
ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ (273)

УДК 629.463.65:621.863

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА ПІВВАГОН ПРИ РОЗВАНТАЖЕННІ РОТОРНИМ ВАГОНОПЕРЕКИДАЧЕМ

Канд. техн. наук Р. І. Візньак

THE SIGNIFICANCE OF DYNAMIC FORCES ACTING ON A GONDOLA CAR WHEN UNLOADING BY A ROTARY CAR DUMPER

PhD (Tech.), Associate Professor R. Viznyak

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.203.2023.277952>



Анотація. У статті розглянуто фактори, що впливають на міцність піввагонів при розвантаженні на роторних вагоноперекидачах, перед чим був проведений попередній ретельний аналіз їхніх характерних пошкоджень і несправностей. Побудовано розрахункові схеми системної конструкції і виконано аналітичне визначення інерційних складових динамічного процесу перекидання. Запропоновано початкові рекомендації щодо проєктування конструкції кузова, що зазнав впливу великих динамічних навантажень при обов'язкових розвантажувальних роботах транспортного засобу.

Ключові слова: піввагон, кузов, розвантаження, насипний вантаж, пошкодження, збереження, міцність, удосконалення несучої конструкції.

Abstract. The article considers the factors influencing the strength of gondola cars during unloading on rotary car dumpers, before which a preliminary careful analysis of their characteristic damage and malfunctions was carried out. The calculated schemes of the system design are constructed and the analytical determination of the inertial components of the dynamic overturning process is performed. Initial recommendations for the design of the body structure, which is exposed to high dynamic loads during the mandatory unloading of the freight vehicle. The issue of fleet conservation is important for owners and operators of rolling stock, based on the balance of working and non-working fleet. The main cause of damage to the load-bearing structure of the gondola is non-compliance with the content of regulatory documents when performing loading and unloading operations. Unloading of gondola cars in the method of overturning was introduced at industrial enterprises in the last century during the intensive industrialization of the German experience and supply of equipment and is now successfully carried out using special technical devices - stationary rotor tippers. According to the results: acceleration of the PV body occurs at an angle of rotation of about 60°; the maximum values of accelerations are observed at an angle of rotation of 125°. This is done at the final stage of the flow of the load, because the final component of the full angle of rotation no longer affects the dynamics, because the load in the body is not a large part. The results of theoretical research at the design stage of the PV allow to take into account possible dynamic factors due to the overturning of the PV body, and prevent probable damage, assess the margin of safety and reliability of the body structure, which will ultimately reduce maintenance costs and increase life cycle load.

Keywords: gondola car, body, unloading, bulk cargo, damages, safety, strength, improvement of carrier constructing.

Вступ. Питання збереження вагонного парку в сучасному перевізному процесі має важливе значення для власників та операторів рухомого складу виходячи з балансу робочого і неробочого парків. Головною причиною пошкоджень несучої конструкції піввагона є недотримання змісту нормативних документів при виконанні вантажно-розвантажувальних робіт. Розвантаження піввагонів (ПВ) способом перекидання було введено на промислових підприємствах ще в минулому столітті під час інтенсивної індустріалізації за німецьким досвідом і поставленням техніки і зараз успішно здійснюється за допомогою спеціальних технічних пристосувань – стаціонарних вагоперекидачів роторного принципу дії (СРВП). Оскільки ПВ при перекиданні, знаходячись у єдиній механічній системі з СРВП, зазнає значного силового впливу з боку його робочих органів, важливим є питання визначення, контролювання та подальшого нормування динамічних навантажень, які діють під час розвантаження, що забезпечуватиме збереження несучої конструкції кузова ПВ, його вузлів та елементів, уникаючи при цьому характерних пошкоджень і несправностей, а також непередбачених витрат на ремонтні роботи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Чітке визначення динамічних сил і ретельний аналіз впливу їхніх величин на збереження і міцність конструкції вузлів та елементів при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт є однією з обов'язкових процедур оцінювання технічного стану та експлуатаційної надійності вантажних вагонів, а саме ПВ, що отримало продовження досліджень цієї проблематики в роботах [1-6].

При проведенні досліджень з метою теоретичного визначення динамічних сил, діючих на елементи несучої конструкції кузовів ПВ, здійснювався їхній натурний огляд, зібрання та обробка статистичних

даних характерних пошкоджень і несправностей. Особливо приділялася увага тим пошкодженням і несправностям, що відповідають інтенсивному застосуванню робочих органів цих технічних засобів при вивантаженні кузовів з метою їхньої подальшої класифікації. Виявлено, що найбільш поширеною причиною пошкоджень в елементах конструкції є недотримання та відхилення від обов'язкового виконання умов ДСТУ: ГОСТів, що регламентують технічні параметри та нормативи для використання засобів механізації при виконанні вантажно-розвантажувальних робіт, за роботами [1, 6-8]. Ця проблематика також досліджувалась у роботах [9, 10] і вже знайшла відповідні конструкційні технічні рішення. Але ще не досить повно відображено визначення кінематичних і динамічних факторів і їхній вплив на несучу конструкцію кузовів ПВ при виконанні процесу перекидання, а саме на СРВП, як найбільш продуктивного способу і технічного засобу, що в подальшому дасть змогу скласти реальне уявлення та вірогідно оцінити міцність при навантаженості з метою визначення технічного стану ПВ для подальшого здійснення належних функцій у перевізному процесі.

