

УДК 656.51-7:656.007:629.4.015

**КОМП'ЮТЕРНІ МОДЕЛІ ДИНАМІКИ РУХУ ВАГОНІВ-ПЛАТФОРМ
НА ВІЗКАХ З ЦЕНТРАЛЬНИМ І БУКСОВИМ РЕСОРНИМ ПІДВІШУВАННЯМ****Дьомін Ю.В., Черняк Г.Ю., Шевчук П.А.****COMPUTER MODELS OF DYNAMICS OF FLAT CARS WITH
THE BOGIES WITH CENTRAL AND AXLE-BOX SPRING SUSPENSION****Domin Iurii, Cherniak Ganna, Shevchuk Pavlo**

В статті розглядаються конструкційні особливості стандартних візків вантажних вагонів колії 1520 мм і 1435 мм. Представлено розроблення комп'ютерних моделей динаміки руху вагонів-платформ на візках моделі 18-100 та типу Y25 з метою подальшого порівняльного дослідження їх динамічних якостей, показників безпеки руху та впливу на колію.

Ключові слова: візки вантажних вагонів, технічні характеристики, вагон-платформа, динаміка руху, комп'ютерне моделювання.

Вступ. За прогнозними оцінками у найближчій перспективі передбачається нарощування обсягів перевезень вантажів за комбінованими схемами. Для задоволення однієї з основних умов конкурентоспроможності контейнерних перевезень за швидкістю просування поїздів комбінованого транспорту не нижче 1000 км за добу, необхідні швидкісні візки з конструкційною швидкістю 140 км/год з поліпшеними динамічними якостями і зниженим впливом на колію з тим, щоб поїзди комбінованого транспорту мали допуск на лінії, які передбачаються переважно для пасажирських перевезень.

Продуктивність комбінованих перевезень значною мірою визначається технічними характеристиками рухомого складу [1]. У свою чергу динаміко-експлуатаційні властивості вантажних вагонів суттєво залежать від параметрів і конструкційного виконання ходових частин – візків. Тому для збільшення вантажообігу та зменшення негативного впливу на верхню будову колії значна увага має приділятися вдосконаленню ходових частин рухомого складу.

Вантажні вагони колії 1435 мм переважно об'єднуються візками типу Y25 зі звареною рамою на буксовому підвішуванні, що дозволяє реалізувати швидкості руху поїздів до 120 км/год [2]. Натомість стандартні візки моделі 18-100 колії 1520 мм мають центральне підвішування [2, 3]. Хоча в технічній

документації цих візків задекларовано конструкційну швидкість 120 км/год, за умов безпеки руху швидкості руху вантажних поїздів обмежені 80 км/год. Крім того, на низькому рівні знаходяться характеристики віброзахисту і показники взаємодії вагонів з верхньою будовою колії. Тому візки цього типу не придатні для обладнання рухомого складу комбінованого транспорту.

Отже проблема вибору ходових частин для забезпечення швидкісних інтермодальних та інтероперабельних перевезень є гостро актуальною. Вирішення цієї проблеми пропонується здійснювати по-кроково. Перш за все, щоб визначитись з напрямком подальших кроків, необхідно провести порівняльні дослідження динамічних якостей і впливу на колійну інфраструктуру вагонів на візках з центральним і буксовим ресорним підвішуванням. Це завдання пропонується розв'язати шляхом використання комп'ютерних технологій. Довід численних досліджень, заснований на комп'ютерному моделюванні динаміки руху рейкових екіпажів, показує, що можливості, які надаються засобами моделювання, дозволяють користувачам максимально оперативної і з високим ступенем достовірності аналізувати проблеми, що виникають на практиці [4, 5, 6].

Мета статті полягає в аналізі техніко-експлуатаційних властивостей стандартних візків вантажних вагонів і у побудові комп'ютерних моделей для порівняльних досліджень динаміки руху вагонів-платформ на візках з центральним і буксовим підвішуванням.

Об'єкти моделювання. За базовий об'єкт моделювання прийнято вагон-платформа моделі 13-7024 для перевезень універсальних крупнотоннажних контейнерів на візках моделі 18-100. Для порівняльних досліджень розглядається варіант обладнання платформи візками типу Y25 адаптованих до експлуатації на залізницях колії 1520 мм

(Y25mod). Основні технічні характеристики цих візків наведено в таблиці.

