

І.А. Вікович, О.М. Дубневич, Ю.М. Черевко*
 Національний університет "Львівська політехніка",
 кафедра транспортних технологій,
 *Львівський інститут Сухопутних військ,
 науково-організаційний відділ

ВІБРОЗАХИСТ ВАНТАЖІВ ПІД ЧАС ЇХ ТРАНСПОРТУВАННЯ

© Вікович І.А., Дубневич О.М., Черевко Ю.М., 2008

Розглянуто спосіб віброзахисту незакріпленого вантажу у кузові транспортного засобу під час його руху.

Way of protection from vibration unfixed cargo in vehicle body at it movement was considered.

Вступ. Сьогодні у зв'язку з будівництвом нових доріг і автомагістралей та розширення транспортних коридорів значно зростають швидкості руху транспортних засобів, зокрема вантажних перевезень. Тому проблема віброзахисту вантажів від ударних навантажень під час перевезень є актуальна. Особливої уваги заслуговує проблема щодо віброзахисту вибухо-небезпечних і різного типу хімічно активних та отруйних рідких речовин під час перевезення їх у скляній тарі, а також перевезення приладів і апаратури. Так під час транспортування незакріплених великовагових вантажів, зокрема контейнерів, за допомогою якого-небудь транспортного засобу (автомобіля, залізничного вагону або платформи) можливі удари вантажів об обмежуючі пристрої (борти кузова, стінки вагону тощо). Ці явища виникають в періоди швидкого розгону і гальмування транспортних засобів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Раніше проблема віброзахисту вантажів під час їх транспортування була мало актуальною, про що свідчить відсутність публікацій у цьому напрямі. Але як вище зазначено, проблема віброзахисту вантажів від ударних навантажень стає сьогодні актуальною у зв'язку із значним підвищенням руху транспортних потоків, за яких динамічні складові елементів транспортних засобів та вантажів в екстремальних режимах руху сильно себе проявляють. Серед найновіших робіт у цьому напрямі необхідно відзначити роботи [4, 9].

Постановка завдання і виклад основного матеріалу. Перед нами поставлено завдання розробити найпростішу розрахункову модель для аналізу доволі складного процесу, такого, як удар і знайти у замкнутій формі величину динамічного зусилля від вантажу, яке передається на обмежуючий пристрій під час транспортування вантажів в екстремальних режимах руху. Тільки у роботі [3], яка в основному стосується пружно-пластичного удару, для окремих найпростіших випадків знайдено у замкнутій формі величину динамічного зусилля під час удару.

Розглянемо з деяким наближенням за допомогою запропонованої розрахункової схеми, яку показано на рис. 1, віброзахист вантажів від ударних навантажень під час їх транспортування в екстремальних режимах руху транспортних засобів.

Нехай m_1 – маса транспортного засобу, m_2 – маса вантажу, який транспортується, $P(t) = P = const$ – приведена рушійна або гальмівна сила, c – загальна зведена жорсткість обмежуючого пристрою і вантажу в місці їх зіткнення; ν – коефіцієнт в'язкого тертя демпфера; l – відстань між вантажем і обмежуючим пристроєм в початковий момент часу, s_1 і s_2 – відповідно координати транспортного засобу і вантажу, $P_{f\phi}$ – сила сухого тертя вантажу з поверхнею кузова ТЗ, P_{fk} – сила опору руху транспортного засобу.

