

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2025-298-12-88-95>

УДК 629.4.027.31-272.82

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ПНЕВМАТИЧНОЇ РЕСОРИ ШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦІ

Кузишин А.Я.

STUDY OF THE TEMPERATURE OPERATING REGIME OF A PNEUMATIC SUSPENSION SPRING OF HIGH-SPEED RAILWAY ROLLING STOCK

Kuzyshyn A. Ya.

Зростання швидкостей руху рухомого складу залізниць зумовлює підвищення вимог до надійності елементів пневматичного підвішування, зокрема гумокордних оболонок пневматичних ресор, термічний стан яких суттєво впливає на їх довговічність та експлуатаційні характеристики. У роботі наведено результати комплексного дослідження температурного режиму роботи пневматичної ресори швидкісного рухомого складу за умов дії змінних експлуатаційних навантажень. Розглянуто особливості зміни температури повітря в пневматичній ресорі під час термодинамічних процесів стиснення та розширення, що виникають унаслідок вертикальних коливань кузова та візків швидкісного рухомого складу. Проаналізовано вплив експлуатаційних факторів на перебіг теплових процесів у пневматичній ресорі, а також встановлено закономірності зміни температурних коливань повітря залежно від швидкості руху, амплітуди вертикальної нерівності рейкової колії та завантаженості кузова. Дослідження виконано на основі термодинамічної моделі роботи пневматичної ресори. Проведено порівняльний аналіз температурного режиму в режимах тари та бруто, визначено максимальні значення зміни температури повітря та оцінено їх відносну різницю. Встановлено, що різниця у максимальній зміні температури повітря між зазначеними режимами не перевищує 5,5 %, що свідчить про незначний вплив маси кузова на температурний режим роботи пневматичної ресори. Отримані результати можуть бути використані для уточнення умов теплової роботи гумокордної оболонки пневматичної ресори, а також під час подальших досліджень динамічних показників системи пневматичного ресорного підвішування швидкісного рухомого складу залізниць. Практичне впровадження отриманих результатів забезпечує підвищення надійності та довговічності пневматичних ресор шляхом стабілізації їх температурного режиму й

зниження термічного навантаження на гумокордну оболонку. Застосування отриманих даних дозволяє здійснювати обґрунтовану оцінку технічного стану пневматичних ресор, оптимізувати періодичність і обсяги технічного обслуговування, а також мінімізувати ймовірність відмов окремих елементів під час високошвидкісного руху. Це є важливим чинником забезпечення надійної, безперебійної та безпечної експлуатації залізничного транспорту.

Ключові слова: швидкісний рухомий склад, пневматична ресора, тепловий процес, температура, швидкість руху нерівність рейкової колії.

Вступ. Розвиток швидкісного залізничного руху в Україні розпочато ще у 2002 році [1]. Як наслідок це призвело до введення в експлуатацію швидкісних електропоїздів HRCS2 компанії Hyundai Rotem та EJ 675 компанії Škoda Vagonka (рис. 1–2).



Рис. 1. Швидкісний електропоїзд HRCS2



Рис. 2. Електропоїзд EJ 675

Також, у 2011–2012 роках Крюківським вагонобудівним заводом введено в експлуатацію швидкісний електропоїзд ЕКр-1 «Тарпан» (рис. 3).



Рис. 3. Швидкісний електропоїзд ЕКр-1 «Тарпан»

Експлуатація рухомого складу зі швидкостями понад 140 км/год призвела до зростання вимог щодо його динамічних характеристик, безпеки руху та рівня комфортабельності перевезення пасажирів.

Одним із ключових елементів ходової частини швидкісного рухомого складу є пневматична система ресорного підвішування, у межах якої застосовується пневматична ресора (рис. 4). Експлуатація рухомого складу призводить до складних механічних і теплових навантажень на пневматичну ресору, які виникають при її деформуванні у процесі взаємодії колісних пар з рейковою колією [2–3]. Через це відбувається зміна температурного режиму роботи пневматичної ресори, що впливає на фізико-механічні властивості її матеріалу, параметри стисненого повітря та динамічну жорсткість, а отже може позначитися на динаміці руху й довговічності елементів ходової частини [4].

