa(10)
c
  common / Mx / Emasx,Ax, EKx
  common /Cab/ EMa,EKa,Dempa
  common /ama/ EM1,EM2,EL1,EL2
  common /maj/ EMm,EL
  common /Coef/ Epr10,Epr20,Demp1,Demp2
c
c  f0pp = FZADPP(T)
c
  CPRINT 100, (Am(I),I=1,4),ww(1),ww(2)
c
  do 599 i = 1,5
  599 G(2*i) = YSS(2*i-1)
c
  do 101 i=1,5
  do 101 j =1,5
  101    EM111(i,j) =0.
c
  EM111(1,1) = (EM1 + EM2) * (EL1+EL2)**2. / 3.
  EM111(1,2) = EM2 * (EL1*EL2/2. + EL2**2./3.)
  EM111(2,1) = EM111(1,2)
  EM111(2,2) = EM2 * EL2**2./3.
c
  WL1 = EM111(1,1)
  WL2 = EM111(1,2)
c
  Epr1 = Epr10 * WL1
  Epr2 = Epr20 * WL1

```

c

$$Xm = YSS(6)$$

$$Ym = YSS(8)$$

$$Xmp = YSS(5)$$

$$Ymp = YSS(7)$$

c

$$EM111(3,3) = EMa + EMm$$

$$EM111(3,4) = EMm * \cos(Ym) * EL$$

$$EM111(4,3) = EM111(3,4)$$

$$EM111(4,4) = EMm * EL ** 2.$$

c

$$EMX(1,1) = EMasx$$

$$EMX(1,2) = EMasx * (EL * \cos(Ym) - YSS(10) * \sin(Ym))$$

$$EMX(1,3) = EMasx * \cos(Ym)$$

c

$$EMX(2,1) = EMX(1,2)$$

$$EMX(2,2) = EMasx * (EL ** 2. + YSS(10) ** 2.)$$

$$EMX(2,3) = EMasx * EL$$

c

$$EMX(3,1) = EMX(1,3)$$

$$EMX(3,2) = EMX(2,3)$$

$$EMX(3,3) = EMasx$$

c

$$do 125 ix=1,3$$

$$do 125 jx=1,3$$

$$125 \quad EM111(ix+2,jx+2) = EM111(ix+2,jx+2) + EMX(ix,jx)$$

c

$$Fx(1) = EMasx * (-EL * Ymp ** 2. * \sin(Ym) - 2. * Ymp * Yss(9) * \sin(Ym) * -Yss(10) * Ymp ** 2. * \cos(Ym))$$

$$Fx(2) = EMasx * (2. * Ym * Yss(9) * Yss(10) + Yss(9) * Xmp * (\sin(Ym) - \cos(Ym))) * + EMasx * 980. * (EL * \sin(Ym) + Yss(10) * \cos(Ym))$$

$$Fx(3) = EMasx * (-Yss(10) * Ymp ** 2.)$$

$$* + EMasx * 980. * \sin(Ym)$$

$$* + EKx * ((YSS(10) + 0.03 * YSS(9)) / Ax) ** 5$$

c

$$c \quad Absx = \text{abs}(Yss(10))$$

$$c \quad Ax2 = -Ax / 2.$$

$$c \quad \text{If}(Absx.le.Ax) \text{ Go to } 246$$

$$c \quad \text{if}(Yss(10).lt.Ax2) \text{ go to } 1245$$

$$c \quad Fx(3) = Fx(3) + EKx * (YSS(10) - Ax)$$

$$c 1245 \quad Fx(3) = Fx(3) + EKx * (YSS(10) + Ax)$$

$$c 246 \quad \text{continue}$$

c

$$Wa = YSS(2) * (EL1 + EL2) + YSS(4) * EL2$$

$$Wap = YSS(1) * (EL1 + EL2) + YSS(3) * EL2$$

c

$$Fa(1) = EKa * (Wa - Xm) * (EL1 + EL2)$$

$$* + EKa * DEMPA * (Wap - Xmp) * (EL1 + EL2)$$

```

Fa(2)=EKa*(Wa-Xm) * EL2
* +EKa*dempA*(Wap-Xmp) * EL2
Fa(3)=EKa*(Wa-Xm)
* +EKa*dempA*(Wap-Xmp)
c
FF(1) = - Epr1 * (YSS(2) + Demp1*YSS(1))-Fa(1)
FF(2) = - Epr2 * (YSS(4) + Demp2*YSS(3))-Fa(2)
FF(3) = + Fa(3)
* + EMm *EL* Ymp**2. * sin(Ym)
FF(4) = - EMm*EL*980.*(sin(Ym)+DEMPA*Ymp)
FF(5) = 0.