Таблиця

Показники та їх розмірність	Тип візка	
	Модель 18-100	Y25mod
Маса візка, кг	4800	4990
База візка, м	1,85	1,80
Жорсткість ресорних комплектів візка, МН/м	8,85	4,13 – при навантаженні $\leq 61,92$ кН/вісь, 8,61 – при навантаженні $> 61,92$ кН/вісь
Статичний прогин ресорного підвищення в порожньому/завантаженому станах, мм	8/48	20/66
Висота над рівнем головок рейок, мм	801	900
Максимальне осьове навантаження, кН	235	230
Відстань між центрами ковзунів, мм	1524	1700
Діаметр суцільнокатаного колеса, мм	950	950
Тип гальма	колодковий однобічний	колодковий двобічний

Візки моделі 18-100 мають складену роз'ємну раму з трьох литих елементів (надресорна балка і дві бокові рами, що жорстко спираються на букси), пружинний ресорний комплект з клиновим фрикційним гасителем коливань, плоский під'ятник і жорсткі бокові ковзуни [3]. Конструкційна схема ходових частин вантажних вагонів заснована на принципі переважного використання технічних рішень зв'язків несучих елементів у вигляді вузлів сухого тертя. Оскільки розглянуті пари сухого тертя – відкритого типу, то на процеси в зоні фрикційного контакту мають значний вплив зовнішні умови, що змінюються – вологість, температура, запиленість. Внаслідок цих обставин спостерігається значна розбіжність значень коефіцієнта тертя ковзання, що призводить до нестабільності і невідповідності характеристик ресорного підвищення в порожньому і завантаженому станах вагона. Через велику невіднесену масу (близько 90% загальної маси візка) вагони на візках моделі 18-100 спричиняють розлад колійної інфраструктури.

Інший принциповий недолік візків цього типу полягає в невідповідності його конструкційної схеми і параметрів вимогам стійкості руху вагонів. Проблема нестійкості вантажних вагонів полягає в тому, що при порівняно низьких швидкостях руху виявляється схильність візків до самозбудження незатухаючих горизонтальних коливань [2]. Схильність вантажних вагонів до інтенсивного виляння,

внаслідок чого знижуються показники безпеки руху, і різко підвищується рівень динамічної навантаженості ходових частин, призводить до високих витрат на ремонт колісних пар, п'ятникових вузлів, ресорного підвищення, бокових ковзунів і елементів кузова.

Візки типу Y25 мають суцільнозварну раму, буксове ресорне підвищення з білінійною силовою характеристикою (для режимів порожній-навантажений) і фрикційними гасителями коливань системи Lepoig, сферичний під'ятник зі зносостійкого прокладкою та бічні беззазорні пружні ковзуни. Ковзуни такого типу постійно сприймають частину навантаження від кузова вагона та обумовлюють сили тертя при взаємних поворотах в плані кузова і візка, що призводить до утворення пари сил з моментом, який протидіє коливанням виляння візка.

Вагон-платформа моделі 13-7024.

Комп'ютерну модель динаміки руху платформи з візками моделі 18-100 розроблено за допомогою програмного комплексу UM [7]. Модель побудована з використанням підходу системи багатьох тіл, у відповідності з яким механічна система представляється набором твердих тіл, пов'язаних за допомогою шарнірних і силових елементів. Ця модель включає, по-перше, фрикційні клинові гасителі в якості окремих тіл, що мають по 6 степенів вільності кожне і знаходяться у контактній взаємодії з боковими рамами і надресорними балками, по-друге, використовує детальний опис контактної взаємодії в буксовому й п'ятниковому вузлах. Дерево підсистем цієї моделі представлено на рисунку 1.

Повна модель динаміки вагона містить 18 підсистем. Кузов вагона представляє тіло «Body», візки – підсистеми «Bogie_m», де $m = 1,2$ – номер візка. На нижньому рівні розміщені підсистеми колісних пар «WSB_n» та підсистеми клинів «Wedge_k», де $n = 1-4$ – це номер колісної пари, $k = 1-8$ – це номер клина. Підсистема колісної пари «WSB_n» об'єднує стандартну підсистему колісної пари з двома твердими тілами, що відображають буксові вузли.