Відомими моделями, які описують роботу пневматичної ресори є: механічні [5–8], термодинамічні [9–10] та скінченно-елементні [11–14].

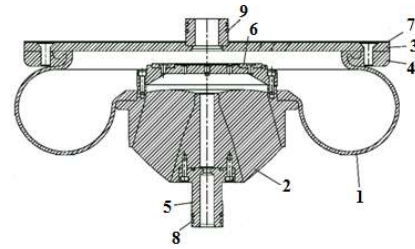


Рис. 4. Пневматична ресора електропоїзд ЕКр-1 «Тарпан»: 1 – гумокордна оболонка; 2 – конічний гумометалевий амортизатор; 3 – верхня пластина; 4 – кільце; 5 – штифт; 6 – пластина; 7 – гумова пластина; 8, 9 – ущільнююче кільце

До типових еквівалентних механічних моделей відносяться «модель Nishimura» [5], «модель Simpack» [6], «модель Vampire» [7] та «модель Berg» [8].

У моделі Nishimura (рис. 5) об'єми пневматичної ресори V_b та додаткового резервуара V_r розглядаються окремо, із можливістю врахування лінійного в'язкого демпфування.

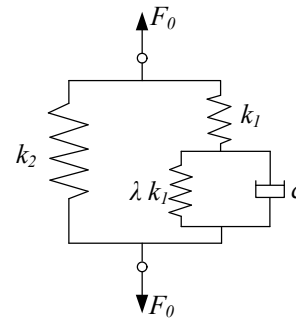


Рис. 5. Модель Nishimura

Складові вертикальної жорсткості визначаються за формулами:

$$k_1 = n \cdot A_e^2 \cdot \frac{p_0}{V_b}, \tag{1}$$

$$k_2 = (p_0 - p_{at}) \cdot \frac{dA_e}{dx}, \tag{2}$$

де: p_0 – внутрішній тиск в стані рівноваги, Н/м²;

p_{at} – атмосферний тиск, Н/м²;

A_e – ефективна площа пневматичної ресори, м²;

n – показник політропи.

Модель Simpac є продовженням моделі Nishimura та додатково враховує вплив аварійної пружини.

Подальший розвиток моделей Nishimura та Simpras відбувався шляхом включення інерційної складової, яка описує рух повітряної маси в з'єднувальному трубопроводі з урахуванням її прискорення (рис. 6). Реалізацію цього підходу здійснено в програмному комплексі Vampire.

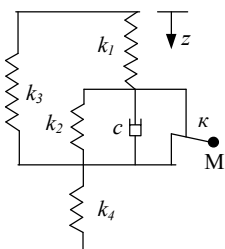


Рис. 6. Модель Vampire

Модель Berg є нелінійною механічною моделлю пневматичної ресори, що враховує поперечну, поздовжню й вертикальну динаміку. Модель включає тринадцять ідентифікаційних параметрів та враховує три основні ефекти: пружні, фрикційні й в'язкі властивості.

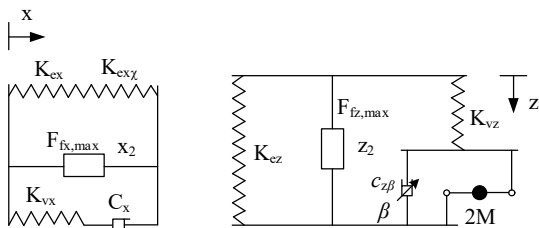


Рис. 7. Модель Berg

Вертикальна модель має дві пружини K_{ez} і K_{vz} , демпфер тертя $F_{fz,max}$, z_2 , нелінійний в'язкий демпфер $C_{z\beta}$, β і масу $2M$, яка описує інерцію повітря в трубопроводі. Пружна частина описується параметром K_{ez} , фрикційна частина – $F_{fz,max}$, z_2 і в'язка частина – K_{vz} , $C_{z\beta}$, β , $2M$.

Аналіз механічних моделей дозволив з'ясувати, що робота пневматичної ресори в середньо-частотному діапазоні (від 6 до 14 Гц) є нелінійною, а її параметри залежать від амплітуди коливань. Одним із недоліків механічних моделей є невизначеність великої кількості вхідних параметрів, які пропонується знаходити на основі попередніх експериментів. Крім цього, вибір показника політропи у моделях ускладнений, оскільки його точне значення невідоме і обирається в межах фізично обґрунтованого діапазону, що залежить від швидкості процесу та теплового обміну.

