

# РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.4.027.3-272.82

А. Я. КУЗИШИН<sup>1\*</sup>, В. В. КОВАЛЬЧУК<sup>2</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Залізничний транспорт», Національний університет «Львівська політехніка», вул. С. Бандери, 12, Львів, Україна, 79000, тел. +38 (032) 267 99 74, ел. пошта andrii.y.kuzyshyn@lpnu.ua, ORCID 0000-0002-3012-5395

<sup>2</sup>Каф. «Залізничний транспорт», Національний університет «Львівська політехніка», вул. С. Бандери, 12, Львів, Україна, 79000, тел. +38 (032) 267 99 74, ел. пошта kovalchuk.diit@gmail.com, ORCID 0000-0003-4350-1756

## Експериментальні дослідження закономірностей деформування гумоко- рдної оболонки пневматичної ресори швидкісного рухомого складу

**Мета.** У роботі передбачено встановити закономірності деформування гумоко-рдної оболонки у вертикальному та горизонтальному напрямках в разі зміни величини внутрішнього тиску в пневматичній ресорі методом статичних експериментальних досліджень. **Методика.** Для встановлення закономірностей деформування гумоко-рдної оболонки пневматичної ресори використано статичний випробний стенд. Зміни внутрішнього тиску в пневматичній ресорі досягнуто за допомогою компресора, а безпосередньо деформації гумоко-рдної оболонки виміряно високочастотними потенціометричними лінійними датчиками переміщень. Досліджено деформування гумоко-рдної оболонки пневматичної ресори як у вертикальній, так і в горизонтальній площині за умови зміни величини внутрішнього тиску в ресорі в межах від 0 до 5 атм. **Результати.** За допомогою спроектованого випробного стенда розроблено методику експериментальних досліджень деформування гумоко-рдної оболонки за підвищення внутрішнього тиску у пневматичній ресорі. Отримано залежності величини деформування гумоко-рдної оболонки пневматичної ресори в разі зміни внутрішнього тиску в діапазоні 0÷5,0 атм. Установлено, що деформування гумоко-рдної оболонки за збільшення внутрішнього тиску в пневматичній ресорі в горизонтальній площині відбувається інтенсивніше порівняно з вертикальною площиною. З'ясовано, що максимальні значення деформування гумоко-рдної оболонки пневматичної ресори у вертикальному та горизонтальному напрямках спостерігаються на початковому етапі закачування повітря в діапазоні зміни тиску від 0 до 0,5 атм. Отримано поліноміальні рівняння, які описують залежності деформування гумоко-рдної оболонки пневматичної ресори. **Наукова новизна.** Установлено закономірності деформування гумоко-рдної оболонки у вертикальній та горизонтальній площинах за різних значень внутрішнього тиску в пневматичній ресорі методом експериментальних статичних досліджень. **Практична значимість.** Дослідження закономірностей деформування гумоко-рдної оболонки сприятиме більш точному моделюванню роботи пневматичної ресори та достовірному визначенню її динамічних показників. Це дозволить застосовувати динамічні показники пневматичної ресори у просторовій математичній моделі рухомого складу ще на етапі його проектування, а також проводити оцінку його динамічних показників та показників безпеки руху.

*Ключові слова:* пневматична ресора; гумоко-рдна оболонка; деформація; тиск; потенціометричний датчик лінійних переміщень

### Вступ

У процесі проектування швидкісного рухомого складу однією з основних задач є підбір параметрів системи ресорного підвішування. Це сприяє об'єктивному моделюванню динамічної поведінки рухомого складу під час взаємодії з рейковою колією та визначенню його динамічних показників та показників безпеки руху.

Як другий ступінь ресорного підвішування на сучасних швидкісних електро- та дизель-поїздах встановлюють пневматичну систему ресорного підвішування (рис. 1). Основними конструктивними елементами системи є пневматична ресора, додатковий резервуар та з'єднувальний трубопровід.

Пневматична ресора конструктивно являє собою гумоко-рдну оболонку, яка заповнена

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

в робочому стані стисненим повітрям. Вона буває: балонного типу (працює тільки у вертикальному напрямку); подушкового типу (працює у вертикальному та поздовжньому напрямках); діафрагмового типу (працює у вертикальному та горизонтальному напрямках); комбінованого типу (допускає збільшені вертикальні переміщення порівняно з діафрагмовою).

Найбільшого поширення набула пневматична ресора діафрагмового типу, яка складається з: кріпильних болтів ущільнювального кільця 1, затискача плити ковзання 2, болтів ковзної плити 3, кріпильної плити 4, ущільнювального кільця 5, ковзної плити 6, гумокордної оболонки 7, нижньої плити 8, болтів нижньої плити 9, аварійної пружини 10 (рис. 1).