c
do 753 i=1,3
753     FF(i+2) = FF(i+2) - Fx(i)
c
I1 = 1
N5 = 5
do 201 i=1,5
do 201 j =1,5
201     AM(i+(j-1)*N5) =EM111(i,j)
c
c     print 100, ((EM111(i,j),j=1,N4),i=1,4)
c
call dminv(AM,N5,det,nsss,msss)
c
c     print 100, ((AM(i+(j-1)*N4),j=1,N4),i=1,4)
c     print 100, (FF(i),i=1,4)
c
call dgmprd(AM,FF,FFP,N5,N5,I1)
c
c     G(1) = FFP(1) - f0pp
Om = Omch1*2. *3.14159
c
G(1) = FFP(1) - Amp*sin(Om*T)
G(3) = FFP(2)
G(5) = FFP(3)
G(7) = FFP(4)
G(9) = FFP(5)
c
c     print 100, (g(i),i=1,3)
c(G(i),i=1,6)
100 format(2x,4(1x,e10.3))
c
return
end

```

Числовий аналіз. Для числового дослідження була вибрана конструкція з такими параметрами:

0.500e+03	EL1
0.500e+03	EL2
0.300e+03	ELa
0.100e+03	EM1
0.500e+02	EM2
0.500e-00	EMa
0.100e+01	Epra
0.150e-00	Dempa
EM1*0.156e+02	Pr1
EM1*0.143E+03	Pr2
0.300E-01	Demp1
0.300E-01	Demp2

Дані наведені у сантиметрах та кілограмах (наприклад, крутильна жорсткість кореневої пружини дорівнює $Pr1 = EM1 * 0.156e+02$ кГсм/рад) Функції Y_i в (1) вважалися лінійними

$$Y_i((x)) = y_i x . \tag{5}$$

Якщо помножити (4) на матрицю обернену до матриці мас, то отримуємо систему рівнянь у нормальній формі

$$\ddot{q} = A^{-1} F . \tag{6}$$

У системі (2) або (4) звичайних диференціальних рівнянь потрібно задати початкові умови та зовнішнє збурення. Задамо статичне початкове відхилення при нульовому збуренні. Як критерій ефективності ДГК виберемо порядок загасання коливань кінця стержня

$$F_c = \max_{t_0 < t < t_1} W(L_1 + L_2) \tag{7}$$

На рис. 2 наведений цей критерій при $t_0 = 1$ с. Як змінні розглядали масу ДГК та довжину маятника. Демпфування задавалося таким, що дорівнює 0.03. Розглядалися випадки $t_0 = 1$ с , $t_0 = 1.5$ с .