Аналіз термодинамічних моделей [9–10] показав, що їх можна класифікувати за кількістю врахованих елементів (пневматична ресора, трубопровід, отвір, додатковий резервуар, регулювальні клапани) та фізичних явищ (тертя, інерція повітря, теплопередача тощо).

На рис. 8 наведена термодинамічна модель [9] пневматичної системи ресорного підвищення, яка містить пневмобалон, трубопровід і резервуар.

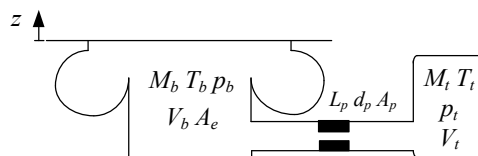


Рис. 8. Термодинамічна модель пневматичної системи [9]

При термодинамічних процесах важливим є те, що тиск газу всередині пневматичної ресори залежить від швидкості та величини деформації ресори. Вказана особливість показує, що тиск і, відповідно, жорсткість пневматичної ресори будуть мати різні значення при ізотермічному, адіабатичному, політропному процесах.

Основними рівняннями математичної моделі є отримання квазістатичної та динамічної жорсткості:

$$K_z^{дін} = \gamma \cdot (p_{at} + p_0) \cdot \frac{A_e^2}{V} + p_0 \cdot \frac{dA_e}{dz}, \quad (3)$$

$$K_z^{ст} = (p_{at} + p_0) \cdot \frac{A_e^2}{V} + p_0 \cdot \frac{dA_e}{dz}, \quad (4)$$

де γ – показник адіабати.

За умови, що повітря в системі розглядається як ідеальний газ, його стан у пневматичній ресорі описується рівняннями [10].

$$P_s dV_s + V_s dP_s = R(m_s dT_s + T_s dm_s), \quad (5)$$

$$dQ = dE + P_s dV_s + h dm_s, \quad (6)$$

$$dE = C_v m_s dT_s + C_v T_s dm_s, \quad (7)$$

де P_s – абсолютний тиск у пневморесорі, Па;
 V_s – об'єм пневматичної ресори, м³;
 R – газова стала, Дж/(кг·К);
 m_s – повітряна маса в пневматичній ресорі, кг;

- T_s – температура повітря в ресорі, К;
- dQ – теплообмін між пневматичною ресорою та навколишнім середовищем;
- dE – зміна внутрішньої енергії;
- h – ентальпія повітря, Дж/кг;
- C_v – питома теплоємність за постійного об'єму.

У випадку адіабатичного режиму роботи ресори її динамічну жорсткість рекомендується обчислювати за такою залежністю:

$$K_d = (P_s - P_0) \frac{\partial A_e}{\partial z} + \frac{\gamma P_s A_e G}{m_s \dot{z}} - \frac{\gamma P_s A_e}{V_s} \frac{\partial V_s}{\partial z}. \quad (8)$$

- де z – вертикальна деформація ресори, м;
- A_e – ефективна площа пневматичної ресори, м²;

Із аналізу літератури [11–14] встановлено, що найбільш точну динамічну поведінку пневматичної ресори можна отримати із використанням методу скінченних елементів (рис. 9). Однак складністю даного методу є значні затрати сил та часу на створення скінченно-елементної моделі та виконання розрахунків.

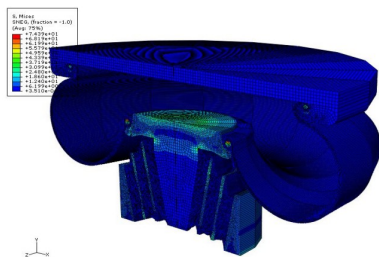


Рис. 9. Моделювання пневматичної ресори в програмному пакеті Abaqus методом скінченних елементів [14]

Із аналізу науково-дослідних робіт [5–14] встановлено, що температура повітря у пневматичній ресорі враховується опосередковано, через використання узагальнених показників адіабати або політропи. Це обмежує точність прогнозування поведінки ресори, оскільки результати значною мірою залежать від швидкості деформації та умов теплопередачі. Водночас у жодному з опрацьованих джерел не представлено досліджень, присвячених визначенню закономірностей зміни температури всередині пневматичної ресори, що є актуальним напрямом для подальших досліджень.

