

ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

DOI: 10.31319/2519-2884.45.2024.7

УДК 622.625.24:519.6

Кабаків Д.Ю.¹, к.т.н. докторант, ORCID: 0009-0005-6456-0968, e-mail: megafab@live.com

Теліпко Л.П.², к.т.н., доцент, ORCID: 0000-0003-3165-3920, e-mail: leo46din@gmail.com

Романюк О.Д.², к.т.н., ORCID: 000-0003-1931-5507, e-mail: oleksandrromaniuk5@gmail.com

Кабаків А.М.², к.т.н., доцент, ORCID:0009-0008-3948-8687, e-mail: kabakovanatoly@gmail.com

¹Український державний університет науки і технологій, м. Дніпро

²Дніпровський державний технічний університет МОН України, м. Кам'янське

Kabakov Daniil¹, Candidate of Technical Sciences, Doctoral Candidate

Telipko Leonid², Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering and Welding Technology

Romaniuk Oleksandr², Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering and Welding Technology

Kabakov Anatoli², Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering and Welding Technology

¹ Ukrainian State University of Science and Technologies, Dnipro

² Dniprovsky State Technical University, Kamianske

НАПРУЖЕНИЙ СТАН ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ ПРИ УДАРНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Розроблений аналітичний метод визначення статичного еквівалента динамічного навантаження, що виникає при ударі важкої металевої обрізі або гірських масивних брил з днищем вагону. Запропонована розрахункова схема, яка дозволяє враховувати пружність днища вагону, і його інерцію, завдяки чому виникає можливість більш точно врахувати зниження динамічного навантаження за рахунок пружних властивостей ресорного комплексу вагону та його днища. Отримано формули для розрахунку еквівалентних напружень при прикладанні навантаження в будь-якій точці днища вагону. Отримані результати дозволяють зробити висновок, що при визначених обмеженнях під час експлуатації вагонів секції днища можна виконувати з листової сталі товщиною 28 мм замість 36 мм, що знижує вагу кузова вагону до 15—20 %.

Ключові слова: динамічне навантаження; еквівалентні напруження; днище вагону; металева обрізь; розрахункова схема.

An analytical method has been developed to determine the static equivalent of dynamic loads arising from the impact of heavy metal scraps or massive rock fragments on the wagon floor. The proposed calculation scheme accounts for the elasticity of the wagon floor and its inertia, enabling a more accurate assessment of the reduction in dynamic loads due to the elastic properties of the wagon's suspension system and floor. Formulas for calculating equivalent stresses at any point on the wagon floor have been derived. The results indicate that, under specific operational constraints, the floor sections of wagons can be constructed from 28 mm thick sheet steel instead of 36 mm, reducing the wagon body weight by 15—20 %.

Keywords: dynamic load; equivalent stress; wagon floor; metal scrap; calculation scheme.

Постановка проблеми

Дослідження несучої здатності вантажних залізничних вагонів, що використовуються в металургійній та гірничо-рудній галузях для перевезення важковагової металевої обрізі та розкривних порід, завантаження яких відбувається шляхом їх падіння на незахищену підлогу вагону з метою подовження їх експлуатації та зниження матеріалоємності є актуальною

проблемою. Вирішення цієї проблеми базується в тому числі і на уточненні методів розрахунків на динамічне ударне навантаження шляхом урахування конструктивних властивостей вагонів. Їх конструкція повинна відповідати параметрам міцності при найбільш екстремальних режимах експлуатації та мінімально можливих витратах матеріалу.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Питанню дослідження несучої здатності, зниження матеріалоемності та збільшення строку експлуатації за рахунок конструктивних рішень і удосконаленню методів розрахунку вантажних напіввагонів приділяється достатня увага. Це пояснюється як актуальністю щодо зменшення матеріалоемності і збільшення строку експлуатації, так і економічністю цього питання. У роботах [1—2] розглядалися питання дослідження несучої здатності напіввагонів з метою зниження матеріалоемності за рахунок конструктивних рішень. У роботі [3] розглядалося визначення динамічних характеристик вантажних залізничних вагонів на базі програмного забезпечення MSC Adams. Питання модулювання динамічних процесів в елементах конструкції вагонів-самоскидів при ударному навантаженні розглядалися в роботах [4—5]. Удосконалення несучих конструкцій вантажних вагонів шляхом застосування наповнювачів було розглянуто в статтях [6—9].