А) $Mx = 0$ (ударна маса відсутня), $t_0 = 1$ с (див. (7))

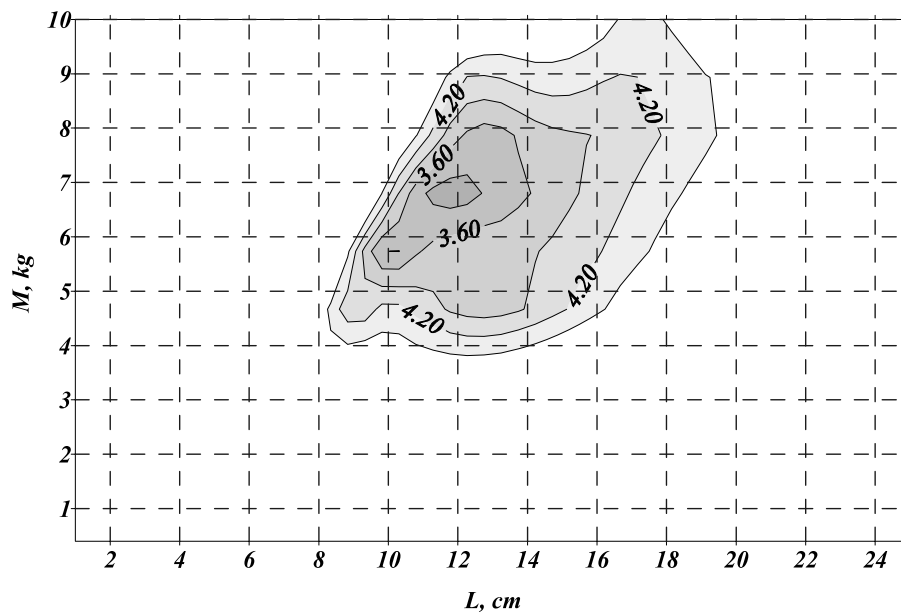


Рис. 2. Рівень вібропоглинання маятникового ДГК ($t_0 = 1$ с)

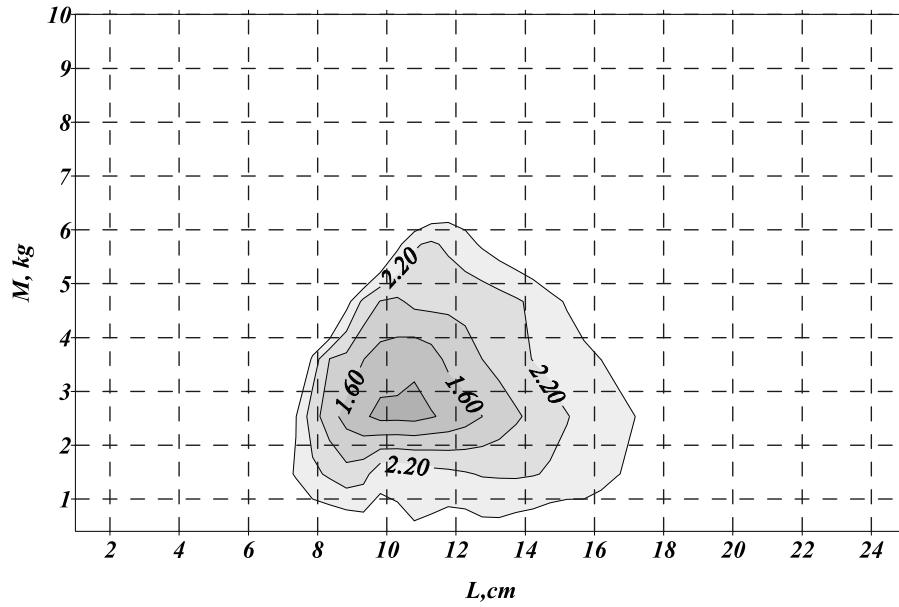


Рис. 3. Рівень вібропоглинання маятникового ДГК ($t_0 = 1.5$ с)

На рис. 3 показаний характер загасання коливань за наявності ударної маси

Б) $Mx > 0$ (ударна маса ϵ)

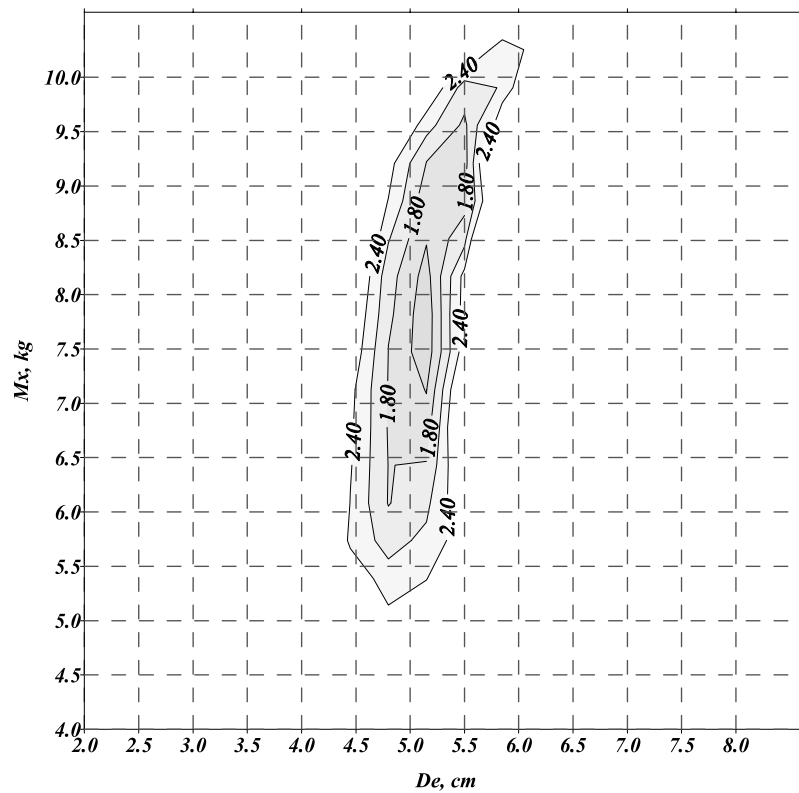


Рис. 4. Рівень вібропоглинання маятникового ДГК ($t_0 = 1$ с (див. (7)), $M_m=4$ кг, $L=12$ см)

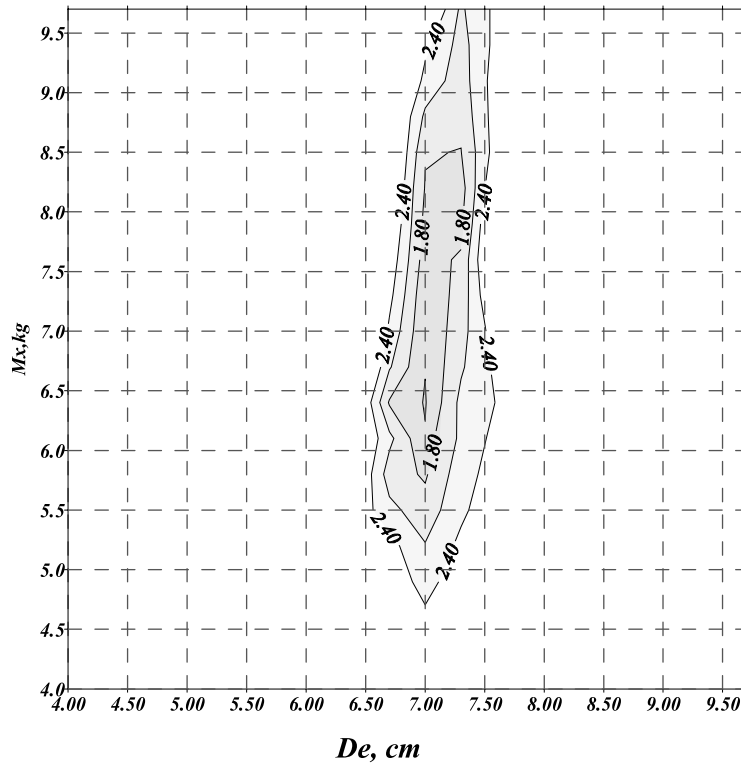


Рис. 5. Рівень вібропоглинання маятникового ДГК