Визначення мети та завдання дослідження. Метою статті є визначення та уточнення силових факторів, що діють на вузли та елементи конструкції ПВ при розвантаженні на СРВП способом перекидання при обертальному русі. При цьому були поставлені такі основні завдання дослідження:

- з'ясування характеру дії експлуатаційних навантажень на ПВ із міркування їхнього впливу на рівень пошкоджень і збереження;
- доопрацювання розрахункових схем і особливостей фізичного процесу перекидання, отримання кінематичних параметрів;
- побудова уточненої математичної моделі для визначення динамічних

факторів, що діють на НВ під час розвантаження.

Основна частина дослідження. При вивантаженні з ПВ насипних вантажів способом перекидання основними пошкодженнями несучої конструкції при підвищених величинах навантажень, що діють на кузов, є злами обшивки, обриви і вигін стійок кузова, прогини верхньої обв'язки в місцях контакту з упорами СРВП, деформація торцевих стійок, випадання пружин ресорного підвішування візків, центруючих балочок і маятникових підвісок автозчепок, чек гальмових колодок. На відміну від попередніх способів розвантаження, рівень збереження і надійності ПВ залежить від наявності справного армування привалочної плити і упорів СРВП, а також виконання технічних вимог, що висуваються до збереження рухомого складу [11, 12].

Усі типи перекидачів працюють за принципом обертання вагона навколо свого центра тяжіння, тому навантаження, що діють на кузови, мають ураховуватися за деяким наближенням як ідентичні. Це такі їхні види, систематизовані на рис. 1, 2:

- ударне на бокову стіну ПВ при приляганні до привалочної плити, що характеризує величина кута повороту ротора на 9-16 °. Величина сили залежить від багатьох факторів, у першу чергу кінематичних і геометричних;

- ударне на верхній обв'язочний пояс при контакті з верхніми упорами. Навантаження характеризується також швидкістю обертання ротора, масою платформи, справним станом упорів та іншими технічними факторами;

- ударні від переміщення мас шарів вантажу, що змерзлися чи злежалися, тому мають бути передбачені захисні властивості конструкції (щити). Вони підвищують масу СРВП, тому можливі пошкодження верхнього обв'язочного поясу і обшивки (вм'ятини, вигини, прогини);

- розподілені на верхній обв'язочний пояс при монолітному стані вантажу.

Достатньо слабкий за жорсткістю профіль поясу сприймає сумарне навантаження від ваги вантажу, тари і платформи СРВП з люлькою;

- на верхній обв'язочний пояс від упорів СРВП внаслідок перерозподілення центра ваги;

- торцеві секції в результаті нерівномірного прилягання кузова до верхніх упорів СРВП, що призводить до виникнення остатніх деформацій вигину елементів конструкції кузова ПВ;

- сили ваги на пружини, клинові гасники коливачів, деталі автозчепного обладнання та кришок люків при вмиканні вібропристроїв, що створюють і передають вимушені коливання через верхні упори на верхній обв'язочний пояс;

- сумарні знакозмінні в різних комбінаціях, що призводить до різного роду пошкоджень.

У розрахунку СРВП [11] досліджений процес перекидання ПВ. Однак навантаження і реакції, що діють на ПВ, не опрацьовано. Тому розрахункові схеми (рис. 1, 2) було уточнено і позначено додаткові навантаження і реакції зв'язків.

У СРВП висипання вантажу починає відбуватися після того, як кут повороту ротора φ_x за своєю величиною стає рівним φ_d (куту природнього відкосу вантажу) або більше за нього. Вихід вантажу відбувається нерівномірно, але значно зростає зі збільшенням кута повороту. Звичайно при експлуатації кут перекидання для висипання вугілля з ПВ не перевищує 135 — 140 °. Однак на практиці має місце явище злежування і змерзання вантажу і, як наслідок, його часткове налипання або примерзання до стін ПВ у зимовий час. Максимальний кут повороту СРВП широкої колії складає 180 °.