Формулювання мети дослідження

Вищенаведені дослідження свідчать про актуальність питань дослідження напруженого стану вантажних вагонів з метою зниження їх матеріалоемності при забезпеченні достатньої несучої здатності та подовження терміну експлуатації. Мета даної статті полягає в розробці математичної моделі визначення динамічних параметрів вантажних вагонів при ударному навантаженні та врахуванні пружності та інерції днища вагону.

Виклад основного матеріалу

При падінні важкої обрізи у вагон в його днищі виникають великі динамічні напруження. Для визначення цих напружень урахування податливості всієї конструкції вагону тільки за рахунок пружних властивостей ресорного комплексу, без урахування пружних властивостей самого днища, виявляється дуже грубим та недостатньо приблизним. Тому у статті запропонована розрахункова схема, що враховує пружність днища, а також його інерцію. Така розрахункова схема дає можливість більш повно врахувати зниження динамічних навантажень за рахунок пружних властивостей ресорного комплексу та секцій днища.

На рис. 1 схематично зображена динамічна модель коливальної системи днища вагону — падаючий вантаж.

З моменту часу, коли вантаж торкнувся днища, система днище-вантаж коливаються разом. Таким чином, задача руху вантажу, після дотику з днищем вагону зводиться до задачі коливання системи з двома ступенями вільності.

Непружними опорами в системі нехтуємо, так як максимальні навантаження виникають в початковий етап сумісного руху.

Для підрахунку жорсткості секцій днища розв'язуємо статичну задачу згину прямокутної пластини під дією зосередженої сили. Визначаємо функцію прогинів $W(x, y)$ при згині прямокутної пластини під дією статично зосередженої сили при її вільному розташуванні, що надає можливість визначити жорсткість секції днища. Згідно рішення Нав'є прогин для випадку центрально навантаженої прямокутної пластини визначається виразом

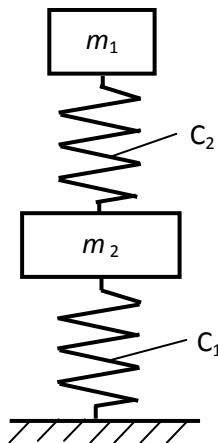


Рис. 1. Розрахункова динамічна схема системи вантажний вагон-вантаж: C_1 — жорсткість ресорного комплексу; C_2 — жорсткість секцій днища; m_1 — наведена маса, що включає масу падаючого вантажу та частину маси секції днища, по якій виконується удар; m_2 — маса вагону без урахування маси секцій днища, по якій виконується удар

$$W_0 = \frac{Pa^2}{2\pi^3 D} \sum_{m=1}^{\infty} \left(\operatorname{tg} \alpha_m - \frac{\alpha_m}{ch^2 \alpha_m} \right) \frac{\sin^2 \frac{m\pi}{2}}{m^3}, \quad (1)$$

де $\alpha_m = \frac{m\pi b}{2a}$; a — довжина пластины; b — ширина пластины; D — згинальна жорсткість пластины.

При постановці задачі кутові коливання днища вагону не враховувались, що призвело до збільшенню статично еквівалентного навантаження та зумовило деякий запас міцності.

На рис. 2 представлена динамічна модель коливальної системи днище-вантаж у положенні статичної рівноваги. Обираємо узагальнені координати z_1 і z_2 .

Для складання диференціальних рівнянь руху скористуємось рівнянням Лагранжа другого роду.