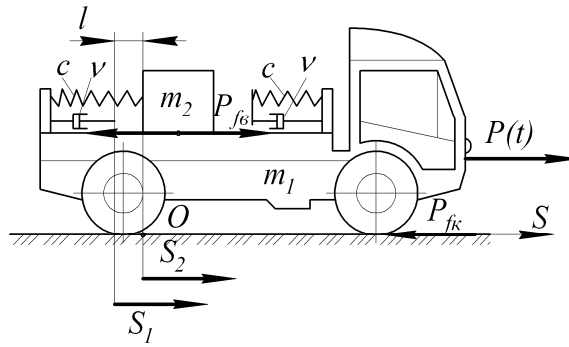


Рис. 1. Розрахункова схема віброзахисту під час транспортування незакріпленого вантажу

Розглядається система віброзахисту під час транспортування незакріплених вантажів у період розгону транспортного засобу по прямолінійній ділянці шляху під дією раптово прикладеної постійної рушійної сили. Коефіцієнт жорсткості c вважається постійним, не враховуються вертикальні, поперечні і подовжньо-кутові коливання транспортного засобу з вантажем, які зумовлені податливістю шин, підвіскою та мікропрофілем дороги.

Диференціальні рівняння, які описують рух системи, можна подати у вигляді

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{s}_1 &= P - P_{fk} - P_{f\theta} \text{sign}(\dot{s}_1 - \dot{s}_2) - c(s_1 - s_2)\sigma_0(s_1 - s_2) - \nu(\dot{s}_1 - \dot{s}_2)\sigma(s_1 - s_2); \\ m_1 \ddot{s}_2 &= P_{f\theta} \text{sign}(\dot{s}_1 - \dot{s}_2) + c(s_1 - s_2)\sigma_0(s_1 - s_2) - \nu(\dot{s}_1 - \dot{s}_2)\sigma(s_1 - s_2) \end{aligned} \quad (1)$$

де σ_0 – одинична функція Хевісайда, $P_{fk} = (m_1 + m_2)gf_k$ і $P_{f\theta} = m_2gf$, f_k – коефіцієнт опору кочення, g – пришвидшення сили земного тяжіння f – коефіцієнт тертя ковзання.

Процес віброзахисту незакріпленого вантажу під час транспортування в екстремальних режимах руху розбиваємо на два етапи:

- 1) від початку руху системи до моменту перекриття вантажем відстані l ;
 - 2) навантаження в'язко-пружної ланки до величини, що дорівнює динамічному зусиллю R .
- Під час розв'язання використовується метод припасовування [1, 6, 7].

Розв'язуючи систему рівнянь (1) за початкових умов $t = 0$; $s = s_1 - s_2 = -l$; $\dot{s} = \dot{s}_1 - \dot{s}_2 = 0$ знаходимо час, за який вантаж стикнеться з обмежуючим пристроєм:

$$t_1 = \sqrt{\frac{2m_1m_2l}{a}}, \quad (2)$$

де $a = (P - P_{fk})m_2 - (m_1 + m_2)P_{f\theta} = m_2[P - g(m_1 + m_2)(f_k + f)]$.

Швидкість зіткнення вантажу з обмежуючим пристроєм дорівнює

$$V = \dot{s}(t_1) = \frac{a}{m_1m_2} \sqrt{\frac{2m_1m_2l}{a}}. \quad (3)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (1) за методикою [2, 5, 6, 7], і за початкових умов $t = 0$: $s = s_1 - s_2 = 0$; $\dot{s} = \dot{s}_1 - \dot{s}_2 = V$ визначимо максимальну деформацію в'язко-пружного елемента:

$$s_{II} = s_{\max} = Ae^{-nt_m} \sin(k_*t_m + \varphi) + \frac{a}{c(m_1 + m_2)}, \quad (4)$$

де

$$A = \frac{a}{m_1 + m_2} \sqrt{\frac{a[am_1m_2 + (m_1 + m_2)(2clm_1m_2 - \sqrt{2alm_1m_2\nu})]}{c[4cm_1m_2 + \nu^2(m_1 + m_2)]}}.$$

Тут коефіцієнт згасання $n = \nu \frac{m_1 + m_2}{m_1m_2}$.