Під час зрушення з місця (рис. 1, а) на кузов діють сили розпору вантажу F і сили тяжіння вантажу G_2 , кузова ПВ G_4 , у подальшому, коли система починає обертання, люлька з кузовом ПВ починає зміщуватися на відстань K , долаючи кут

повороту, який буде змінюватися в межах від 0 до деякого φ_1 , при якому вагон переміщується до бокової стіни ротора СРВП (рис. 1, б). Рух люльки буде супроводжуватися прискоренням, яке викличе удар бокової стіни ПВ об привалочну плиту, що може викликати її

пошкодження у вигляді остатніх деформацій. Також бокова стіна ПВ прилягає не всією площиною до привалочної плити через випрямлення ресорних комплектів ходових частин (візків).

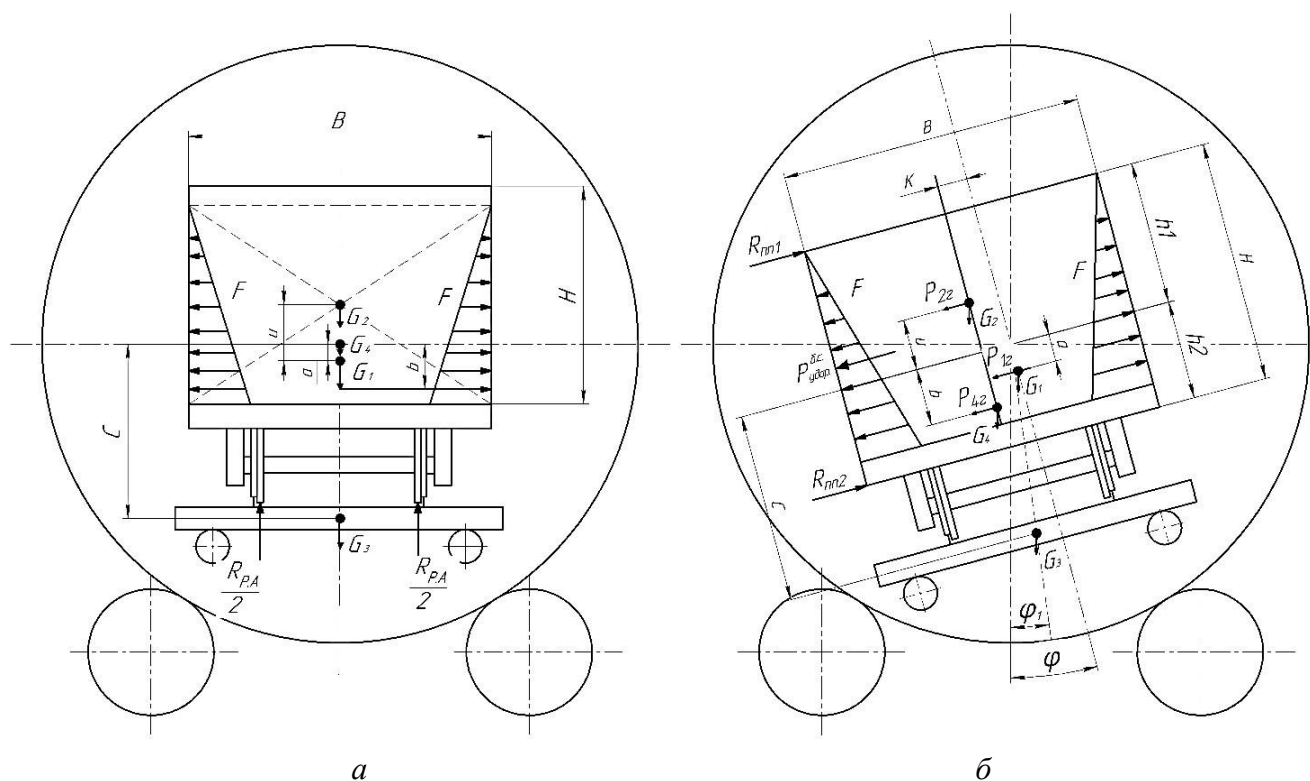


Рис. 1. Початкова стадія перекидання кузова ПВ:

a – початкове положення ПВ у роторі СРВП (0°); *б* – положення при контакті кузова ПВ з привалочною плитою ($9 \div 16^\circ$);

R_{PA} – реакція від рейок люльки в початковому положенні; $R_{k.k}$ – реакція привалочної плити від дії ударного навантаження бокової стіни ПВ ($R_{k.k.1}$ і $R_{k.k.2}$ змінюються при нерівномірній привалці всієї площини бокової стіни, що супроводжується розпрямленням ресорних комплектів візків); G_1 – Ц.В. ротора ВП; G_2 – Ц.В. вантажу; G_3 – Ц.В. люльки СРВП; G_4 – Ц.В. ПВ; F – сила розпору від дії вантажу на бокову стінку ПВ; φ – кут повороту системи; H – висота стінки ПВ; B – ширина кузова ПВ; K – зміщення люльки з кузовом ПВ відносно ротора СРВП; P_{1z} , P_{2z} , P_{3z} – відповідно горизонтальні складові G_1 , G_2 , G_4 , що впливають на величину ударного впливу бокової стіни і верхніх упорів, $P_{б.с.удар(1(2))}$ і $P_{в.уп.(1(2))}$