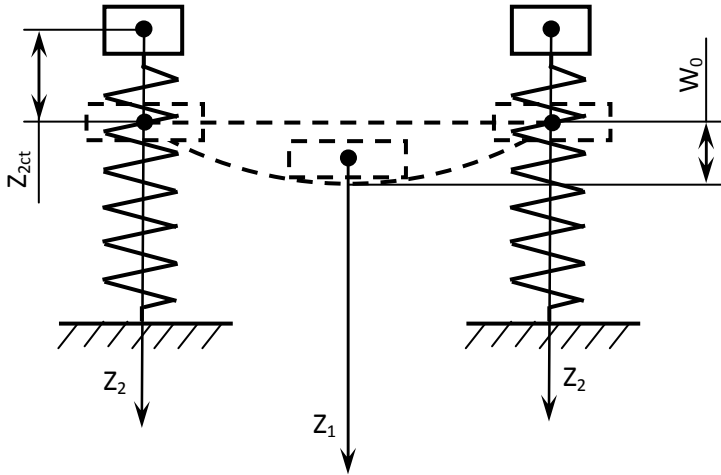


Рис. 2. Модель коливальної системи днище-вантаж

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i, \quad (2)$$

де $L = T - \Pi$ — функція Лагранжа; T — кінетична енергія системи; Π — потенційна енергія системи; q_i — узагальнена координата; \dot{q}_i — швидкість по узагальненій координаті; Q_i — узагальнена сила.

Потенціальна енергія системи дорівнює

$$\Pi = \Pi_1 + \Pi_2, \quad (3)$$

де Π_1 — потенціальна енергія ресорного комплексу; Π_2 — потенціальна енергія деформації секції днища.

$$\Pi_1 = \frac{C_2 z_2^2}{2}, \quad (4)$$

$$\Pi_2 = \frac{C(x, y)(z_1 - z_2)^2}{2}, \quad (5)$$

де $C(x, y) = P \cdot W_0^{-1}$ — жорсткість днища, C_2 — жорсткість ресорного комплексу.

Повна кінетична енергія T складається з кінетичної енергії днища без урахування однієї секції — T_1 ; кінетичної енергії секції днища — T_{cg} і кінетичної енергії падаючого вантажу — T_2

$$T = T_1 + T_2 + T_{cg}, \quad (6)$$

де

$$T_1 = \frac{(M_g - m_{cg}) \dot{z}_2^2}{2};$$

$$T_2 = \frac{m_1 \dot{z}_1^2}{2};$$

$$T_{cg} = \frac{\gamma h}{2} \int_0^a \int_0^b \left(W(x, y, t) + \dot{z}_1 \right)^2 dx dy, \quad (7)$$

M_g — повна маса днища (вагона); m_{cg} — маса однієї секції днища; m_1 — маса вантажу; h — товщина днища; γ — щільність металу днища; $W(x, y, t)$ — динамічний прогин секції днища.

Для обчислення динамічного прогину необхідно визначити динамічне зміщення секції днища $z_g(t)$. Тоді динамічний прогин буде дорівнювати

$$W(x, y, t) = z_g(t) W_0(x, y), \quad (8)$$

де $W_0(x, y)$ — прогин в різних точках секції днища (пластини) при центральному розташуванні сили [1],

$$z_g(t) = (z_1 - z_2). \quad (9)$$

Підставляючи у вираз T_{cg} усі відповідні величини, отримаємо

$$T_{cg} = \frac{\gamma h}{2} \int_0^a \int_0^b \left[(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) W_0(x, y) + \dot{z}_2^2 \right]^2 dx dy = \frac{\gamma h}{2} \left[(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) \int_0^a \int_0^b W_0(x, y) dx dy + \right. \\ \left. + 2\dot{z}_1 \dot{z}_2 \int_0^a \int_0^b W_0(x, y) dx dy - 2\dot{z}_2^2 \int_0^a \int_0^b W_0(x, y) dx dy + \dot{z}_2^2 ab \right]. \quad (10)$$