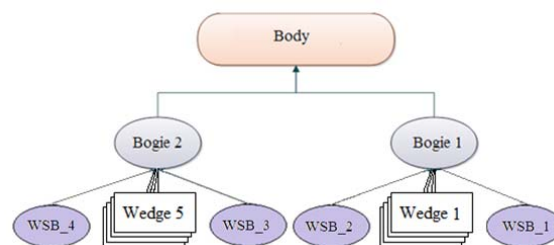


Рис. 1. Структура дерева підсистем динамічної моделі вагона-платформи на візках моделі 18-100

Кузовну частину платформи (рис. 2) характеризують наступні інерційні параметри: маса кузова m_{body} і центральні моменти інерції ix_{body} , iy_{body} , iz_{body} щодо поздовжньої, поперечної й вертикальної осей відповідно.

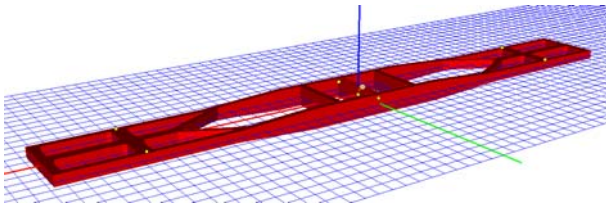


Рис. 2. Графічний образ кузова вагона-платформи

Модель динаміки вантажного вагона має використовуватися як для порожнього, так і навантаженого станів, що обумовлює необхідність зміни значень певних параметри моделі в автоматичному режимі. Для забезпечення цього застосовано ознаку *key*, зі значенням *key* = 0 – в разі моделювання порожнього стану і *key* = 1 – завантаженого стану. На підставі ознаки *key* інерційні параметри тіла «Body», зокрема, маса *m_{body}* і центральні моменти інерції *ix_{body}*, *iy_{body}*, *iz_{body}* відносно поздовжньої, поперечної та вертикальної осей, обчислюються за формулами:

$$\begin{aligned} m_{body} &= m_{platf} + key \cdot m_{cargo}, \\ ix_{body} &= (1-key) \cdot ix_{platf} + key \cdot ix_{platf_cargo}, \\ iy_{body} &= (1-key) \cdot iy_{platf} + key \cdot iy_{platf_cargo}, \\ iz_{body} &= (1-key) \cdot iz_{platf} + key \cdot iz_{platf_cargo}, \end{aligned} \quad (1)$$

де *m_{platf}* – маса кузова платформи без вантажу;

m_{cargo} – маса вантажу;

ix_{platf}, *iy_{platf}*, *iz_{platf}* – центральні моменти інерції кузова порожньої платформи відносно поздовжньої, поперечної та вертикальної осей відповідно;

ix_{platf_cargo}, *iy_{platf_cargo}*, *iz_{platf_cargo}* – центральні моменти інерції кузова завантаженої платформи відносно поздовжньої, поперечної та вертикальної осей відповідно.

Крім того, при зміні стану завантаженості вагона в моделі в автоматичному режимі змінюється значення відстані в вертикальному напрямку *hc* від початку локальної системи координат платформи (на рівні автозчепів) до її центру мас за виразом:

$$hc = (1-key) \cdot hc_{platf} + key \cdot hc_{platf_cargo}, \quad (2)$$

де *hc_{platf}* і *hc_{platf_cargo}* – це вертикальні відстані від початку локальної системи координат платформи до її центра мас в порожньому й навантаженому станах.

Також в залежності від стану завантаження вагона змінюється значення відстані в вертикальному напрямку *h_{body}* від базової системи координат СК0, що розміщена на рівні головок рейок, до початку локальної системи координат тіла «Body» як:

$$h_{body} = h_{body0} - key \cdot dzst, \quad (3)$$

де *h_{body0}* – це відповідна відстань в порожньому стані;

dzst – різниця між статичними прогинами підвішування вагона в навантаженому і порожньому станах.

Підсистема візка включає 2 підсистеми «WSB_n», 4 підсистеми клинів і 3 твердих тіла (надресорна балка та 2 бокові рами). Побудована таким чином підсистема візка містить 15 тіл, має 58 степенів вільності, та включає 44 силових елементи, серед яких 6 лінійних пружних і 38 контактних. Графічний вигляд підсистеми візка «Bogie_1» показано на рисунку 3.

