

О.О. Бейгул, Д.І. Грищенко, В.О. Бейгул, Г.Л. Лепетова

КОМПРОМІСНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЗБУРЕНОГО РУХУ ЗЧЛЕНОВАНОГО КОНТЕЙНЕРОВОЗА З БУГЕЛЬНОЮ РАМОЮ НА ПНЕВМОКОЛІСНОМУ ХОДІ

У статті розроблена компромісна математична модель збуреного руху зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою на пневмоколісному ході методами аналітичної механіки з залученням рівняння Лагранжа другого роду. Визначені власні динамічні характеристики системи, критична швидкість руху, отримані коефіцієнти динамічності в дорезонансній та зарезонансній зонах для компромісної підвіски, що обумовлює точне визначення розрахункових зусиль, раціональну металомісткість несучої системи.

Ключові слова: математична модель, зчленований контейнеровоз, бугельна рама, пневмоколісний хід, критична швидкість.

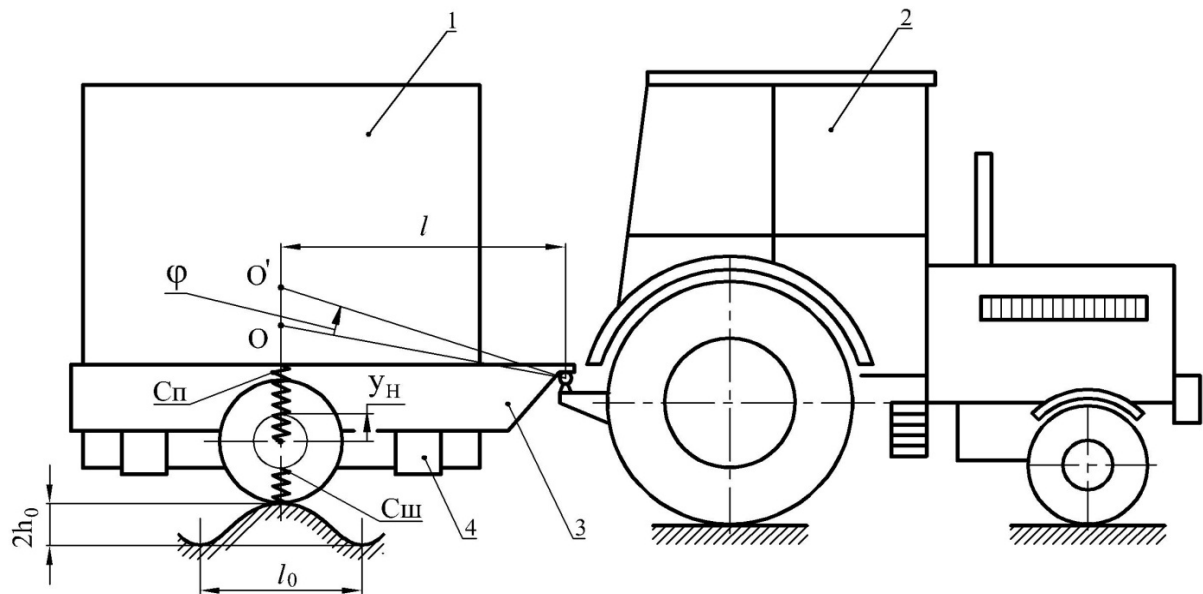
Постановка проблеми. Перспектива розвитку механізації технологічних транспортних операцій у металургійному виробництві тісно пов'язана з залученням нових транспортних засобів, у тому числі нетрадиційних компоновок. Так, для виконання перевезень, пов'язаних з автономним навантаженням, транспортуванням, розвантаженням та складуванням контейнерів ефективним слід вважати технологічний спецавтотранспорт з бугельною рамою. Для науково обґрунтованого вибору таких несучих систем вирішальну роль відіграють динамічні навантаження, формування яких описується математичною моделлю процесу збуреного руху контейнеровоза в умовах технологічних доріг металургійного виробництва.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У ряді джерел [1, 2] описані автотранспортні засоби для транспортування вантажів у контейнерах та пакетах. Робота [3] цілком присвячена контейнеровозу з бугельною рамою. Робота [4] висвітлює проблеми вибору типу несучих систем для тарноштучних вантажів. Роботи [5–10] присвячені дослідженню динаміки дво-