У процесі моделювання роботи пневматичної ресори важливо враховувати всі чинники впливу на її динамічні характеристики (жорсткість та коефіцієнт демпфування).

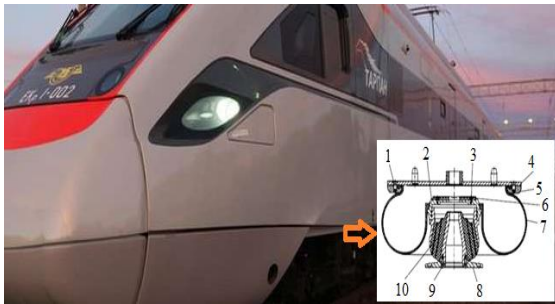


Рис. 1. Швидкісний електропоїзд ЕКр–1 «Тарпан» з пневматичною ресорою діафрагмового типу

Fig. 1. High-speed electric train EKR–1 «Tarpan» with diaphragm-type pneumatic spring

У більшості математичних моделей роботу пневматичної ресори описано на основі законів термодинаміки та гідродинаміки. Однак важливим фактором є робота самої гумокордної оболонки, зокрема те, як вплив зміни внутрішнього тиску в ресорі призводить до її деформування. Такі теоретичні дослідження є складними та потребують складного математичного апарату. Тому дослідження такого роду слід проводити експериментально, використовуючи випробні стенди та вимірювальну апаратуру.

Неврахування роботи гумокордної оболонки може призвести до отримання недостовірних результатів та неправильного визначення динамічних характеристик пневматичної ресори.

Отже, дослідження закономірностей деформування гумокордної оболонки пневматичної ресори швидкісного рухомого складу залізниць є актуальним. Це дозволить достовірніше визначити динамічні характеристики пневматичної ресори.

### Мета

Основною метою роботи є встановлення закономірностей деформування гумокордної оболонки пневматичної ресори швидкісного рухомого складу залізниць у вертикальному та горизонтальному напрямках, у разі зміни внутрішнього тиску в пневматичній ресорі.

Для досягнення зазначеної мети необхідно виконати такі завдання:

1. Розробити методику статичних експериментальних досліджень деформування гумокордної оболонки пневматичної ресори.
2. Дослідити закономірності деформування гумокордної оболонки пневматичної ресори у вертикальному та горизонтальному напрямках за зміни тиску від 0 до 5 атм.

### Методика

У процесі теоретичного дослідження роботи пневматичної ресори широко використовують еквівалентні механічні та термодинамічні моделі [2, 11].

Однак основним методом, який дозволяє кількісно визначити динамічну жорсткість і демпфувальні властивості пневмосистеми, що складається з гумокордної оболонки, додаткового резервуара та з'єднувального елемента, є експериментальний.

У роботі [1] автори розглянули конструктивні особливості гумокордних пружних елементів. Об'єктом дослідження була пневматична ресора балонного типу моделі І–15. За результатами стендових випробувань встановлено, що найкращі віброзахисні властивості мають оболонки з меншим кутом закрою. Відзначено, що конструктивні параметри гумокордної оболонки суттєво впливають на її віброзахисні властивості під час роботи в діапазоні низьких частот. Найефективніше гумокордна оболонка працює у спектрі високих частот.

У роботах [13, 17] автори розробили нелінійну модель пневматичної системи ресорного

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

підвішування та провели експериментальні дослідження її роботи в разі відмови зрівнювального клапана під час руху рухомого складу по кривій ділянці залізничної колії.

У роботах [4–6] наведено нелінійну математичну модель гумокордної оболонки пневматичної ресори. У моделі взаємозв'язок між силою та деформацією відбувається на основі суперпозиції сил пружності, тертя та в'язкості.

У роботі [19] автори запропонували динамічну модель пневматичної ресори з урахуванням термодинаміки пневматичної системи, а також ефективного тертя та в'язко-пружного демпфування гумокордної оболонки пневматичної ресори. Також провели дві групи експериментів у випадку квазістатичного та динамічного збудження. Квазістатичні випробування направлені на дослідження гістерезису сила–деформація пневматичної ресори. Під час цих випробувань частота збудження сягала не більше 0,02 Гц за амплітудами збудження 1, 2, 4 та 8 мм. Під час динамічних випробувань частота збудження перебувала в межах від 0 до 20 Гц за амплітуди збудження 0,5, 1 та 2 мм.