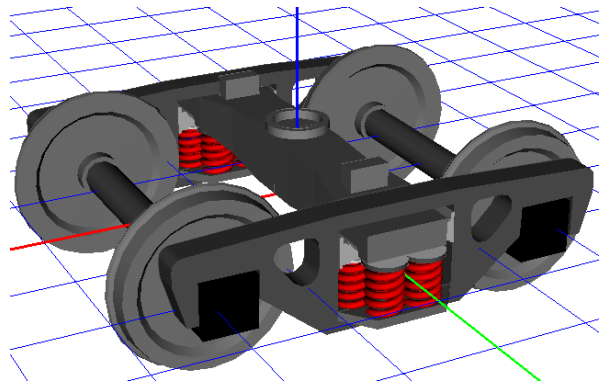


Рис. 3. Підсистема «Bogie_1»

Розроблена повна комп'ютерна модель динаміки руху вагона-платформи на візках типу 18-100 включає 18 підсистем, 31 тверде тіло й має 122 степені вільності. До неї входить 12 лінійних пружних і 86 контактних силових елементів.

Вагон-платформа на візках типу Y25mod.

Динамічну модель вагона-платформи на візках типу Y25mod побудовано за методикою, застосованою при моделюванні динаміки руху вагона-платформи моделі 13-7024. Структура дерева підсистем цієї моделі представлена на рисунку 4. Кожна підсистема – це об'єднання вкладених підсистем і/або твердих тіл, зв'язаних шарнірними й силовими елементами.

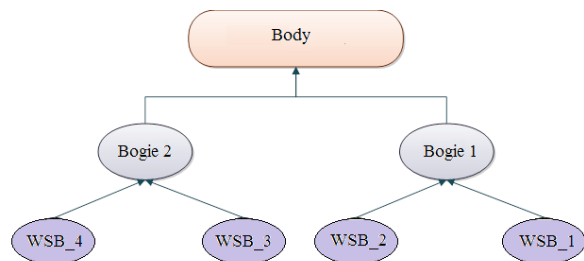


Рис. 4. Структура дерева підсистем динамічної моделі вагона-платформи на візках типу Y25mod

Основні інерційні, геометричні та пружнодисипативні характеристики розробленої моделі задані за допомогою ідентифікаторів, що забезпечують можливість їх змінювання під час проведення обчислювального експерименту й визначення раціональних параметрів. Для візуалізації динамічних проце-

сів в модель імпортовані 3D-моделі окремих елементів конструкції вагона, зокрема, кузова платформи, рами візка типу Y25, корпусів букс, утримувачів пружин та штовхачів, які побудовані за допомогою пакету SolidWorks [8].

Повна модель динаміки вагона на візках типу Y25mod містить 10 підсистем. Нижній рівень представляють 4 підсистеми колісних пар «WSB_n», де $n=1-4$ – це номер колісної пари, кожна з яких об'єднує стандартну підсистему колісної пари з двома твердими тілами, що відображають буксові вузли. Підсистема візка «Bogie_m», де $m = 1,2$ – номер візка, включає дві підсистеми «WSB_n», $n = 1, 2$ – для першого візка, $n = 3, 4$ – для другого візків, а також дев'ять твердих тіл: раму візка, 4 утримувача пружин і 4 штовхача.

При відображенні пружинних комплектів підвішування візка Y25 в моделі застосовано силові елементи двох типів: лінійні – для представлення зовнішніх пружин, з коефіцієнтами жорсткості k_{xex} , k_{yex} , k_{zex} в поздовжньому, поперечному і вертикальному напрямках, та біполярні – для представлення внутрішніх пружин, з білінійною силовою характеристикою, яка забезпечує відсутність сили на першій ділянці, коли прогин не перевищує значення δ_0 , і зростання сили пропорційно прогину на другій ділянці з коефіцієнтом жорсткості k_{zin} . Слід зауважити, що половина зовнішніх пружин розміщена між буксовими вузлами і рамою візка, тоді як інша половина – між буксовими вузлами і утримувачами пружин, всі внутрішні пружини розміщені між буксовими вузлами і рамою візка.

Навантаження, що припадають на одну дворядну пружину в порожньому P_e і навантаженому P_l станах, обчислюються як:

$$\begin{aligned} P_e &= g \cdot (m_platf + 2 \cdot m_frame) / 16, \\ P_l &= g \cdot (m_platf + m_cargo + 2 \cdot m_frame) / 16, \end{aligned} \quad (4)$$

де m_frame – маса рами візка, g – прискорення вільного падіння.