Метою роботи є дослідження характеру зміни температури повітря в пневматичній ресорі під час стиснення та розширення, а також

особливостей термодинамічного процесу, що відбувається в системі ресорного підвищення.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати наступні задачі:

1. Вивести рівняння зміни температури повітря в пневматичній ресорі за умов комплексної роботи пневматичної системи ресорного підвищення.

2. Отримати закономірності зміни температури повітря в пневматичній ресорі від швидкості руху, амплітуди вертикальної нерівності колії та режиму завантаженості кузова.

Виклад основного матеріалу. Для дослідження температурного режиму роботи пневматичної ресори використано термодинамічну модель [15].

Повітря, що знаходиться в пневматичній системі ресорного підвищення, моделювалось як ідеальний газ, приймаючи відсутність молекулярних взаємодій. Застосовуючи рівняння стану ідеального газу отримано рівняння для визначення внутрішнього тиску повітря в пневматичній ресорі:

$$\dot{p}_1(t) = -\dot{h}_1(t) \frac{p_1(t)}{h_1(t)} + \dot{m}_1(t) \frac{R \cdot T_1(t)}{h_1(t) \cdot A_1} + \dot{T}_1(t) \frac{m_1(t) \cdot R}{h_1(t) \cdot A_1}, \quad (9)$$

де $h_1(t)$ – висота пневморесори у певний момент часу, м;

p_1, V_1, T_1 – відповідно тиск, об'єм та температура робочого тіла пневматичної ресори, (Па; м³; К);

m_1 – маса повітря, кг;

R – універсальна газова стала, Дж/(кг·К).

Для врахування передачі енергії з пневматичної ресори в додатковий резервуар і навпаки, а також теплопередачі між пневморесорою та навколишнім середовищем, використано закон збереження енергії:

$$\Delta U(t) = \Delta Q_p(t) - \Delta W(t) + \Delta E_{nep}(t), \quad (10)$$

$$m_1(t) \cdot c_v \cdot \Delta T_1(t) = h_t \cdot A_s(t) \cdot (T_s - T_1(t)) \Delta t - A_1 \cdot p_1(t) \cdot \Delta z_j(t) + \Delta m_1(t) \cdot c_p \cdot T_1(t), \quad (11)$$

$$m_2(t) \cdot c_v \cdot \Delta T_2(t) = \Delta m_2(t) \cdot c_p \cdot T_2(t), \quad (12)$$

де U – внутрішня енергія пневморесори, Дж;

Q_p – теплопередача, Дж;

W – виконана робота, Дж;

$E_{пер}$	передача енергії між пневморесорою та додатковим резервуаром, Дж;
A_s	площа теплопередачі, м ² ;
h_T	коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К);
$\Delta z_f(t)$	величина деформування пневматичної ресори, м;
c_v	питома теплоємність при постійному об'ємі, Дж/(кг·К);
c_p	питома теплоємність при постійному тиску, Дж/(кг·К).

Провівши математичні перетворення та маючи рівняння визначення тиску в ресорі, масової витрати повітря через з'єднувальний трубопровід, отримано рівняння температури повітря в пневматичній ресорі:

$$\dot{T}_1(t) = -\frac{A_1 \cdot p_1(t) \cdot \Delta z_f(t)}{m_1(t) \cdot c_v} - \frac{\dot{m}(t) \cdot c_p \cdot T_1(t)}{m_1(t) \cdot c_v} + \dots + \frac{h_T \cdot A_s(t) \cdot (T_s - T_1(t))}{m_1(t) \cdot c_v} \quad (13)$$

Отже, розглянемо характер зміни температури повітря в ресорі під час стиснення та розширення, а також особливості термодинамічного процесу, що відбувається в системі ресорного підвішування.

Дослідження проведемо для режиму тари при початковому тиску $p_0 = 5$ атм. та режиму брутто при $p_0 = 7$ атм. за умов дії випадкової вертикальної нерівності з довжиною хвилі 5÷25 м і амплітудою 5÷15 мм при швидкості руху 120÷250 км/год.