 ($t_0 = 1$ с (див. (7)), $M_m = 3$ кг, $L = 12$ см)

На рис. 6 показано характер загасання при різних значеннях А

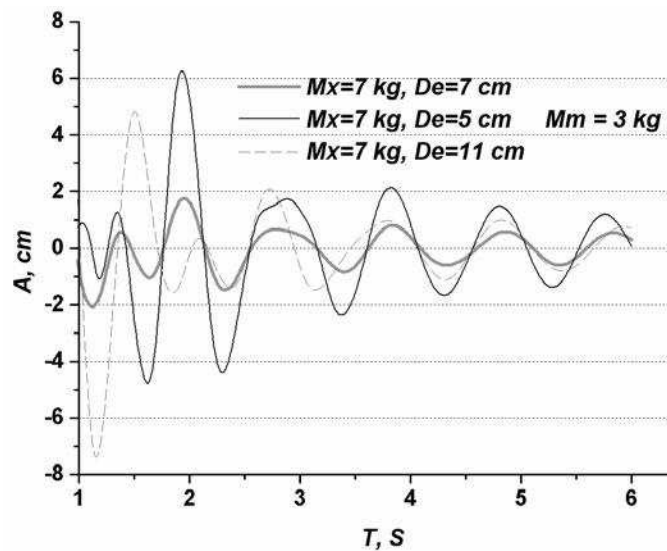


Рис. 6. Приклад загасання коливань кінця стержня
 за різних параметрів ударної маси

Запропонована розрахункова схема взаємодії континуального елемента з дискретними ДГК з ударною масою. Континуальний елемент моделюється за допомогою подовгастих жорстких мас, з'єднаних пружними елементами. Тут замість мас розглядаються подовгасті жорсткі масивні елементи. Тобто, замість дискретизації маси тут відбувається дискретизація пружних властивостей.