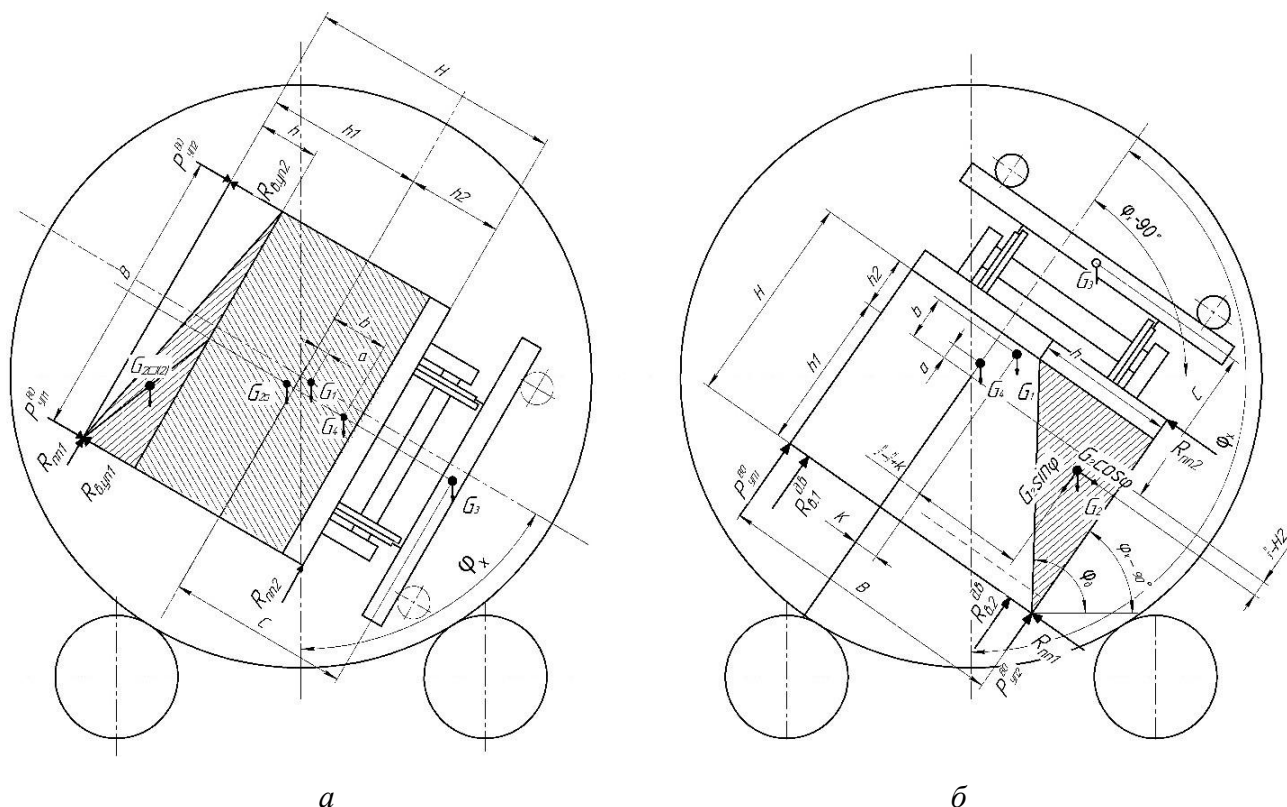


Рис. 2. Завершальний етап перекидання: *a* – початок висипання вантажу з ПВ і стикання ПВ з верхніми упорами СРВП; *б* – кінець розвантаження вантажу з ПВ; $R_{в.уп.}$ – реакція верхніх упорів ($R_{в.уп.1}$ і $R_{в.уп.2}$ змінюються залежно від положення центра ваги системи); φ_x – кут, що змінюється під час обертання системи; $P_{ук1(2)}^{во}$ – ударні навантаження на верхню обв'язку від верхніх упорів; $G_{2\Delta(2)}$ – вага частини (призми) вантажу (вугілля), що зсипається; $P_{1(2)}^{вб}$ – вібраційне навантаження від дії вібраторів (170-175°)

При досягненні кута природного відкосу вантажу (вугілля), починається розвантаження ПВ, супроводжуване навантаженням привалочної плити боковою стінкою кузова. Кут φ_x буде змінюватися в межах від кута природного відкосу вантажу в русі від φ_0 до φ_2 , що відповідає початку розвантаження (рис. 2, а), у цей момент площа поперечного перерізу матеріалу в ПВ може бути у вигляді прямокутника і трикутника.