Таким чином, повна кінематична енергія системи має вигляд

$$T = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_g \dot{x}_2^2}{2} + \frac{\gamma h}{2} (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) \int_0^a \int_0^b W_0^2(x, y) dx dy + \gamma h (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) \dot{z}_2 \int_0^a \int_0^b W_0(x, y) dx dy. \quad (11)$$

Якщо ввести позначення

$$\gamma h \int_0^a \int_0^b W_0^2(x, y) dx dy = A; \\ \gamma h \int_0^a \int_0^b W_0(x, y) dx dy = \mu, \quad (12)$$

то функція Лагранжа приймає вигляд:

$$L = \frac{m_1 \dot{z}_1^2}{2} + \frac{M_g \dot{z}_2^2}{2} + \frac{A(\dot{z}_1 - \dot{z}_2)^2}{2} + \mu(\dot{z}_1 - \dot{z}_2)\dot{z}_2 - \frac{c(x, y)(z_1 - z_2)}{2} - \frac{C_2 z_2^2}{2}. \quad (13)$$

За допомогою рівняння Лагранжа отримаємо систему диференціальних рівнянь днища та вантажу

$$m_1 \ddot{z}_1 + A \ddot{z}_1 - A \ddot{z}_2 + \mu \ddot{z}_2 + C(x, y)(z_1 - z_2) = 0; \\ M_g \ddot{z}_2 - A \ddot{z}_1 + A \ddot{z}_2 + \mu \ddot{z}_1 - 2\mu \ddot{z}_2 + C(x, y)(z_1 - z_2) + C_2 z_2 = 0. \quad (14)$$

Введемо позначення

$$(m_1 + A) = a_{11}; \quad (\mu - A) = a_{12}; \\ (\mu - A) = a_{21}; \quad (M_g + A - 2\mu) = a_{22}, \\ C(x, y) = C_{11}; \quad -C(x, y) = -C_{12}; \\ -C(x, y) = C_{21}; \quad C(x, y) + C_2 = C_{22}. \quad (15)$$

З урахуванням (15), система диференціальних рівнянь руху (14) набуде вигляд

$$a_{11} \ddot{z}_1 + a_{12} \ddot{z}_2 + C_{11} z_1 + C_{12} z_2 = 0; \\ a_{21} \ddot{z}_1 + a_{22} \ddot{z}_2 + C_{21} z_1 + C_{22} z_2 = 0, \quad (16)$$

або в векторному вигляді

$$[a]\ddot{\bar{z}} + [C]\bar{z} = 0.$$

Початкові умови для даної системи будуть наступні:

при $t = 0$:

$$1) z_1(0) = -W_0 - z_{2cm};$$

$$2) z_2(0) = -z_{2cm};$$

$$3) \dot{z}_1(0) = v_0;$$

$$4) z_2(0) = 0;$$

$$\text{де } z_{2cm} = \frac{m_1}{C_2g}.$$

Початкову швидкість v_0 можна визначити з наступних міркувань. Враховуючи, що об'єкт нагріта до 900—1000 °С, вважаємо, що удар абсолютно непружним. Тоді кількість руху до удару та після удару у всій системі залишається постійною. Якщо v — швидкість падаючого вантажу, а m_1 — його маса, то S_1 — імпульс до удару.

$$S_1 = m_1v, \quad (19)$$

S_2 — імпульс після удару

$$S_2 = \gamma h \dot{z}_1(0) = \int_0^a \int_0^b W_0(x, y) dx dy = (m_1 + \mu) \dot{z}_1, \quad (20)$$

звідки

$$\dot{z}_1(0) = v_0 = v \left(\frac{m_1}{m_1 + \mu} \right). \quad (21)$$

Загальний розв'язок системи (17) запишеться так

$$x_1 = B_1 \sin(x_1 t + \beta_1) + B_2 \sin(x_2 t + \beta_2); \quad (22)$$

$$x_2 = \alpha_1 B_1 \sin(x_1 t + \beta_1) + \alpha_2 B_2 \sin(x_2 t + \beta_2),$$