ланкових систем «тягач-напівпричіп». Вище згадані наукові праці дають загальне уявлення про контейнерні перевезення, висвітлюють конкретні конструктивні рішення, розкривають методологію динамічних досліджень зчленованих транспортних засобів, але їм не вистачає конкретики, пов'язаної з компоувальними та конструктивними особливостями зчленованої машини з бугельною рамою при визначенні розрахункових навантажень.

Мета дослідження, таким чином, полягає у розробці компромісної математичної моделі збуреного руху зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою на пневмоколісному ході в умовах технологічних перевезень металургійного виробництва.

Викладення основного матеріалу дослідження. Схема зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою подана на рис. 1.



1 – контейнер; 2 – тягач; 3 – напівпричіп з бугельною рамою;
4 – ложемент.

Рисунок 1 – Зчленований контейнеровоз з бугельною рамою

Враховуючи те, що маса невідресорених частин напівпричепа контейнеровоза на порядок менша маси відресорених частин, є рація спростити динамічну розрахункову схему, об'єднуючи радіальну жорсткість пневматиків коліс та лінійну жорсткість пружної підвіски і нехтуючи масою невідресорених частин. У такому разі розрахункова схема враховує

один ступінь свободи, а в якості узагальненої координати виступає кут повороту напівпричепа контейнеровоза у поздовжній площині відносно поперечної осі, яка проходить через опорну точку напівпричепа.

У якості важливого припущення математичної моделі приймаємо, що точка кріплення напівпричепа до тягача не має вертикальних переміщень. Диференціальні рівняння коливань у збуреному русі отримуємо у формі рівняння Лагранжа другого роду [11]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + Q_j^F, \quad (1)$$

де T – кінетична енергія системи, Дж;

Π – потенціальна енергія системи, Дж;

Q_j^F – j -а узагальнена сила неконсервативного походження, Н (Н·м);

q_j – j -а узагальнена координата.

Відповідно розрахунковій схемі приймаємо наступні узагальнені координати: φ – кут повороту напівпричепа відносно поперечної осі, яка проходить через точку кріплення, u_n – переміщення невіднесених частин напівпричепа.

Оскільки пружні елементи підвіски та пневматики коліс утворюють послідовну систему у сприйнятті та передачі зусиль, то можна скористатись формулою [12]:

$$C_e = \frac{C_u C_n}{C_u + C_n}, \quad (2)$$

де C_e – еквівалентний коефіцієнт жорсткості послідовно розташованих пружних елементів, а саме, пневматика колеса та власне пружного елемента підвіски, Н/м;

C_u – коефіцієнт радіальної жорсткості пневматика колеса напівпричепа, Н/м;

C_n – коефіцієнт жорсткості пружного елемента підвіски, Н/м.

Виконуємо диференціювання за схемою рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = \frac{1}{2} I_n \cdot 2\dot{\varphi} = I_n \dot{\varphi}; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = I_n \ddot{\varphi}; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} \equiv 0;$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = C_e \cdot 2(l\varphi - h)l = 2C_e l^2 \varphi - 2C_e l h.$$

Об'єднуючи ці вирази, нехтуючи силами неконсервативного походження, отримуємо диференціальне рівняння збуреного руху зчленованого контейнеровоза з пружною підвіскою:

$$I_n \ddot{\varphi} + 2C_e l^2 \varphi - 2C_e l h = 0, \quad (3)$$

де h – поточне кінематичне збурення, м.