При перевищенні положення ротора кута 56° відбувається ударний вплив верхньої обв'язки з передніми і задніми упорами СРВП, і ПВ залишається в цьому положенні до повного повороту ротора.

На заключній фазі розвантаження кут повороту φ_x змінюється від φ_2 до скінченного кута обертання φ , тобто вантаж розташовується по трикутнику (Δ призми) (рис. 2, б). Конструкція ПВ сприймає значні навантаження від ваги G_2, G_3, G_4 по верхній обв'язці в результаті дії реакції $R_{k.k.1}$ і $R_{k.k.2}$, які змінюють значення залежно від кута повороту.

В експлуатації на СРВП витікання вантажу починається після того, як кут повороту ротора φ_x за своєю величиною стає рівним φ_0 (куту природного відкосу вантажу) або більше за нього. Витікання вантажу здійснюється нерівномірно, а прискорюється зі зростанням кута повороту.

Звичайно, у практиці кут перекидання для безперешкодного виходу вугілля з ПВ не перевищує 135-140 °. Однак через зміну атмосферних умов часто трапляється злежуваність або змерзання частинок між гранулами вантажу і, як наслідок, його часткове налипання або примерзання до стінок у зимовий час. Максимальний кут повороту ротора СРВП широкої колії приймається 180 °.

Аналізуючи розглянуті положення механічної системи ПВ-СРВП, можна зробити проміжний висновок, що в наведеній методиці розрахунку кузова не враховується: 1) нерівномірне прилягання бокової стіни верхньою обв'язкою кузова до привалочної плити через випрямлення ресорних комплектів у динаміці, а також

зусилля, що діє від власної ваги люльки на верхню обв'язку, що також значно впливає на міцність; 2) сумарні навантаження, які прикладаються до верхньої обв'язки за умови, що вантаж монолітний і здатний зависати в кузові.

Для визначення прискорень, що діють на елементи кузова ПВ при вивантаженні насипних (навалочних) вантажів (НВ), за допомогою СРВП була складена система диференціальних рівнянь руху динамічної системи СРВП-ПВ-НВ за принципом Лагранжа II роду для неконсервативних систем.

При цьому для моделювання процесу перекидання кузова ПВ уточнені диференціальні рівняння руху системи, за роботами [13-15], матимуть вигляд

$$\begin{aligned}
 & I_{срвп}^{срвп}(\theta_{срвп} + \theta_{пв} + \theta_{нв}) + P_{срвп} \cdot \theta(t) \cdot R_{срвп} + N_{срвп} \cdot F \cdot \theta(t) \cdot R_{срвп} = M_i(t); \\
 & \downarrow x \\
 & \mathbf{I} \quad m_{нв(нв)} \cdot Z + 4c_z \cdot Z + 8 \cdot \beta \cdot Z + N \cdot F \cdot Z(t) = F_i(t); \\
 & \mathbf{II} \quad m_{нв(нв)} \cdot y + 4 \cdot c_y \cdot y + 8 \cdot \gamma \cdot y = F_j(t); \\
 & \mathbf{I} \quad I_{пв}^{пв}(\theta_x + \theta_{пв}) + P_{пв} \cdot \theta(t) \cdot r_{пв} + N_{пв} \cdot f_{пв} \cdot \theta(t) \cdot r_{пв} = M_j(t); \\
 & \mathbf{1} \quad I_x^{нв} \cdot \theta_{нв} + P_{нв} \cdot \theta(t) \cdot r_{нв} + N_{нв} \cdot f_{нв} \cdot \theta(t) \cdot r_{нв} = M_k(t).
 \end{aligned} \tag{1}$$

де $I_{срвп}^{срвп}$, $I_{пв}^{пв}$, $I_{нв}^{нв}$ – відповідно моменти інерції СРВП, ПВ, НВ відносно осі обертання x ;

$P_{срвп}$, $P_{пв}$, $P_{нв}$ – робоча вага СРВП, ПВ, НВ;

$N_{срвп}$, $N_{пв}$, $N_{нв}$ – притискна сила відповідно СРВП, ПВ, НВ;

F , $f_{пв}$, $f_{нв}$ – коефіцієнти тертя відповідно між вузлами СРВП, ПВ, НВ і внутрішнє тертя між частинками вантажу;

$C_{z(y)}$ – жорсткість ресорних комплектів візків модельного ряду 18-;

$R_{срвп}$, $r_{пв}$, $r_{нв}$ – радіуси обертання відповідно СРВП, ПВ, НВ;

β , γ – еквівалентні коефіцієнти тертя клинових гасників коливань у вертикальному і горизонтальному напрямках;

θ , $\dot{\theta}$, $\ddot{\theta}$ – відповідно кутові переміщення, швидкості і прискорення відносно осі x ;