Визначаємо час другого етапу, який дорівнює

$$t_m = \frac{1}{k_*} \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{2lm_1m_2(m_1+m_2)}[4cm_1m_2 - v^2(m_1+m_2)]}{v(m_1+m_2)\sqrt{2lm_1m_2} - 2lm_1m_2\sqrt{a}},$$

$$k_* = \sqrt{k^2 - n^2}, \quad k = \sqrt{\frac{c(m_1+m_2)}{m_1m_2}},$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{a(m_1+m_2)}(4cm_1m_2 - v^2(m_1+m_2))}{(m_1+m_2)(v\sqrt{a} - 2c\sqrt{2lm_1m_2})}.$$

Знаходимо динамічне зусилля R , яке передається обмежуючому пристрою, і яке згідно з [1, 4] набуде вигляду

$$R = cs_{\max} + v\dot{s}_{\max} = \frac{a}{(m_1+m_2)} + Ae^{-n_m} [(c-v)\sin(k_*t_m + \varphi) + vk_* \cos(k_*t_m + \varphi)]. \quad (5)$$

Якщо в розрахунковій схемі відсутній демпфер в'язкого тертя, тоді час

$$t_m = \sqrt{\frac{m_1m_2}{c(m_1+m_2)}} \left(\pi - \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{2cl(m_1+m_2)}{a}} \right), \quad (6)$$

де $k_* = k = \sqrt{\frac{c(m_1+m_2)}{m_1m_2}}$, $\varphi = -\operatorname{arctg} \sqrt{\frac{a}{2cl(m_1+m_2)}}$, $(k_*t_m + \varphi) = \frac{\pi}{2}$, $A = \sqrt{\frac{a[a + 2cl(m_1+m_2)]}{c(m_1+m_2)}}$.

Динамічне зусилля, яке передається на обмежуючий пристрій, буде

$$R = \frac{a + \sqrt{a[a + 2cl(m_1+m_2)]}}{m_1+m_2}. \quad (7)$$

Як приклад на рис. 2, 3, 4, 5 зображено рафіки динамічної зусиль, які сприймаються обмежувачим пристроєм, залежно від зміни рушійної сили, відстані l , коефіцієнта в'язкого тертя демпфера v , коефіцієнта тертя ковзання f , за різних співвідношень мас і таких значень параметрів системи:

$$m_1 = 100 \frac{\text{Hc}^2}{\text{M}}; \quad c = 50 \frac{\text{кН}}{\text{M}}; \quad v = 100 \frac{\text{Hc}}{\text{M}}; \quad l = 0,1 \text{ M}; \quad P = 1500 \text{ H}; \quad f_k = 0,02, \quad f = 0,2.$$

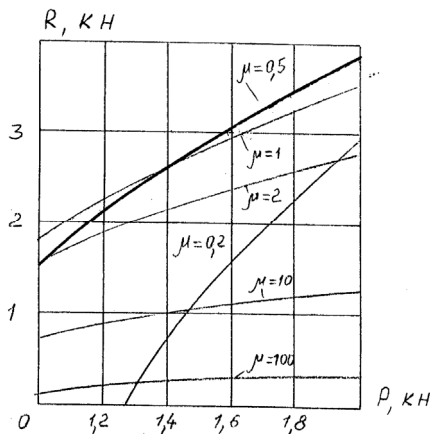


Рис. 2. Залежність динамічних зусиль R , що сприймаються обмежувачим пристроєм від рушійної сили P за різних

$$\text{співвідношень мас } \mu = \frac{m_1}{m_2}$$

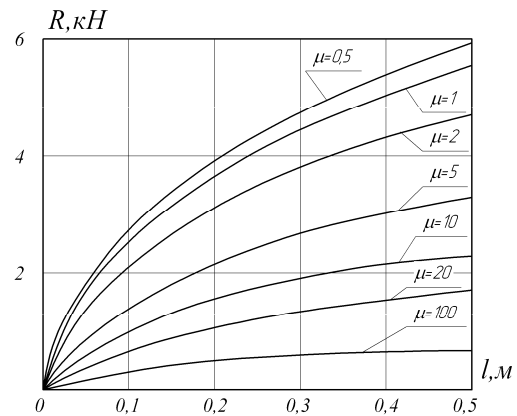


Рис. 3. Залежність динамічних зусиль R від відстані l за різних співвідношень $\mu = \frac{m_1}{m_2}$