Як відомо [10], у загальному вигляді можна записати

$$h = h_0 \sin \frac{2\pi x}{l_0}, \quad (4)$$

де h_0 – амплітудне значення профілю нерівностей, м;

x – абсциса апроксимуючої функції, м;

l_0 – довжина синусоїди, яка апроксимує функцію нерівностей, м.

При русі системи

$$x = vt. \quad (5)$$

Тоді поточна висота нерівностей дорівнює

$$h = h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (6)$$

Або після введення нового позначення:

$$h = h_0 \sin \omega t, \quad (7)$$

де ω – кругова частота кінематичних збурень, 1/с.

$$\omega = \frac{2\pi v}{l_0}. \quad (8)$$

Останній доданок у рівнянні (3) переносимо у праву частину:

$$I_n \ddot{\varphi} + 2C_e l^2 \varphi = 2C_e l h. \quad (9)$$

Ділимо рівняння (9) на I_n , отримуємо

$$\ddot{\varphi} + \frac{2C_e l^2}{I_n} \varphi = \frac{2C_e l h}{I_n}. \quad (10)$$

Вводимо наступне позначення:

$$\frac{2C_e l^2}{I_n} = p_e^2. \quad (11)$$

А далі переписуємо рівняння (10) з урахуванням нового позначення (11):

$$\ddot{\varphi} + p_e^2 \varphi = \frac{2C_e l h}{I_n}, \quad (12)$$

де p_e^2 – квадрат власної кругової частоти коливань напівпричепа з контейнером при наявності компромісної підвіски, c^{-2} .

Скористаємось виразом (7) для кінематичних збурень:

$$\ddot{\varphi} + p_e^2 \varphi = \frac{2C_e l h_0}{I_n} \sin \omega t. \quad (13)$$

Розв’язання рівняння (13) має наступний вигляд [13]:

$$\varphi = C_1 \cos p_e t + C_2 \sin p_e t + \frac{2C_e l h_0}{I_n p_e^2 \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p_e^2}\right)^2}} \sin(\omega t - \psi_1). \quad (14)$$

Перші два доданки у виразі (14) описують вільні коливання системи, які швидко затухають, третій доданок описує вимушені коливання з круговою частотою кінематичних збурень. Таким чином, вимушені коливання у збуреному русі контейнеровоза описуються наступним рівнянням:

$$\varphi = \frac{2C_e l h_0}{I_n p_e^2 \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p_e^2}\right)^2}} \sin(\omega t - \psi_1), \quad (15)$$

де ψ_1 – фазовий кут вимушених коливань, рад.

Амплітуда вимушених коливань у згоді з виразом (15) дорівнює

$$\varphi_0 = \frac{2C_e l h_0}{I_n p_e^2 \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p_e^2}\right)^2}}, \quad (16)$$

або остаточно:

$$\varphi_0 = \pm \frac{2C_e l h_0}{I_n p_e^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{p_e^2}\right)}. \quad (17)$$

У виразі (17) знак «+» приймається при $\left|\frac{\omega}{p_e}\right| < 1$, знак «-» приймається при $\left|\frac{\omega}{p_e}\right| > 1$. З цього виразу безпосередньо витікає умова резонансу

$$\omega = p_e. \quad (18)$$

Після підстановки виразів кругових частот (8) та (11) в умову резонансу (18) отримуємо

$$\frac{2\pi v}{l_0} = \sqrt{\frac{2C_e l^2}{I_n}}, \quad (19)$$

звідки витікає критична швидкість контейнеровоза, при якій настає резонанс:

$$v_{кр} = \frac{l l_0}{2\pi} \sqrt{\frac{2C_e}{I_n}}. \quad (20)$$

По аналогії з жорсткою підвіскою записуємо вирази коефіцієнтів динамічності у дорезонансній та зарезонансній зонах.