$\theta(t)$, $Z(t)$ – припущення корегування за t для дотримання одиниць вимірювання в рівняннях, тобто моментів і сил;

u , \dot{u} , \ddot{u} , z , \dot{z} , \ddot{z} – відповідно поступальні переміщення, швидкості і прискорення ПВ і НВ при обертанні СРВП;

$m_{кв(нв)}$ – зміна маси висипання (витікання) при обертанні частини вантажу;

$M_i(t)$; $M_j(t)$; $M_k(t)$; $F_i(t)$; $F_j(t)$ – обертальні змушувальні силові фактори;

$F_{i(j)}$ – узагальнена сила при 170-175 ° (на кінцевий стадії розвантаження), поповнюється центробіжною при включенні в роботу вібраторів,

$$F_1 i(t) + F_2 j(t) = A_1 \cos(\omega t) \left[\frac{mv^2}{r_{дб}} \cos \omega t + \frac{t = m\omega^2 Z}{\cos \omega} \right] \quad (2)$$

де A_1-Q_0 – вага вала ротора СРВП, кг;
 $r_{дб}$ – радіус дисбалансу вібратора, м;
 e – ексцентриситет, м.

Зауважимо, що в системі (1) інерційні складові силового енергетичного балансу, тобто ті, що з урахуванням мас частин механічної системи враховані першим членом, потенціальні та дисипативні, тобто пружні і розсіювальні складові враховані відповідно другим і третім членами у п’яти рівняннях загальної математичної моделі для визначених трьох ступенів волі. Вхідними параметрами є геометричні значення як складових, так і самої механічної системи ПВ-СРВП. Початковими умовами задачі при цьому обрано відповіднікутові та лінійні переміщення та швидкості в початковий момент часу $t_0 = 0$; $\{\theta, \dot{\theta}; y, \dot{y}; z, \dot{z}\}(0) = 0$. Обмеження моделі встановлюються з міркувань технічного стану як ПВ, так і самого СРВП, а також показників технологічності процесу перекидання та

фізико-механічних властивостей насипного вантажу, що підлягає розвантаженню. Достовірність математичної моделі при отриманні результатів теоретичних досліджень перевіряється критеріями адекватності при плануванні та постановці експериментальної роботи і проведенні відповідних випробувань для сформульованих задач.

Для розв’язання системи диференціальних рівнянь вона зводилася до нормальної форми Коши з наступним інтегруванням за відомим методом Рунге-Кутта. На підставі цього було отримано величини прискорень ПВ насипного вантажу (НВ) і СРВП при розвантаженні a , m/c^2 , (рис. 3-5). Урахування дійсних величин прискорень остаточно дає можливість визначення динамічних навантажень, що діють на вузли та елементи конструкції ПВ.