де

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{a_{11}p^2 + C_{11}}{a_{12}p^2 + C_{12}}; & \alpha_2 &= \frac{a_{21}p^2 + C_{21}}{a_{22}p^2 + C_{22}}; \\ (p^2)_{1,2} &= -\frac{1}{2} \frac{(a_{11}C_{22} + C_{11}a_{22} - 2C_{12}a_{12})}{(a_{11}a_{22} - a_{12}^2)} \pm \\ &\pm \frac{1}{2} \sqrt{\frac{(a_{11}C_{22} + C_{11}a_{22} - 2C_{12}a_{12})^2}{(a_{11}a_{22} - a_{12}^2)^2} - 4 \frac{(C_{11}a_{22} - C_{12}^2)}{(a_{11}a_{22} - a_{12}^2)}}; \\ p_1 &= \pm ix_1; & p_2 &= \pm ix_2; & x_1^2 &< x_2^2. \end{aligned} \quad (23)$$

Використовуючи початкові умови, визначаємо довільні постійні $B_1, B_2, \beta_1, \beta_2$.

$$\begin{cases} B_1 \sin \beta_1 + B_2 \sin \beta_2 = -W_0 - z_{2cm}; \\ \alpha_1 B_1 \sin \beta_1 + \alpha_2 B_2 \sin \beta_2 = -z_{2cm}; \\ B_1 x_1 \cos \beta_1 + B_2 x_2 \cos \beta_2 = v_0; \\ \alpha_1 B_1 x_1 \cos \beta_1 + \alpha_2 B_2 x_2 \cos \beta_2 = 0, \end{cases} \quad (24)$$

звідки

$$B_1 = v_0 \frac{\alpha_2}{\alpha_2 - \alpha_1} \cdot \frac{1}{x_1 \cos \beta_1};$$

$$B_2 = v_0 \frac{\alpha_2}{\alpha_2 - \alpha_1} \cdot \frac{1}{x_2 \cos \beta_2};$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{x_1(-W_0 - z_{2cm})}{v_0} + \frac{z_{2cm} x_1}{v_0 \alpha_2};$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{x_2(-W_0 - z_{2cm})}{v_0} + \frac{z_{2cm} x_2}{v_0 \alpha_1}.$$

Таким чином, можна визначити максимальну пружну силу, що діє на днище, з точністю прийнятих гіпотез за формулою

$$P_e = C_{(x,y)} \cdot (Z_1 - Z_2). \quad (25)$$

Для визначення напружень у довільній точці секції днища від статичного еквівалента ударного навантаження була розглянута задача про згинання прямокутної вільно опертої пластини при дії зосередженої сили або розподіленого на невеликій ділянці навантаження. Навантаження було представлено подвійним тригонометричним рядом. Після підстановки рішення диференціального рівняння у відомі вирази згинальних моментів і нормальних напружень отримаємо вирази для визначення нормальних напружень

$$\left. \begin{aligned} \sigma_y &= \frac{3P_e}{2\pi h^2} \left[(1+\nu) \ln \frac{2a \sin \frac{\pi \xi}{a}}{\pi r} + \gamma_1 \right] \\ \sigma_x &= \frac{3P_e}{2\pi h^2} \left[(1+\nu) \ln \frac{2a \sin \frac{\pi \xi}{a}}{\pi r} + \gamma_2 \right] \end{aligned} \right\}, \quad (26)$$

де $r \approx 0,05 a$, γ_1 та γ_2 — чисельні коефіцієнти, величини яких залежать від відношення b/a (табл. 1).