Дорезонансна зона:

$$K_{\hat{c}e}^{(\partial)} = 1 + \frac{h_0}{f_c} \left[\frac{2C_e l^2}{I_n p_e^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{p_e^2}\right)} - 1 \right], \quad (21)$$

де $K_{\hat{c}e}^{(\partial)}$ – приведений коефіцієнт динамічності у дорезонансній зоні.

Зарезонансна зона:

$$K_{\hat{c}n}^{(z)} = 1 + \frac{h_0}{f_c} \left[\frac{2C_e l^2}{I_n p_e^2 \left(\frac{\omega^2}{p_e^2} - 1\right)} - 1 \right], \quad (22)$$

де $K_{\hat{c}e}^{(z)}$ – приведений коефіцієнт динамічності у зарезонансній зоні.

Вводимо наступне позначення:

$$\frac{\omega}{p_e} = \chi_e, \quad (23)$$

де χ_e – приведені відношення кругових частот.

Тоді вирази (21) та (22) приймають наступний вигляд:

$$K_{\hat{c}e}^{(\partial)} = 1 + \frac{h_0}{f_c} \left[\frac{2C_e l^2}{I_n p_e^2 (1 - \chi_e^2)} - 1 \right]; \quad (24)$$

$$K_{\partial e}^{(3)} = 1 + \frac{h_0}{f_c} \left[\frac{2C_e l^2}{I_n p_e^2 (\chi_e^2 - 1)} - 1 \right]. \quad (25)$$

Розкриваємо власну кругову частоту у виразах (24) та (25), після скорочення отримуємо

$$K_{\partial e}^{(\partial)} = 1 + \frac{h_0}{f_c} \left[\frac{1}{1 - \chi_e^2} - 1 \right]; \quad (26)$$

$$K_{\partial e}^{(3)} = 1 + \frac{h_0}{f_c} \left[\frac{1}{\chi_e^2 - 1} - 1 \right]. \quad (27)$$

Після простих перетворень вирази (26) та (27) приймають вигляд розв'язуючих умов для відношень кругових частот χ_e у дорезонансній та зарезонансній зонах:

$$\chi_e^{(\partial)} = \sqrt{\frac{(K_{\partial e}^{(\partial)} - 1)f_c}{(K_{\partial e}^{(\partial)} - 1)f_c + h_0}}, \quad (28)$$

де $\chi_e^{(\partial)}$ – приведенне відношення кругових частот у дорезонансній зоні;

$$\chi_e^{(3)} = \sqrt{\frac{(K_{\partial e}^{(3)} - 1)f_c + 2h_0}{(K_{\partial e}^{(3)} - 1)f_c + h_0}}, \quad (29)$$

де $\chi_e^{(3)}$ – відношення кругових частот у зарезонансній зоні.

Розкриваємо вираз (23) у дорезонансній зоні:

$$\chi_e^{(\partial)} = \frac{\omega^{(\partial)}}{p_e} = \frac{2\pi v^{(\partial)}}{l_0} : \sqrt{\frac{2C_e l^2}{I_n}} = \frac{2\pi}{ll_0} \sqrt{\frac{I}{2C_e l^2}} v^{(\partial)}, \quad (30)$$

де $\omega^{(\partial)}$ – кругова частота кінематичних збурень у дорезонансній зоні, 1/с;
 $v^{(\partial)}$ – швидкість руху контейнеровоза у дорезонансній зоні, м/с.