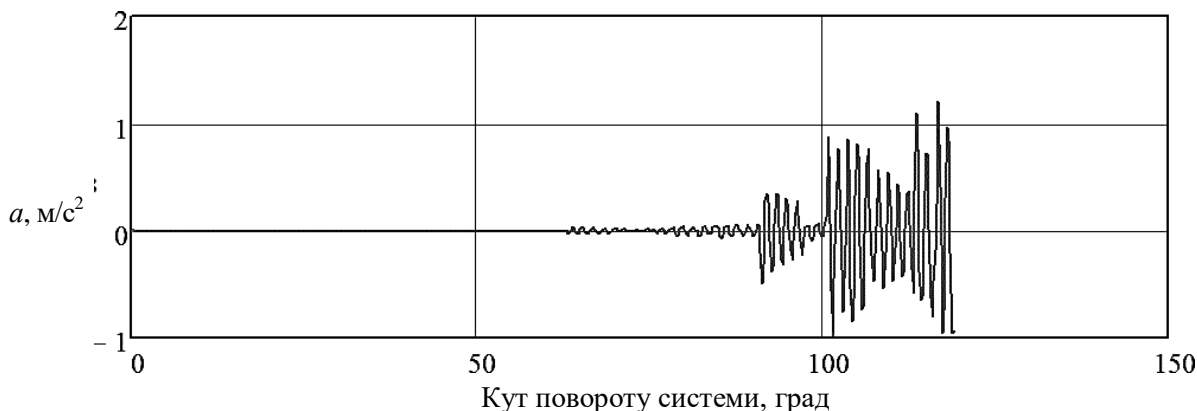


Рис. 3. Характер прискорень частин СРВП при перекиданні

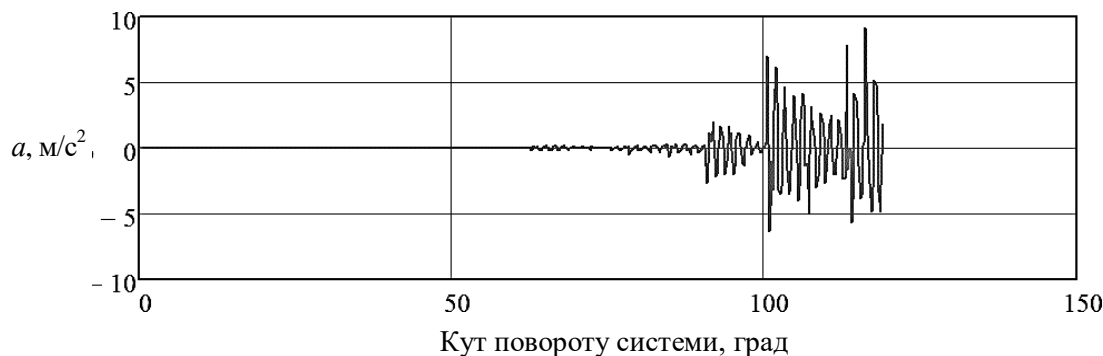


Рис. 4. Характер прискорень кузова ПВ при перекиданні

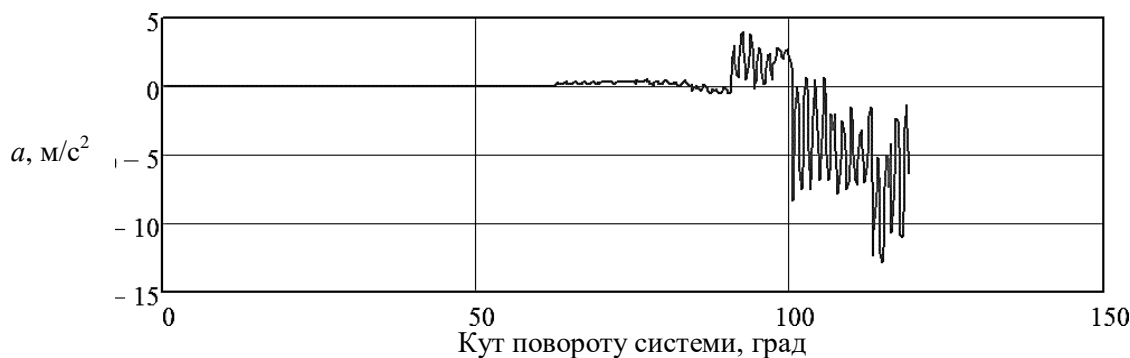


Рис. 5. Характер прискорень ПВ при перекиданні

Висновки. За отриманими результатами можна зробити такі висновки:

- ретельно з'ясовано характер дії експлуатаційних навантажень на ПВ і проведено відповідну класифікацію з міркування їхнього впливу на рівень пошкоджень і збереження конструкційних вузлів і елементів;

- доопрацьовано розрахункові схеми і переглянуто попередній аналіз особливостей фізичного процесу перекидання, отримано необхідні кінематичні параметри;

- побудовано уточнену математичну модель для визначення динамічних факторів, що діють на ПВ під час розвантаження.

Крім визначення, формулювання і реалізації основних задач дослідження, також додатково було:

- встановлено, що прискорення кузова ПВ виникають при куті обертання

близько 60° (тобто при усталеному витіканні вантажу з кузова);

- виявлено, що максимальні значення прискорень спостерігаються при куті обертання 125° і складають близько $12,5 \text{ м/с}^2$. Це здійснюється майже на кінцевій стадії витікання вантажу, оскільки остаточна складова повного кута обертання (близько 30°) майже не впливає на динаміку, оскільки вантаж у кузові складає вже незначну частину;

- дані результати теоретичних досліджень на стадії проектування ПВ [16] дають змогу урахувати можливі динамічні силові фактори, обумовлені перекиданням кузова ПВ, розташованого в СРВП під час розвантаження, і попередити імовірні пошкодження, оцінити запас міцності та показники властивостей експлуатаційної надійності конструкції кузова, що в підсумку дасть змогу знизити витрати на поточне технічне обслу-

говування і позапланові ремонтні роботи, а також призведе до підвищення життєвого

циклу ПВ, як вкрай затребуваного вантажного транспортного засобу.