Таблиця 1. Значення коефіцієнтів γ_1 і γ_2 для виразів (26)

b/a	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	∞
γ_1	-0,565	-0,350	-0,211	-0,125	-0,073	-0,042	0
γ_2	+0,135	+0,115	+0,085	+0,057	+0,037	+0,023	0

Нормальні напруження за віссю z під вантажем при їх наближеному визначенні дорівнюють

$$\sigma_z = \frac{P_e}{\pi r^2}. \quad (27)$$

Оцінка міцності днища вагону проводилася за енергетичною теорією міцності

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}. \quad (28)$$

При цьому після визначення напружень $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ їм треба привласнити індекси 1,2,3 таким чином, щоб виконувалася нерівність $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$.

На підставі викладеного алгоритму біло проведено дослідження міцності днища при дії еквівалентного навантаження при різних товщина днища. Враховуючи, що падаючі вантажі на різних металургійних заводах мають різну вагу та різну форму, розрахунок проводився для вантажів вагою до 1 кН при різних значеннях висоти падіння вантажу. При цьому вважалося, що

вантаж розподілявся по площі круга радіусом 6,5 см. Напруження текучості для матеріалу секції днища складає 240 МПа. Але, так як розрахунок напружень проводиться для точок, розташованих на поверхні днища, а напруження в серединній площині дорівнюють нулю, то до утворення пластичного шарніру пластину можна довантажувати таким чином, щоби по 2/3 товщині пластини були напруження текучості (рис. 3). Еквівалентне напруження в цьому випадку при виконанні закону Гука буде дорівнювати $\sigma_e = 400$ МПа. Результати досліджень напруженого стану днища дозволили обґрунтовано рекомендувати при виготовленні та капітальному ремонті вагонів такого типу секції днища виконувати з листової сталі товщиною 28 мм замість 36 мм, що знижує матеріалоемність кузова вагону до 15—20 %.

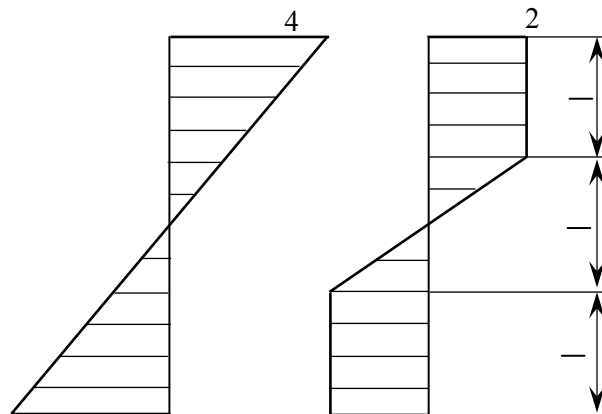


Рис. 3. Розподіл напружень по товщині пластини

Висновки

1. Розроблена методика визначення статичного еквівалента динамічної ударної сили при якій система вагон-вантаж моделювалося коливальною системою з двома степенями вільності. При цьому враховувалась податливість секції днища. Враховувалась також і маса секції днища, яка частково приєднувалася до падаючого вантажу. Така розрахункова схема дає можливість більш повно врахувати зниження динамічних навантажень за рахунок пружних властивостей ресорного комплексу та секцій днища.
2. Отримані результуючі формули для розрахунку еквівалентного напруження при прикладанні сили в будь-якій точці днища. Проведено дослідження міцності днища при дії еквівалентного навантаження при різних товщина днища. Розрахунок проводився для вантажів вагою до 1кН при різних значеннях висоти падіння вантажу. Результати досліджень напруженого стану днища дозволили обґрунтовано рекомендувати при виготовленні та капітальному ремонті вагонів такого типу секції днища виконувати з листової сталі товщиною 28 мм замість 36 мм, що знижує матеріалоемність кузова вагону до 15—20 %.

Список використаної літератури

1. Fomin, O.V. Introduction of round pipes in the carrier systems of gondolas with the provision of rational indicators of strength. *Science magazine – "Technological audit and production reserves"*, 2015. Vol. 4/1(21), P. 83–89.
2. Fomin, O.V. Modernization of elements wall lateral of universal freight gondola domestic production. *Scientific-and-technical (Sci.-Tech.) collected works – Donetsk: DonIZT.*, 2011. Vol. 26. P. 111–115.
3. Fomin, O.V., Lovska, A.O., Plakhtii, O.A., Nerubatskyi, V.P. The influence of implementation of circular pipes in load-bearing structures of bodies of freight cars on their physico-mechanical properties. *Scientific Bulletin of National Mining University*. 2017. Vol. 6. P. 89–96.