Прирівнюємо вирази (28) та (30), отримуємо рівняння відносно швидкості руху контейнеровоза у дорезонансній зоні, при якій коефіцієнт динамічності дорівнює $K_{\partial e}^{(\partial)}$:

$$v^{(\partial)} = \frac{ll_0}{2\pi} \sqrt{\frac{2C_{uu}}{I_n}} \sqrt{\frac{(K_{\partial e}^{(\partial)} - 1)f_c}{(K_{\partial e}^{(\partial)} - 1)f_c + h_0}}. \quad (31)$$

Розкриваємо вираз (23) для зарезонансної зони:

$$\chi_e^{(3)} = \frac{\omega^{(3)}}{p_e} = \frac{2\pi v^{(3)}}{l_0} : \sqrt{\frac{2C_e l^2}{I_n}} = \frac{2\pi}{l l_0} \sqrt{\frac{I_n}{2C_e l^2}} v^{(3)}, \quad (32)$$

де $\omega^{(3)}$ – кругова частота кінематичних збурень у зарезонансній зоні, 1/с;
 $v^{(3)}$ – швидкість руху контейнеровоза у зарезонансній зоні, м/с.

Прирівнюємо вирази (29) та (32), отримуємо рівняння відносно швидкості руху контейнеровоза у зарезонансній зоні, при якій коефіцієнт динамічності дорівнює $K_{\delta e}^{(3)}$:

$$v^{(3)} = \frac{l l_0}{2\pi} \sqrt{\frac{2C_e}{I_n}} \sqrt{\frac{(K_{\delta e}^{(3)} - 1)f_c + 2h_0}{(K_{\delta e}^{(3)} - 1)f_c + h_0}}. \quad (33)$$

Висновки. У результаті проведеного теоретичного дослідження динаміки зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою розроблена математична модель збуреного руху у поздовжній площині з урахуванням пружної підвіски на базі математичного апарату аналітичної механіки, у тому числі рівняння Лагранжа другого роду.

Розроблена математична модель збуреного руху у поздовжній площині обґрунтовує аналітичне визначення розрахункових навантажень на силові елементи несучої системи для пружної підвіски в залежності від параметрів кінематичних збурень, режимів руху на шляху залучення коефіцієнтів динамічності. Ця модель розкриває можливості колорезонансних режимів руху, коли забезпечуються наперед задані коефіцієнти динамічності.

У подальших дослідженнях контейнеровозів на пневмоколісному ході з бугельною рамою слід працювати у напрямку розробки математичних моделей формування розрахункових навантажень на силові елементи несучої системи, сприйняття та передачі внутрішніх зусиль, а також науково-методичних основ проектувального та перевірконого розрахунків на міцність силових елементів бугельної несучої системи на шляху розробки та створення довершених зразків спецавтотранспорту за критерієм мінімальної металомісткості.

ЛИТЕРАТУРА / ЛІТЕРАТУРА

1. Грифф М.И. Автотранспортные средства с грузоподъемными устройствами для перевозки грузов в контейнерах и пакетах / М.И. Грифф, Р.А.

- Затван, В.Ф. Трофименко. – М.: Транспорт, 1989. – 159 с.
2. Грушников В.А. Выбор транспортных средств для контейнерной доставки строительных грузов / В.А. Грушников // Промышленный транспорт. – 1987. – №11. – С. 7.
 3. Золотарев А.Ф. Контейнеровоз на базе трактора Т-150К / А.Ф. Золотарев, И.А. Тоцкий // Промышленный транспорт. – 1979. – №6. – С.22.
 4. Пашков А.К. Проектирование и перевозка тарно-штучных грузов / А.К. Пашков, Ю.Н. Полярин. – М.: Транспорт, 2000. – 254 с.
 5. Малиновский Е.Ю. Динамика самоходных машин с шарнирной рамой (колебания и устойчивость движения) / Е.Ю. Малиновский, М.М. Гайцгори. – М.: Машиностроение, 1974. – 172 с.
 6. Бейгул О.О. Динаміка збуреного руху зчленованого спецавтотранспортного засобу з U-подібною вантажною рамою / О.О. Бейгул, Г.Л. Лепетова // Сб. науч. тр. КГМТУ: Механика твердого тела. Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий. – Керь: КГМТУ, 2013. – Вып. 15. – С. 15–20.
 7. Веселов Г.П. Аналитическое исследование колебаний системы тягач-прицеп / Г.П. Веселов, А.Н. Густомясов, В.И. Колмаков // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – №5. – С. 92–97.
 8. Лобас Л.Г. Динамическое поведение двухзвенного автопоезда вблизи границы области устойчивости / Л.Г. Лобас, Ю.Л. Ващенко // Прикладная математика. – 1991. – Т.27. – №12. – С. 85–91.
 9. Дослідження та вибір типу несучої системи автоскrapовоза з U-подібною рамою / [О.О. Бейгул, М.М. Корнійчук, Г.Л. Лепетова, Д.В. Найда] // Надійність металургійного обладнання. Зб. наук. праць з матеріалами Міжнародної науково-технічної конференції, 28-31 жовтня 2013р. – Дніпропетровськ: ІМА-прес, 2013. – С. 138–141.
 10. Бейгул В.О. Математична модель збуреного руху системи «буксировщик-автосамоскид» / В.О. Бейгул, І.І. Леєпа, Г.Л. Лепетова // Системні технології. – Дніпропетровськ: ДНВП «Системні технології», 2006. – Вип. 4(45). – С. 94–98.
 11. Яблонский А.А. Курс теории колебаний / А.А. Яблонский, С.С. Нореико. – М.: Высшая школа, 1966. – 255 с.

12. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К: Наукова думка, 1988. – 735 с.
13. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – 13-е изд., испр. – М.: Наука, 1986. – 544 с.

REFERENCES

1. Griff M.I. Avtotransportnyie sredstva s gruzopod'emnymi ustroy-stvami dlya perevozki gruzov v konteynerah i paketah / M.I. Griff, R.A. Zatvan, V.F. Trofimenko. – М.: Transport, 1989. – 159 s.
2. Grushnikov V.A. Vyibor transportnyih sredstv dlya konteynernoy dostavki stroitelnyih gruzov / V.A. Grushnikov // Promyishlennyy transport. – 1987. – №11. – S. 7.
3. Zolotarev A.F. Konteynerovoz na baze traktora T-150K / A.F. Zolotarev, I.A. Totskiy // Promyishlennyy transport. – 1979. – №6. – S.22.
4. Pashkov A.K. Proektirovanie i perevozka tarno-shtuchnyih gruzov / A.K. Pashkov, Yu. N. Polyarin. – М.: Transport, 2000. – 254 s.
5. Malinovskiy E.Yu. Dinamika samohodnyih mashin s sharnirnoy ramoy (kolebaniya i ustoychivost dvizheniya) / E.Yu. Malinovskiy, M.M. Gaytsgori. – М.: Mashinostroenie, 1974. – 172 s.
6. Beygul O.O. Dinamika zburenogo ruhu zchlenovanogo spetsavtotransportnogo zasobu z U-podibnoyu vantazhnoyu ramoyu / O.O. Beygul, G.L. Lepetova // Sb. nauch. tr. KGMTU: Mehanika tverdogo tela. Mehanizatsiya proizvodstvennyih protsessov rybnogo hozyaystva, promyishlennyih i agrarnyih predpriyatiy. – Ker: KGMTU, 2013. – Vyip. 15. – S. 15–20.
7. Veselov G.P. Analiticheskoe issledovanie kolebaniy sistemy tyagach-pritsep / G.P. Veselov, A.N. Gustomyasov, V.I. Kolmakov // Izvestiya vuzov. Mashi-nostroenie. – 1988. – №5. – S. 92–97.
8. Lobas L.G. Dinamicheskoe povedenie dvuhzvennogo avtopoezda vblizi granitsyi oblasti ustoychivosti / L.G. Lobas, Yu.L. Vaschenko // Prikladnaya matematika. – 1991. – T.27. – №12. – S. 85–91.
9. Doslidzhennia ta vybir typu nesuchoi systemy avtoskrapovoza z U-podibnoiu ramoiu / [O.O. Beihul, M.M. Korniiichuk, H.L. Lepetova, D.V. Naida] // Nadiinist metalurhiinoho obladnannia. Zb. nauk. prats z materialamy

Mizhna-rodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii, 28-31 zhovtnia 2013r. – Dnipropetrovsk: IMA-pres, 2013. – S. 138–141.