Якщо жорсткість секцій стержня значно переважає жорсткість з'єднувальних елементів, то цю схему можна застосовувати прямо. Якщо ж секції достатньо гнучкі, то, аналогічно, як під час дискретизації маси, ми можемо додати послідовно деякі пружні величини до пружного з'єднувального елемента. Звичайно, ця задача вимагає окремого дослідження. Але в результаті ми отримуємо ефективну малопараметричну розрахункову схему, де можна легко проаналізувати вплив параметрів конструкції на її динамічну поведінку. Звичайно, наведений тут випадок кінематичного початкового навантаження не вичерпує всього спектра динамічних навантажень, що діють на подовгасті великогабаритні елементи машин. Проте і складніші випадки вібраційного навантаження можна аналізувати на основі таких простих схем. Для цього достатньо попередньо ідентифікувати малу кількість параметрів чи то на основі уточнених математичних моделей (наприклад, застосовуючи МСК) або на основі експериментальних даних.

Як очевидно з рис. 2–5 застосування ударної маси має позитивний вплив (максимальне відхилення зменшується з 2.5 см до 1.5 см). Проте, як очевидно з рис. 4, 5, зона оптимальних значень в напрямку зазору А дуже вузька. Тобто виникає небезпека потрапляння в небезпечну зону великих вібрацій за неточного врахування параметрів конструкції.

Висновки. На основі простої розрахункової схеми проаналізовано ефективність застосування ДГК з ударною масою для зменшення коливань стержня змінного перерізу у разі кінематичного імпульсного навантаження. Запропоновано алгоритм знаходження оптимальних параметрів ДГК та отримані границі оптимальних значень як для ДГК з маятниковим елементом, так і для ДГК маятникового типу з ударною масою.

1. Тимошенко С.П. *Колебания в инженерном деле.* – М.: Наука, 1967. – 444 с.
2. Hurty W.C. *Dynamic Analysis of Structural System Using Component Modes // AIAA Journal.* – 1965. – Vol. 3, No. 4. – P. 678–685.
3. Богомолов С.И., Журавлева А.М. *Колебания сложных механических систем.* – Харьков, 1979. – 136 с.
4. Гащук П., Вікович І., Дівеєв Б. *Застосування дискретно-континуальних дискретних схем для визначення вібронапружень в механічних конструкціях // Тр. Одеського политехн. ун-та.* – 1999. – Вып. 2 (8). – С. 34–41.
5. Вікович І., Дівеєв Б. *Дискретно-континуальний метод розрахунку динаміки тракторного агрегату обприскувача з рідиною в ємкості // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні.* – 2001. – Вип. 36: Укр. міжвідом. наук.-техн. збірник.
6. Дівеєв Б.М., Дорош І.Р. *Проблеми оптимального проектування штанг штангових обприскувачів // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні.* – 2006. – Вип. 40. – С. 105–111.
7. *Вибрации в технике. Т. 6: Защита от вибрации и ударов.* – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.