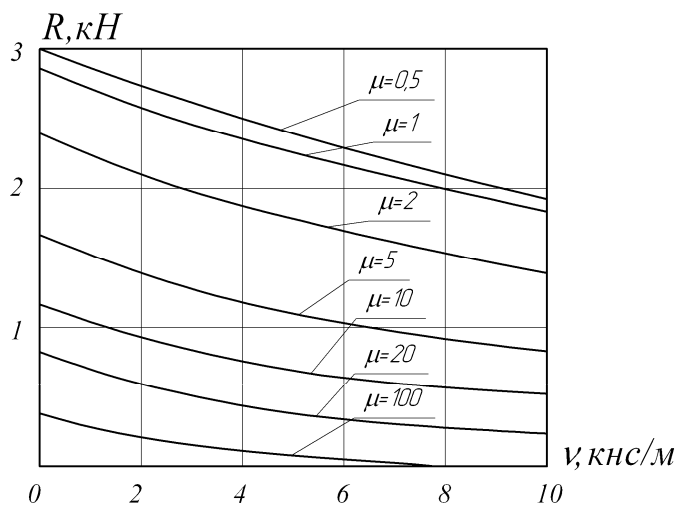


Рис. 4. Зміна динамічних зусиль R залежно від в'язкого тертя демпфера ν за різних $\mu = \frac{m_1}{m_2}$

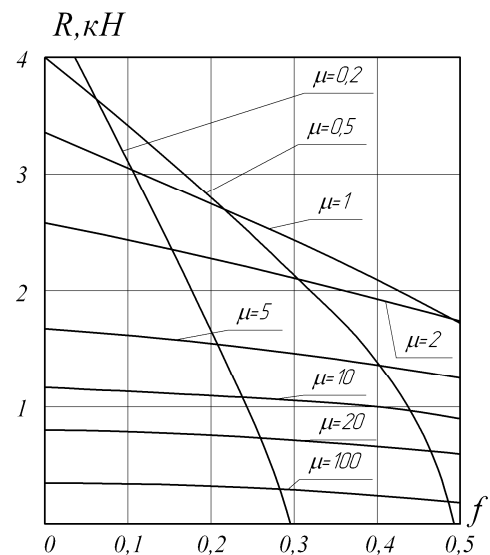


Рис. 5. Зміна динамічних зусиль R від коефіцієнта тертя ковзання f за різних $\mu = \frac{m_1}{m_2}$

Аналіз результатів досліджень і висновки. Розрахунки показують, що максимальні динамічні зусилля від зміщення вантажів, які сприймають обмежуючі пристрої, під час розгону або гальмування транспортних засобів зростають із збільшенням рушійної чи гальмівної сил P , відстані l (рис. 1), та із зменшенням співвідношення $\mu = \frac{m_1}{m_2}$ (рис. 2, 3) і зменшуються із збільшенням коефіцієнта в'язкого тертя демпфера ν , коефіцієнта тертя f між вантажем і кузовом транспортного засобу (рис. 4, 5).

З графіків на рис. 2 і 4 очевидно, що динамічні навантаження на обмежуючі пристрої кузовів транспортних засобів в період розгону або гальмування під час транспортування вантажів відбуватимуться не завжди, а визначаються умовами, які впливають з рівняння (5):

$$P > g(m_1 + m_2)(f_k + f); \quad c > \nu^2 \frac{m_1 + m_2}{4m_1m_2}.$$

Загалом можна відзначити таке:

1. У випадках, коли вантаж складно нерухомо закріпити у кузові транспортного засобу, доцільно використовувати пружно-демпфувальні пристрої, які необхідно розмістити на бортах кузова.