10. Beihul V.O. Matematychna model zbyrenoho rukhu systemy «buksyrov-shchyk-avtosamoskyd» / V.O. Beihul, I.I. Lieiepa, H.L. Lepetova // Systemni tekhnolohii. – Dnipropetrovsk: DNVP «Systemni tekhnolohii», 2006. – Vyp. 4(45). – S. 94–98.

11. Yablonskiy A.A. Kurs teorii kolebaniy / A.A. Yablonskiy, S.S. Noreyko. – M.: Vysshaya shkola, 1966. – 255 s.

12. Pisarenko G.S. Spravochnik po soprotivleniyu materialov / G.S. Pisarenko, A.P. Yakovlev, V.V. Matveev. – K: Naukova dumka, 1988. – 735 s.

13. Bronshteyn I.N. Spravochnik po matematike dlya inzhenerov i uchashchysya vtuzov / I.N. Bronshteyn, K.A. Semendyaev. – 13-e izd., ispr. – M.: Nauka, 1986. – 544 s.

Received 04.10.2019.

Accepted 08.10.2019.

Компромиссная математическая модель возмущенного движения сочлененного контейнера с бугельной рамой на пневмоколесном ходу

В статье разработана компромиссная математическая модель возмущенного движения сочлененного контейнера с бугельной рамой на пневмоколесном ходу методами аналитической механики с привлечением уравнения Лагранжа второго рода. Определены собственные динамические характеристики системы, критическая скорость движения, полученные коэффициенты динамичности в дорезонансной и резонансной зонах для компромиссной подвески, обуславливают точное определение расчетных усилий, рациональную металлоемкость несущей системы.

Compromise mathematical model of perturbed motion of a articulated container ship with a tow frame on a pneumatic wheel

A compromise mathematical model of the perturbed motion of a articulated container ship with a tow frame on a pneumatic wheel in the course of methods of analytical mechanics with the use of the second-order Lagrange equation is developed. The own dynamic characteristics of the system, the critical motion velocity, the obtained coefficients of dynamism in the pre-resonance and shear zones for the compromise suspension, determine the exact determination of the calculated forces, rational metal intensity of the bearing system.

Бейгул Олег Алексеевич – д.т.н., профессор, заведующий кафедрой машиностроения, Днепропетровский государственный технический университет.

Грищенко Денис Игоревич – аспирант, Днепропетровский государственный технический университет.

Бейгул Всеволод Олегович – к.т.н., доцент кафедры технологии машиностроения, Днепропетровский государственный технический университет.

Лепетова Анна Леонидовна – к.т.н., доцент, доцент кафедры машиностроения, Днепропетровский государственный технический университет.

Бейгул Олег Олексійович – д.т.н., професор, завідувач кафедри машинобудування, Дніпровський державний технічний університет.

Грищенко Денис Ігорович – аспірант, Дніпровський державний технічний університет.

Бейгул Всеволод Олегович – к.т.н., доцент кафедри технології машинобудування, Дніпровський державний технічний університет.

Лепетова Ганна Леонідівна – к.т.н., доцент, доцент кафедри машинобудування, Дніпровський державний технічний університет.

Beygul Oleg - Doctor of technical science, Professor, Manager of machine-building department, Dniprovskiy state technical University.

Grischenko Denis - Post-graduate student, Dniprovskiy state technical University.

Beygul Vsevolod - Candidate of technical science, Dotsent of machine-building department, Dniprovskiy state technical University.

Lepetova Anna - Candidate of technical science, Dotsent, Dotsent of machine-building department, Dniprovskiy state technical University.