Графіки зміни температури робочого тіла у ресорі №1 та №2 при початковому тиску $p_0 = 7$ атм. (режим завантаження), амплітуді вертикальної нерівності колії 5 та 15 мм, швидкості руху 120 та 250 км/год наведено на рис. 10–11.

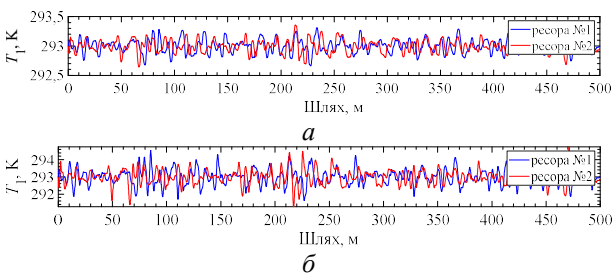


Рис. 10. Графіки зміни температури робочого тіла пневматичної ресори при швидкості руху 120 км/год та амплітуді вертикальної нерівності: а – 5 мм; б – 15 мм

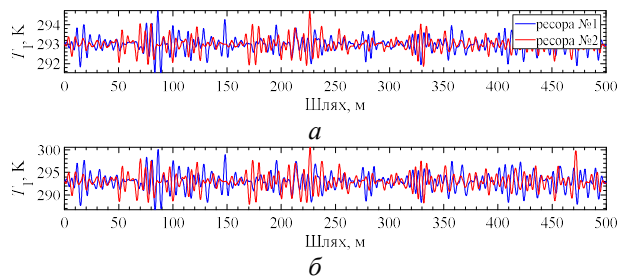


Рис. 11. Графіки зміни температури робочого тіла пневматичної ресори при швидкості руху 250 км/год та амплітуді вертикальної нерівності: а – 5 мм; б – 15 мм

Аналіз графіків на рис. 10 показує, що для ресор №1 та №2 максимальне значення температури робочого тіла при $v = 120$ км/год та амплітуді вертикальної нерівності 5 мм складає 293,36 К, а при амплітуді 15 мм – 294,75 К. При збільшенні швидкості руху до 250 км/год (рис. 11) максимальне значення температури робочого тіла пневматичних ресор при амплітуді вертикальної нерівності 5 мм складає 294,73 К, а при 15 мм – 300,57 К.

Отримані графіки показують абсолютну зміну температури робочого тіла в пневматичних ресорах. Для більш наочного порівняння термодинамічних процесів у режимах тари та брутто доцільно перейти до аналізу величини зміни температури відносно її початкового значення (рис. 12). Це дозволить оцінити інтенсивність температурних коливань у кожному режимі роботи незалежно від рівня початкового тиску та визначити вплив навантаженого стану на температурний режим роботи пневматичної системи.

Аналіз залежностей (рис. 12) показує, що характер зміни температури відносно початкового значення є нелінійним. При збільшенні швидкості руху та амплітуді вертикальної нерівності колії величина температурних коливань у пневматичній ресорі збільшується. Максимальна зміна температури повітря спостерігається за швидкості руху 250 км/год та амплітуді 15 мм і становить: для режиму тари – 7,9 К, для режиму брутто – 7,5 К.

Встановлено, що різниця у максимальній зміні температури повітря в пневматичних ресорах між режимом тари та режимом брутто за досліджуваних умов не перевищує 5,5%.

Таким чином, отримані результати характеризують температурний режим роботи пневматичних ресор за досліджуваних умов і можуть бути використані для подальшого аналізу роботи пневматичної системи ресорного

підвищення швидкісного залізничного рухомого складу.