Значення вертикальної сили P_δ , яку створює зовнішня пружина при прогині δ_0 , дорівнює $P_\delta = k_{zex} \cdot \delta_0$. Отже прогини підвішування вагона в порожньому dst_e і навантаженому dst_l станах становлять:

$$dst_l = \delta_0 + (P_l - P_e) / (k_{zex} + k_{zin}). \quad (5)$$

Сили, що утворюють фрикційні гасителі коливань типу Lepoir, залежать від сил натискання на бокові поверхні буксових вузлів. Вони пов'язані з поздовжніми складовими сил, які обумовлені похилим підвішуванням сержок до утримувачів пружин. Статичні поздовжні складові сили в порожньому N_e і навантаженому N_l станах обчислюються як:

$$\begin{aligned} N_e &= k_{zex} \cdot dst_e \cdot \operatorname{tg}(\alpha), \\ N_l &= k_{zex} \cdot dst_l \cdot \operatorname{tg}(\alpha), \end{aligned} \quad (6)$$

де α – кут нахилу підвішування сержок до вертикальної осі.

Побудована таким чином підсистема візка містить 17 тіл, має 50 степенів вільності та включає 42 силових елементів, серед яких 4 шарнірні, 12 контактних і 2 типу комбінованого тертя (для представлення дії пружних ковзунів). Графічний вигляд підсистеми візка «Bogie_1» показано на рисунку 5.

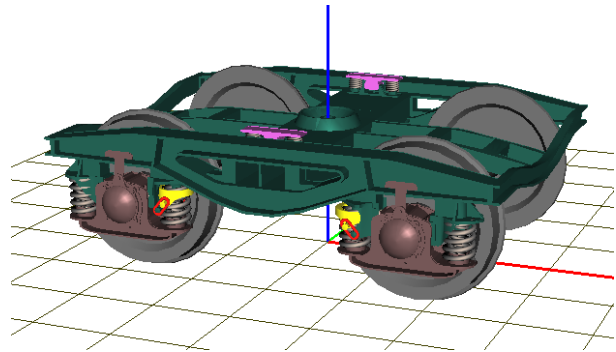


Рис. 5. Графічний вигляд підсистеми візка «Bogie_1»

Повна модель динаміки містить 2 підсистеми візків «Bogie_1» і «Bogie_2» та одне тверде тіло «Body», яке представляє кузов вантажного вагона, а саме, платформу. З метою моделювання вагона при двох станах завантаженості параметри тіла «Body» визначаються за виразами (1), (2), (3). Різниця dzt між статичними прогинами підвішування вагона в навантаженому і порожньому станах обчислюється на підставі величин з виразів (5).

Розроблена повна комп'ютерна модель динаміки руху вагона-платформи на візках типу Y25mod включає 10 підсистем, 35 твердих тіл й має 106 степенів вільності. До неї входить 94 силових елемента: 8 шарнірних, 32 біполярних, 16 лінійних пружин, 34 контактних та 4 спеціальних типу комбінованого тертя.

Висновки. З порівнянь конструкційних схем і параметрів візків моделі 18-100 і типу Y25 встановлено, що останні вирізняються зменшеною невіднесеною масою, наявністю буксового ресорного підвішування зі зниженою жорсткістю в порожньому стані вагона і стабільними параметрами демпфірування коливань, а також має раму зварного типу, беззасорні пружні бокові ковзуни і гальмо з двостороннім натисканням на колеса колодкового секційного типу.

Для порівняльних досліджень динамічних показників безпеки руху і силової дії на колію вагонів-платформ моделі 13-7024 на візках моделі 18-100 і типу Y25 розроблені відповідні комп'ютерні моделі з використанням підходу системи зв'язаних твердих тіл (MBS). Обидві моделі дозволяють проводити моделювання динаміки вантажного вагона як в по-

рожньому, так і навантаженому станах без додаткових налаштувань.