8. Den Hartog, J.P. *Mechanical Vibrations (4th edition) Mc Graw-Hill, New York.* 1956.
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”.* – 2006. – Вип. 40: Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 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.* – Львів, 2006. – Вип. 9. – С. 47–52.
11. *Vikovych I., Diveyev B., Butyter I. Prospects of Modern Methods for Optimum Designing Mobile Vehicles // Матеріали XIV Укр.-пол. конф. “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 // Вібрації в техніці та технологіях: Всеукр. наук.-техн. журн.* – Вінниця: ВДАУ, 2006. – № 1 (43). – С. 27–29.
13. *Stotsko Z.A., Diveyev B.M., Sokil B.I., Topilnytskyi V.G. Устройства устранения вибраций технологических машин. Часопис Кошицького технічного університету “Manufacturing engineering”, cislo 2, rocnik V, 2006.* – S. 52–53.
14. *Стоцько З.А., Дівеєв Б.М., Сокил Б.І.*

Топільницький В.Г. Моделювання динаміки вібронавантажених машин // Вісн. Хмельницьк. нац. ун-ту. Вісник Технологічного університету Поділля. Технічні науки. – С. 43–46. 15. Дівеєв Б.М. Оптимізація процесів віброзахисту на основі напіваавтоматичного гасника коливань // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2005. – № 39. – С. 71–76. 16. Кузьо І.В., Дівеєв Б.М., Коваль Т.Б. Динаміка великогабаритного подовгастого елемента мобільних машин // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2007. – № 583. – С. 48–51. 17. Дівеєв Б.М. Раціональне моделювання динамічних процесів у складних конструкціях // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2007. – Вип. 41: Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – С. 103–108. 18. Дівеєв Б.М., Дубневич О.М., Олексюк Я.М. Проектування динамічних гасників коливань для транспортних процесів // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2007. – Вип. 41: Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – С. 109–116. 19. Дівеєв Б.М., Коваль Т.Б., Бутитер І.Б. Динамічні гасники коливань у машинах з гнучкими подовгастими елементами // Вібрації в техніці та технологіях. – 2007. – № 1 (46). – С. 76–79. 20. Дівеєв Б.М., Вітрух І.П., Смольський А.Г. Проектування системи гасників коливань для транспортних засобів // Вібрації в техніці та технологіях. – 2007. – № 3(48). – С. 37–41.

УДК 621. 825. 001. 24
Р.Я. ПРЕДКО, В.Т. ПАВЛИЩЕ

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра деталей машин

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ЗА ТЯГОВОЮ ЗДАТНІСТЮ АВТОМАТИЧНО РЕГУЛЬОВАНОЇ КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ З САМОЗАТЯЖНИМИ КІЛЬЦЯМИ

© Предко Р.Я., Павлище В.Т., 2009

Наведено порівняльну оцінку розрахунків традиційних і автоматично регульованих клинопасових передач. Показано, що розрахунками автоматично регульованих клинопасових передач можна забезпечити прогнозований ресурс роботи приводних клинових пасів.

This article provides comparative calculations of traditional and automatically adjustable belt-driven transmission. Calculations of automatically adjustable belt-driven transmission can provide forecasted life of the wedge-type belts.

Постановка задачі. Розрахунок традиційних клинопасових передач за тяговою здатністю базується на міждержавному стандарті ГОСТ 1284.3–96 і полягає у встановленні необхідної кількості приводних пасів, що паралельно працюють у пасовій передачі [1]. Найчастіше у розрахунках дістають не ціле число z потрібної кількості приводних пасів (наприклад $z = 1,3$ чи $z = 2,5$), яке потрібно округляти до цілого числа. Таке заокруглення в той чи інший бік може викликати в проєктованій передачі недовантаження чи перевантаження приводних клинових пасів, тобто неефективне використання прогнозованого ресурсу роботи приводних пасів. Зазначена особливість розрахунків традиційних клинопасових передач обумовлена тим, що необхідно попередньо приймати такі стандартизовані параметри передачі, як тип перерізу клинового паса і діаметри шківів, а також враховувати певну кількість розрахункових коефіцієнтів, які