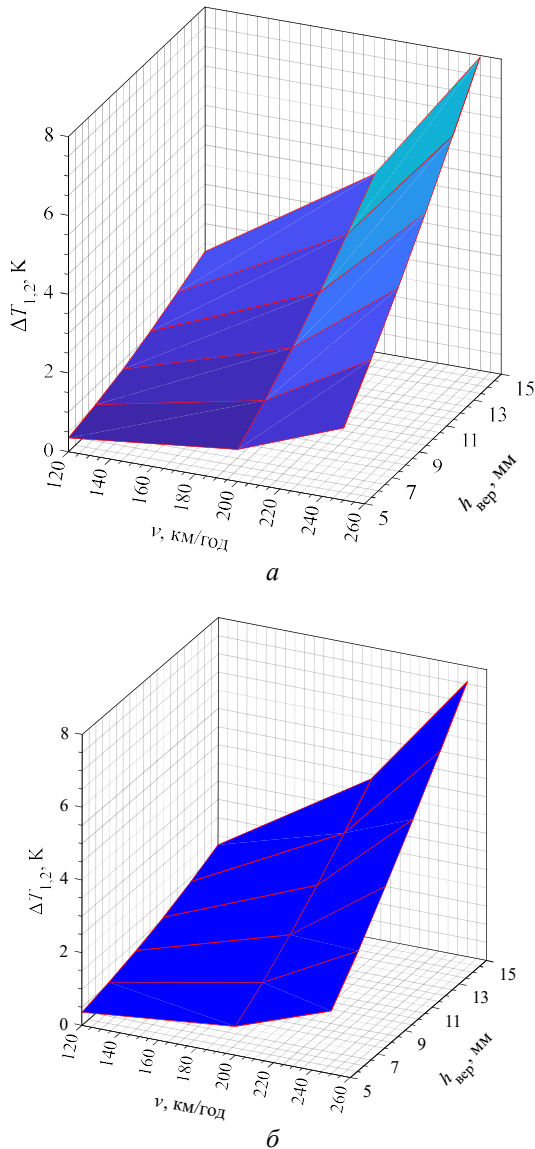


Рис. 12. Закономірності зміни температури повітря в пневматичній ресорі відносно початкового значення залежно від швидкості руху та амплітуди вертикальної нерівності колії:
а – режим тари; б – режим бруто

Висновки. Отримано рівняння зміни температури робочого тіла в пневматичній ресорі, що дозволяє враховувати комплекс факторів: теплопередачу між пневматичною ресорою та навколишнім середовищем, масову витрату повітря, а також енергетичні втрати при перетіканні повітря між ресорою та додатковим резервуаром.

Встановлено, характер зміни температури повітря в пневматичній ресорі відносно початкового значення при зміні швидкості руху

від 120 до 250 км/год та амплітуди нерівності від 5 до 15 мм є нелінійним.

Встановлено, що різниця у максимальній зміні температури повітря в пневматичних ресорах між режимом тари та режимом бруто за досліджуваних умов не перевищує 5,5%.

Література

1. Божок Н. О. Напрямки впровадження швидкісних пасажирських перевезень в Україні // Проблеми економіки транспорту: зб. наук. пр. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. 2013. № 5. С. 46–56.
2. Kuzyshyn A., Sobolevska J., Kostritsa S., Batig A., Boiarko V. Mathematical modeling of the second stage of spring suspension of high-speed rolling stock // AIP Conference Proceedings. 2023. Vol. 2684, no. 1. Art. 020007. <https://doi.org/10.1063/5.0120402>
3. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Royko Y., Kravets I., Sobolevska Y., Boikiv M. Methodology for evaluating the dynamic parameters of the rubber-cord shell of a high-speed rolling stock pneumatic spring in the wheel–frog interaction of a railroad switch // Archives of Transport. 2025. Vol. 73, no. 1. P. 35–52. <https://doi.org/10.61089/aot2025.v5vdb115>
4. Mazzola L., Berg M. Secondary suspension of railway vehicles – air spring modelling: Performance and critical issues // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. 2012. Vol. 228, no. 3. P. 225–241.
5. Oda N., Nishimura S. Vibration of air suspension bogies and their design // Bulletin of JSME. 1970. Vol. 13, no. 55. P. 43–50.
6. Pellegrini C., Gherardi F., Spinelli D., Saporito G., Romani M. Wheel–rail dynamic of DMU IC4 car for DSB: Modeling of the secondary air springs and effects on calculation results // Vehicle System Dynamics. 2006. Vol. 44, suppl. 1. P. 433–442. <https://doi.org/10.1080/00423110600872960>
7. Aizpun M., Vinolas J., Alonso A. Using the stationary tests of the acceptance process of a rail vehicle to identify the vehicle model parameters // Journal of Rail and Rapid Transit. 2013. Vol. 228, no. 4. P. 408–421. <https://doi.org/10.1177/0954409713478592>
8. Berg M. A three-dimensional air spring model with friction and orifice damping // Vehicle System Dynamics. 1999. Vol. 33, suppl. 1. P. 528–539. DOI: 10.1080/00423114.1999.12063109.
9. Docquier N., Fisette P., Jeanmart H. Multiphysics modelling of railway vehicles equipped with pneumatic suspensions // Vehicle System Dynamics. 2007. Vol. 45, no. 6. P. 505–524. <https://doi.org/10.1080/00423110601050848>
10. Sihong Z., Jiasheng W., Ying Z. Research on theoretical calculation model for dynamic stiffness of air spring with auxiliary chamber // IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. 2008. P. 2–7. DOI: [10.1109/VPPC.2008.4677717](https://doi.org/10.1109/VPPC.2008.4677717)