Література

1. Демин Ю.В. Железнодорожная техника комбинированного транспорта / Ю.В. Демин // Залізничний транспорт України. – 2011. – №6. – С. 9-12.
2. Дьомін Ю.В. Залізнична техніка міжнародних транспортних систем (вантажні перевезення) / Ю.В. Дьомін. – К.: Юнікон-Прес, 2001. – 342 с.
3. Вагоны: Конструкция, теория и расчет / Под ред. Л.А.Шадур. – 3-е изд. – М.: Транспорт, 1980. – 439 с.
4. Демин Ю.В. Математическое моделирование и динамика подвижного состава железных дорог / Ю.В. Демин, Р.Ю. Демин, А.Ю. Черняк // Залізничний транспорт України. – 2007. – №4. – С.3-8.
5. Tomaszewski Tomasz. Symulacje komputerowe dynamiki pojazdow szynowych. – Problemy kolejnictwa, zeszyt 139. – Warszawa, 2004. – S.68-92.
6. Дьомін Ю.В. Комп'ютерне моделювання динаміки рейкових транспортних засобів / Ю.В. Дьомін, О.П. Заховайко, Г.Ю. Черняк, П.А. Шевчук // Вісник національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія Машинобудування. – 2014. – С. 94-98.
7. Pogorelov D.Yu. Simulation of Rail Vehicle Dynamics with Universal Mechanism Software / A. Sladkowski (Ed.). Rail vehicle dynamics and associated problems. Gliwice: Silesian University of Technology, 2005. – P. 13-58.
8. Алямовский А.А. SolidWorks / COSMOSWorks 2006/2007. Инженерный анализ методом конечных элементов / А.А. Алямовский. – М.: ДМК, 2007. – 784 с.

References

1. Domin Iu.V. Railway technics of combined transport / Iu.V. Domin // Railway transport of Ukraine. – 2011. – №6. – P. 9-12.
2. Domin Iu.V. Railway technics of international transport systems (freight transportation). – K.: Iunikon-Pres, 2001. – 342 p.
3. Cars: Design, theory and calculation / Edited by L. A. Shadur. – Third edition. – M.: Transport, 1980. – 439 p.
4. Domin Iu.V. Mathematical modeling and dynamics of the railway rolling stock / Iu.V. Domin, R.Iu. Domin, A.Iu. Cheniak // Railway transport of Ukraine. – 2007. – №4. – P.3-8.
5. Tomaszewski Tomasz. Symulacje komputerowe dynamiki pojazdow szynowych. – Problemy kolejnictwa, zeszyt 139. – Warszawa, 2004. – S.68-92.
6. Domin Iu.V. Computer simulation of the dynamics of the railway vehicles / Iu.V. Domin, O.P. Zakhovaiko, A.Iu. Cherniak, P.A. Shevchuk // Bulletin of National Technical

University of Ukraine “Kyiv Polytechnic University”. Mechanical Engineering Series. – 2014. – P. 94-98.

7. Pogorelov D.Yu. Simulation of Rail Vehicle Dynamics with Universal Mechanism Software / A. Sladkowski (Ed.). Rail vehicle dynamics and associated problems. Gliwice: Silesian University of Technology, 2005. – P. 13-58.
8. Alyamovskii A., 2007. SolidWorks / COSMOSWorks 2006/2007. Engineering analysis by the finite elements method. Moscow: DMK, 784 p.

Демин Ю.В., Черняк А.Ю., Шевчук П.А. Комп'ютерные модели динамики движения вагонов-платформ на тележках с центральным и буксовым рессорным подвешиванием

В статье рассматриваются конструкционные особенности стандартных тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм и 1435 мм. Представлены разработки компьютерных моделей динамики движения вагонов-платформ на тележках модели 18-100 и типа Y25 с целью дальнейшего сравнительного исследования их динамических качеств, показателей безопасности движения и воздействия на путь.

Ключевые слова: тележки грузовых вагонов, технические характеристики, вагон-платформа, динамика движения, компьютерное моделирование.

Domin Iu., Cherniak G., Shevchuk P. Computer models of dynamics of flat cars with the bogies with central and axle-box spring suspension

The article considers design features of standard bogies of freight cars for 15200 mm and 1435 mm track. The development of computer models of dynamics of flat cars with 18-100 and Y25-type bogies was covered in the article for further comparative study of their dynamic parameters of safety in operation and impact on the track.

Key words: bogies of freight cars, technical characteristics, flat car, dynamics of motion, computer simulation.

Дьомін Ю.В. – д.т.н., професор, професор кафедри залізничного, автомобільного транспорту, підйомних та транспортних систем СНУ ім. В.Даля, e-mail: domin1520.1435mm@gmail.com

Черняк Г.Ю. – к.т.н., ст.н.с., доцент, старший науковий співробітник кафедри залізничного, автомобільного транспорту, підйомних та транспортних систем СНУ ім. В.Даля, e-mail: anchernyak1520mm@gmail.com

Шевчук П.А. – аспірант кафедри залізничного, автомобільного транспорту, підйомних та транспортних систем СНУ ім. В.Даля, e-mail: shevchuk1520mm@gmail.com

Рецензент: д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 15.04.2017