Список використаних джерел

1. Розробка та дослідження технічних засобів для підвищення надійності вантажних вагонів і продуктивності вивантаження сипких вантажів: звіт з НДР (заключний) / Вагони і вагонне господарство; керівник В. Ф. Головка. № Держ. реєстр. 0104U003237. Харків: УкрДАЗТ, 2006. 173 с.
2. Савчук В. Б. Стан і перспективи парка вантажних вагонів /АНТ «Інститут проблем природних монополій (ІППМ)». 2017. URL: http://ipem.ru/research/rail_transport/rail_presentations/158.html. (дата звернення: 21.05.2021).
3. Чепурченко І. В., Крошечкина І. Ю. Анализ надежности конструкций кузовов полувагонов в эксплуатации. *Наука и техника транспорта*. 2018. № 4. С. 34-40.
4. Phillips D. Dump the ore!: Fast unloading of iron ore transported by rail. *Bulk Solids Handling*, 35 (3), pp. 34-35, (2015). URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84982273217&partnerID=40&md5=ccca393fc4015572137fe87b876d1f76> (last access: 07.12.2021).
5. Kovalev R., Sakalo A., Yazykov V., Shamdani A., Bowey R., Wakeling C. Simulation of longitudinal dynamics of a freight train operating through a car dumper. *Vehicle System Dynamics*. 2016. 54 (6). P. 707-722. Cited 21 times. URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84961200786&doi=10.1080%2f00423114.2016.1153115&partnerID=40&DOI:10.1080/00423114.2016.1153115> (last access: 07.12.2021).
6. Drozdnik I. D., Miroshnichenko D. V., Shmeltser E. O., Korner M. V., Pyshyev S. V. Investigation of possible losses of coal raw materials during its technological preparation for coking Message 2. The actual mass variation of coal in the process of its storage and crushing *Petroleum and Coal*. 2019. 61 (3). P. 631-637. Cited 3 times. URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85074480973&partnerID=40&md5=46772fd599b63588baedecb3a999441> (last access: 07.12.2021).
7. ДСТУ ГОСТ 22235: 76:2010:2015. Вагони грузовые магистральных железных дорог колеи 1520 мм. Общие требования по обеспечению сохранности при производстве погрузочно-разгрузочных и маневровых работ. Вагони вантажні магістральних залізничних доріг колії 1520 мм. Загальні вимоги щодо забезпечення збереження під час завантажувально-розвантажувальних та маневрових робіт (ГОСТ 22235-2010, IDT). Чинний від 2010-11-12. Вид. офіц. Київ, 2015. 24 с. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200082560> (дата звернення: 16.05.2021).
8. Herzog M., Severin F., Wirtz R. Developing the high performance car dumper: Wagon dumper technology and its associated infrastructure; Part 1 [Article@Der Weg zum Hochleistungskipper: Die Technik der Waggonkipper und die notwendige Infrastruktur; Teil 1]. *Cement International*. 2021. 19 (2). P. 26-35. URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85108105078&partnerID=40&md5=d2122b166bc0ec462ed18937643a5ab4> (last access: 07.12.2021).
9. Піввагон з глухим кузовом: Пат. 72360 Україна, № 72360 МПК⁷ B61F 1/00, B61D 3/00/ Чепурченко І. В., Візняк Р. І. (Україна); УкрДАЗТ. № u201203065; Заяв. 16.03.2012; Опубл. 10.08.2012; Бюл. № 6. 9 с.
10. Носырев Д. Я., Коркина С. В., Анахова В. В. Направление совершенствования глуходонного полувагона для перевозки сыпучих грузов. *Вестник транспорта Поволжья*. СамГУПС. 2019. № 1 С. 28–35. URL: <https://scholar.google.com/citations?user=Y1spEKgAAAAJ&hl=ru> (дата звернення: 21.05.2021).

11. Горфин О. С. Машины и оборудование по переработке торфа. Тверь: Тверской гос. технический ун-т, 2003. 247 с.
12. Сендеров Г. К., Лосев П. Р., Другаль С. А. Сохранность вагонов при погрузочно-разгрузочных и маневровых работах. Москва: Транспорт, 1984. 158 с.
13. Petrov G. I., Panachev I. Adaptation of mathematical model to the conditions of unloading of the gondola car body by means of tipping. *Transport business of Russia*. 2017. № 1 (128). P. 138–143.
14. Bruni S., Vinolas J., Berg M., Polach O., Stichel S. Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context. *Vehicle system dynamics. Electrical and Electronics Engineers*. 2011. № 49(7). P. 1021–1072. URL: <https://www.researchgate.net/publication/261525842> (last access: 17.05.2021).
15. Anyakwo A., Pislaru C., Ball A. Modelling rail vehicle dynamics using a novel 3d wheel-rail contact model. *Electrical and Electronics Engineers*. 2013. № 5. P. 463–468. URL: <http://www.ijac.net/cn/article/doi/10.1007/s11633-012-0640-6> (last access: 18.05.2021).
16. ДСТУ 7598: 2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамоходних). Чинний від 2014-12-02. Вид. офіц. Київ, 2014. 32 с. URL: <http://uas.org.ua> (дата звернення: 17.05.2021).

Візняк Руслан Іванович, кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерії вагонів та якості продукції, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0001-6179-4981. Тел.: (057)7301035, +380502308245. E-mail: viznyakruslan@kart.edu.ua.

Viznyak Ruslan PhD (Tech). Associate Professor, department of wagon engineering and product quality, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0001-6179-4981. Тел.: (057)7301035, +380502308245. E-mail: viznyakruslan@kart.edu.ua.

Статтю прийнято 11.03.2023 р.