11. Li H., Guo K., Chen S., Wang W., Cong F. Design of stiffness for air spring based on ABAQUS // *Mathematical Problems in Engineering*. 2013. Art. ID, P. 1–5. <http://dx.doi.org/10.1155/2013/528218>
12. Weimin Y., Canhui C., Yaling C., Yansha R. Finite element analysis of an air spring for automobile suspension // *Journal of Beijing University of Chemical Technology*. 2004. Vol. 31, no. 1. P. 105–109.
13. Wenku S., Wan J., Ying H., Weimin Y., Hao Y., Zubin L. Finite element analysis of an air spring concerning initial pressure and parameters of cord fabric layer // *Asia-Pacific Conference on Computational Intelligence and Industrial Applications (PACIIA)*. 2009. DOI: [10.1109/PACIIA.2009.5406380](https://doi.org/10.1109/PACIIA.2009.5406380)
14. Sun J. Calculation of vertical stiffness of air spring with FEM // *4th ANSA & μETA International Conference*. 2011. P. 68–72.
15. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Sysyn M., Sobolevska Y. Influence of the geometric parameters of the connecting pipeline on the stiffness and damping of the pneumatic spring suspension at high-speed rolling stock // *Vehicle System Dynamics*. 2024. P. 1–22. <https://doi.org/10.1080/00423114.2024.2425022>

References

1. Bozhok N. O. Napriamky vprovadzhennia shvydkisnykh pasazhyrskykh perevezhen v Ukraini // *Problemy ekonomiky transportu: zb. nauk. pr. Dnipropetr. nats. un-tu zalizn. transp. im. akad. V. Lazariana*. 2013. № 5. S. 46–56.
2. Kuzyshyn A., Sobolevska J., Kostritsa S., Batig A., Boiarko V. Mathematical modeling of the second stage of spring suspension of high-speed rolling stock // *AIP Conference Proceedings*. 2023. Vol. 2684, no. 1. Art. 020007. <https://doi.org/10.1063/5.0120402>
3. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Royko Y., Kravets I., Sobolevska Y., Boikiv M. Methodology for evaluating the dynamic parameters of the rubber-cord shell of a high-speed rolling stock pneumatic spring in the wheel–frog interaction of a railroad switch // *Archives of Transport*. 2025. Vol. 73, no. 1. P. 35–52. <https://doi.org/10.61089/aot2025.v5vdb115>
4. Mazzola L., Berg M. Secondary suspension of railway vehicles – air spring modelling: Performance and critical issues // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2012. Vol. 228, no. 3. P. 225–241.
5. Oda N., Nishimura S. Vibration of air suspension bogies and their design // *Bulletin of JSME*. 1970. Vol. 13, no. 55. P. 43–50.
6. Pellegrini C., Gherardi F., Spinelli D., Saporito G., Romani M. Wheel–rail dynamic of DMU IC4 car for DSB: Modeling of the secondary air springs and effects on calculation results // *Vehicle System Dynamics*. 2006. Vol. 44, suppl. 1. P. 433–442. <https://doi.org/10.1080/00423110600872960>
7. Aizpun M., Vinolas J., Alonso A. Using the stationary tests of the acceptance process of a rail vehicle to identify the vehicle model parameters // *Journal of Rail and Rapid Transit*. 2013. Vol. 228, no. 4. P. 408–421. <https://doi.org/10.1177/0954409713478592>
8. Berg M. A three-dimensional air spring model with friction and orifice damping // *Vehicle System Dynamics*. 1999. Vol. 33, suppl. 1. P. 528–539. DOI: 10.1080/00423114.1999.12063109.
9. Docquier N., Fiset P., Jeanmart H. Multiphysics modelling of railway vehicles equipped with pneumatic suspensions // *Vehicle System Dynamics*. 2007. Vol. 45, no. 6. P. 505–524. <https://doi.org/10.1080/00423110601050848>
10. Sihong Z., Jiasheng W., Ying Z. Research on theoretical calculation model for dynamic stiffness of air spring with auxiliary chamber // *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. 2008. P. 2–7. DOI: [10.1109/VPPC.2008.4677717](https://doi.org/10.1109/VPPC.2008.4677717)
11. Li H., Guo K., Chen S., Wang W., Cong F. Design of stiffness for air spring based on ABAQUS // *Mathematical Problems in Engineering*. 2013. Art. ID, P. 1–5. <http://dx.doi.org/10.1155/2013/528218>
12. Weimin Y., Canhui C., Yaling C., Yansha R. Finite element analysis of an air spring for automobile suspension // *Journal of Beijing University of Chemical Technology*. 2004. Vol. 31, no. 1. P. 105–109.
13. Wenku S., Wan J., Ying H., Weimin Y., Hao Y., Zubin L. Finite element analysis of an air spring concerning initial pressure and parameters of cord fabric layer // *Asia-Pacific Conference on Computational Intelligence and Industrial Applications (PACIIA)*. 2009. DOI: [10.1109/PACIIA.2009.5406380](https://doi.org/10.1109/PACIIA.2009.5406380)
14. Sun J. Calculation of vertical stiffness of air spring with FEM // *4th ANSA & μETA International Conference*. 2011. P. 68–72.
15. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Sysyn M., Sobolevska Y. Influence of the geometric parameters of the connecting pipeline on the stiffness and damping of the pneumatic spring suspension at high-speed rolling stock // *Vehicle System Dynamics*. 2024. P. 1–22. <https://doi.org/10.1080/00423114.2024.2425022>