4. Султан А.В. Моделирование динамических процес сов в элементах конструкции вагонв-самосвалов при ударном нагруженииис учетом нелинейностей настила пола. *Транспорт. Збірник наукових праць.. Дніпропетровськ: Наука і освіта.* 1999. Вип. 2 С. 104–114.
5. Султан А.В. Теоретическое исследование прочности вагона-самосвала модели 33-9035 при ударе падающем грузом с учетом местных пластических деформаций и нелинейных свойств амортизирующей прослойки. *Проблемы механики железнодорожного транспорта* Тез. док. X Междунар. Конф.– Днепропетровск: ДИИТ. 2000. С. 199.
6. Ловська А.О., Фомін О.В., Рибін А.В. Визначення навантаженості рами напіввагона із замкненою конструкцією хребтової балки. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.* 2021. № 2 (21). С. 12–19.
7. Ловська А.О., Фомін О.В., Рибін А.В., Лебідь Г.О. Визначення динамічної навантаженості напіввагона з замкненою хребтовою балкою, заповненою наповнювачем. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки.* Том 32 (71). № 4, 2021. С. 255–259.
8. Романюк О.Д., Теліпко Л.П. Оптимізація передаточної функції механічної передачі з метою підвищення точності роботи машинного агрегату. *Збірник наукових праць Дніпровського державного технічного університету (технічні науки).* 2019. № 34. т. 1. С. 34–38. doi: <https://doi.org/10.31319/2519-2884.34.2019.6>
9. Романюк О.Д., Теліпко Л.П. Загальні методи оптимізації кінематичних та динамічних параметрів машинного агрегату. *Збірник наукових праць Дніпровського державного технічного університету (технічні науки).* 2020. №2(37). С.17–21. doi: <https://doi.org/10.31319/2519-2884.37.2020.4>

STRESSED STATE OF FREIGHT WAGONS UNDER SHOCK LOADING

Abstract

The study focuses on the load-bearing capacity of freight railway wagons used in the metallurgical and mining industries for transporting heavy metal scraps and overburden rocks. These materials are loaded by dropping them onto the unprotected floor of the wagon. The goal is to extend the wagons' service life and reduce material consumption. This problem is addressed by refining calculation methods for dynamic impact loads, considering the structural properties of the wagons. The design must meet strength parameters under extreme operating conditions while minimizing material use. An analytical method was developed to determine the static equivalent of dynamic loads caused by impacts from heavy metal scraps or massive rock fragments hitting the wagon floor. A proposed calculation scheme considers the elasticity of the wagon floor and its inertia, enabling a more accurate account of reduced dynamic loads due to the elastic properties of the wagon's suspension system and floor. Formulas were derived for calculating equivalent stresses when loads are applied at any point on the wagon floor. The results suggest that, under specific operational constraints, the floor sections of the wagons can be made from 28 mm thick sheet steel instead of 36 mm, reducing the wagon body weight by 15–20 %.

References

- [1] Fomin, O.V. (2015). Vprovadzhennya kruglykh trub v nesuchi systemy napivvagoniv z zabezpechennyam ratsionalnykh pokaznykiv mitsnosti [Implementation of round pipes in carrier systems of gondolas to ensure rational strength indicators] *Naukovyi zhurnal – "Tekhnologichnyi audyt i rezervy vyrobnytstva" – Technological audit and production reserves*, 4/1(21), 83–89. [in Ukrainian].
- [2] Fomin, O.V. (2011). Modernization of elements wall lateral of universal freight gondola domestic production *Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk – Scientific-and-technical collected works*, 26, 111–115. [in Ukrainian].
- [3] Fomin, O.V., Lovska, A.O., Plakhtii, O.A., & Nerubatskyi, V.P. (2017). The influence of implementation of circular pipes in load-bearing structures of bodies of freight cars on their