2. Одержані результати досліджень, дають змогу оцінювати орієнтовні значення величин механічних параметрів обмежувальних пристроїв і у зв'язку з цим добирати раціональні конструктивні параметри демпфірувальних обмежувальних пристроїв і встановлювати їх в найнебезпечніших місцях у кузовах транспортних засобів з метою найефективнішого їх застосування від ударовіброзахисту вантажів під час транспортування в екстремальних режимах руху.

3. Одержані аналітичні вирази дають змогу визначити небезпечні режими руху транспортних засобів, з огляду віброзахисту вантажів, підвищувати ефективність проектування пристроїв для обмеження динамічних навантажень під час транспортування незакріплених вантажів.

Відзначимо, що для точнішого аналізу ударовіброзахисту вантажів під час їх транспортування в екстремальних режимах руху необхідно враховувати пружно-демпфувальні характеристики підвіски транспортних засобів та необхідно виконати комплексні експериментальні дослідження з використанням сучасної виміральної апаратури [8, 9].

1. Викович І.А. Об одном случае упругого удара. – К., 1981. – 11 с. – Деп. в Укр. НИИНТИ № 2667. 2. Иванов А.П. Динамика систем с механическими соударениями. – М.: Междунар.

программа образования, 1997. – 336 с. 3 Батуев Г.А. и др. Инженерные методы исследования ударных процессов. – М.: Машиностроение, 1969. – 324 с. 4. Битюрин А.А., Манжосов В.К. Моделирование продольного удара однородным стержнем при неударяющихся связях // Вестн. УлГТУ. – Ульяновск, 2005. – № 3. – С. 67–71. 5. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с. 6. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 293 с. 7. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. – М.: Наука, 1977. – 232 с. 8. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара: Справочник: В 2 кн. / Под ред. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1978. 9. Савельев Ю.Ф. Метод эффективной виброзащиты подвижного состава и экипажа на основе дополнительных механических устройств со знакопеременной упругостью: Монография. – Омск: Омский гос. ун-т путей сообщения, 2003. – 107 с.

УДК 621.867.52

І.Й. Врублевський

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра рисної геометрії і графіки

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ПОЛІГАРМОНІЧНИХ НОРМАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ПІД ЧАС БЕЗВІДРИВНОГО ВІБРОТРАНСПОРТУВАННЯ

© Врублевський І.Й., 2008

Розглянуто процес вібраційного транспортування з полігармонічними нормальними коливаннями та гармонічними поздовжніми. Показано, що під час збільшення кількості гармонік швидкість транспортування та граничний кут підйому збільшуються, але приріст цього збільшення з кожною наступною гармонікою зменшується.

Vibratory conveying with harmonic longitudinal and polyharmonic normal oscillations is considered. It is shown that the increasing of the harmonics' number increases the conveying velocity and inclined track angle. But the augment of this increasing decreases with each next harmonic.

Постановка проблеми. Використання полігармонічних нормальних коливань дає істотне підвищення швидкості вібраційного транспортування у безвідричних режимах порівняно з гармонічними коливаннями. Але це підвищення, яке зростає зі збільшенням кількості гармонік, можливе за оптимальних співвідношень амплітуд гармонік та кутів зсуву фаз між ними.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженню вібраційного транспортування з полігармонічними (зокрема, бігармонічними) коливаннями, незалежними у напрямку x вздовж транспортної площини і по нормалі y до неї, присвячено роботи [1–3], в яких процес розглядається як безвідричне переміщення матеріальної точки. Знайдено оптимальні за швидкістю значення параметрів коливань, зокрема, амплітуд та кутів зсуву фаз, розроблено методику розрахунку швидкості транспортування. Але параметри полігармонічних коливань за кількості гармонік $n > 3$ не досліджено.

Формулювання мети дослідження. Мета дослідження полягає у визначенні оптимальних співвідношень параметрів нормальних полігармонічних коливань та швидкості вібротранспортування за різних кількостей гармонік та величин кутів підйому.

Виклад основного матеріалу. Найоптимальнішим за швидкістю законом коливань транспортної площини є закон з кусково-постійним прискоренням на певних етапах періоду коливань [4].