Kuzyshyn, A. Ya. Study of the temperature operating regime of a pneumatic suspension spring of high-speed railway rolling stock

The increase in operating speeds of railway rolling stock leads to higher requirements for the reliability of pneumatic suspension components, in particular rubber-cord shells of air springs, whose thermal condition significantly affects their durability and performance characteristics. This paper presents the results of a comprehensive study of the thermal operating regime of an air spring used in high-speed rolling stock under variable service loads. The features of air temperature variation in the air spring during thermodynamic compression and expansion processes arising from vertical oscillations of the car body and bogies of high-speed rolling stock are

considered. The influence of operational factors on the development of thermal processes in the air spring is analyzed, and the patterns of air temperature fluctuations depending on train speed, amplitude of vertical track irregularities, and car body load are determined. The study is based on a thermodynamic model of air spring operation. A comparative analysis of the thermal regime under tare and gross load conditions is performed; the maximum values of air temperature variation are determined, and their relative differences are evaluated. It is established that the difference in the maximum air temperature variation between the considered operating modes does not exceed 5.5%, indicating a negligible influence of car body mass on the thermal operating regime of the air spring. The obtained results can be used to refine the thermal operating conditions of the rubber–cord shell of the air spring, as well as in further studies of the dynamic characteristics of pneumatic suspension systems of high-speed railway rolling stock. Practical implementation of the results contributes to improving the reliability and durability of air springs by stabilizing their thermal regime and reducing thermal loads

on the rubber–cord shell. The application of the obtained data enables a substantiated assessment of the technical condition of air springs, optimization of maintenance intervals and scope, and minimization of the probability of failures of individual components during high-speed operation. This is an important factor in ensuring reliable, uninterrupted, and safe operation of railway transport.

Keywords: high-speed rolling stock, air spring, thermal process, temperature, travel speed, track irregularity

Кузишин Андрій Ярославович – доктор філософії (PhD), доцент кафедри «Залізничний транспорт», Національний університет «Львівська політехніка», науковий співробітник лабораторії залізнично-транспортних досліджень, Львівський науково-дослідний інститут судових експертиз м. Львів, andrii.y.kuzyshyn@lpnu.ua

Стаття подана 02.11.2025.