- physico-mechanical properties *Nauk. Visnyk Nats. Hirnych. Univ. – Scientific Bulletin of National Mining University*, 6, 89–96.
- [4] Sultan, A.V. (1999). Modelirovanie dinamicheskikh protsessov v elementakh konstrukttsii vagonov-samosvalov pri udarnom nagruzhenii s uchetom nelineinosti nastila pola [Modeling of dynamic processes in structural elements of dump cars under impact loading considering nonlinearities of the floor covering] *Transport. Zbirnyk naukovykh prats – Transport. Collection of scientific works*, 2, 104–114. [in Russian].
- [5] Sultan, A.V. (2000). Teoreticheskoe issledovanie prochnosti vagona-samosvala modeli 33-9035 pri udare padaiushchim gruzom s uchetom mestnykh plasticheskikh deformatsii i nelineinykh svoystv amortiziruiushchei prosloiki [Theoretical study of the strength of dump car model 33-9035 under impact with consideration of local plastic deformations and nonlinear properties of the damping layer] *Tezy dopovidei X Mizhnarodnoi konferentsii "Problemy mekhaniky zaliznychnoho transportu" – Abstracts of the X International Conference "Problems of Railway Transport Mechanics"*, 199. [in Russian].
- [6] Lovska, A.O., Fomin, O.V., & Rybin, A.V. (2021). Vyznachennia navantazhenosti ramy napivvagona iz zamknutoiu konstruktsiieiu khrebtovoi balky [Determination of the loading of a gondola frame with a closed center sill] *Zbirnyk naukovykh prats Natsionalnoho universytetu korablebuduvannia imeni admirala Makarova – Collection of Scientific Works of Admiral Makarov National University of Shipbuilding*, 2(21), 12–19. [in Ukrainian].
- [7] Lovska, A.O., Fomin, O.V., Rybin, A.V., & Lebid, H.O. (2021). Vyznachennia dynamichnoi navantazhenosti napivvagona z zamknutoiu khrebtovoiu balkoiu, zapovnenoiu napovniuvachem [Determination of the dynamic loading of a gondola car with a closed center sill filled with filler] *Vcheni zapysky Tavriiskoho natsionalnoho universytetu imeni V.I. Vernadskoho. Serii: Tekhnichni nauky – Scientific Notes of V.I. Vernadsky Tavrida National University. Series: Technical Sciences*, 32(71), 255–259. [in Ukrainian].
- [8] Romaniuk, O.D., & Telipko, L.P. (2019). Optyimizatsiia peredatochnoi funktsii mekhanichnoi peredachi z metoiu pidvyshchennia tochnosti roboty mashynnoho ahrehatu [Optimization of the transfer function of a mechanical transmission to improve the accuracy of machine unit operation] *Zbirnyk naukovykh prats Dniprovskoho derzhavnoho tekhnichnoho universytetu (Tekhnichni nauky) – Collection of Scientific Works of Dnipro State Technical University (Technical Sciences)*, 34(1), 34–38. <https://doi.org/10.31319/2519-2884.34.2019.6>. [in Ukrainian].
- [9] Romaniuk, O.D., & Telipko, L.P. (2020). Zahalni metody optymizatsii kinematychnykh ta dynamichnykh parametriv mashynnoho ahrehatu [General methods for optimizing the kinematic and dynamic parameters of a machine unit] *Zbirnyk naukovykh prats Dniprovskoho derzhavnoho tekhnichnoho universytetu (Tekhnichni nauky) – Collection of Scientific Works of Dnipro State Technical University (Technical Sciences)*, 2(37), 17–21. <https://doi.org/10.31319/2519-2884.37.2020.4>. [in Ukrainian].

Надійшла до редколегії 04.11.2024