У роботі [16] подано результати експериментальних досліджень пневматичної ресори залізничного рухомого складу. Випробування проведено відповідно до EN13597 за вертикального навантаження 109,8 кН, амплітуди 10 мм та частоти від 0,5 до 10 Гц. На основі методу, запропонованого Док'є [8], проведено дослідження вертикальної динамічної жорсткості пневматичної ресори.

У праці [18] автори розробили динамічну модель вертикальної жорсткості на основі термодинаміки та гідродинаміки. Наближеним аналітичним методом отримано аналітичні розв'язки ефективної площі, еквівалентного об'єму та їх похідні.

У праці [15] автори провели моделювання роботи пневматичної ресори у вертикальному та горизонтальному напрямках. У вертикальному напрямку силу реакції пневматичної ресори отримано шляхом введення рівнянь пневматики, а в горизонтальному напрямку використано квадратичну функцію, розраховану методом скінченних елементів. Під час випробувань на вертикальну жорсткість частота збудження змінювалась від 0,5 до 5,0 Гц за амплітуди 2,5, 5,0 і 7,5 мм.

Автори роботи [3] експериментально проаналізували характеристики пневматичної системи ресорного підвішування із врахуванням впливу різних параметрів об'ємів додаткового резервуара, пневморесори, довжини труб та амплітуди. Крім того, досліджено вплив цих елементів на комфортабельність руху. Однак дослідження комфорту проведено шляхом оцінки прискорень у різних місцях кузова, що свідчить про труднощі вибору оптимального коефіцієнта демпфування вторинної підвіски. Також запропоновано вирішення цієї проблеми за рахунок використання клапана з регульованим прохідним перерізом у з'єднанні між пневматичною ресорою та додатковим резервуаром.

У роботі [14] наведено аналітичну модель пневматичної системи ресорного підвішування, яка базується на експериментальних характеристиках ефективної площі та об'єму пневматичної ресори. Установлено, що ефективна площа та об'єм пневматичної ресори майже не залежать від тиску, і важливо те, що обидві функції є близькими до лінійних. З'ясовано, що розміри пневматичної ресори, додаткового резервуара та з'єднувального трубопроводу є найважливішими конструктивними параметрами у визначенні поведінки пневматичної системи ресорного підвішування.

У роботі [12] автори розглянули шість математичних моделей, які описують динамічну поведінку пневматичної системи ресорного підвішування, та провели їх порівняння з експериментальними даними. Під час вимірювань задавали частоти до 20 Гц і амплітуди зміщення до 4 мм. Також розглядали питання комфортабельності руху.

У роботі [7] проведено випробування двох різних типів пневматичних ресор. Алгоритм динамічного аналізу пневматичної ресори складається з двох частин: розрахунок геометричних параметрів пневматичної ресори та моделювання процесу зміни термодинаміки повітря. Випробування проведено, щоб дослідити характеристики пневматичної ресори для різних типів і амплітуд збудження. Відзначено, що основними факторами, які впливають на точність розрахунку, є параметри жорсткості гумокордної оболонки та коефіцієнти теплопередачі.

У працях [9–10] наведено теоретичні результати динамічної роботи пневматичної ресори

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

швидкісного рухомого складу залізниць залежно від геометричних параметрів з'єднувального трубопроводу, а саме співвідношення діаметра і довжини. Установлено, що довжина не значно впливає на динамічні характеристики пневматичної ресори. Значно більший вплив має величина діаметра з'єднувального трубопроводу.

Відтак аналіз літературних джерел показує, що головним чином експериментальні дослідження проведено з метою визначення динамічних характеристик пневматичної системи ресорного підвішування. Нерозв'язаною залишилася задача встановлення закономірностей деформування гумокордної оболонки як окремого конструктивного елемента пневматичної ресори в разі зміни внутрішнього тиску, що сприятиме відтворенню геометричної поведінки пневматичної ресори для змінних експлуатаційних умов.

Статичні експериментальні випробування пневматичної ресори швидкісного рухомого складу залізничі за умови підвищення внутрішнього тиску виконано на випробному стенді. Стенд складається із навантажувального пристрою, пневматичної ресори, додаткового резервуара, компресора, датчика сили контролю навантаження, потенціометричних датчиків лінійних переміщень, аналогово-цифрового перетворювача та персонального комп'ютера.

Вигляд експериментальної установки для вимірювання деформування гумо-кордної оболонки пневматичної ресори під час закачування повітря (збільшення внутрішнього тиску в ресорі) наведено на рис. 2.

Перед початком вимірювання деформацій гумокордної оболонки пневматичної ресори за допомогою гідравлічного домкрата задано привантаження на ресору величиною 0,12 кН з метою її жорсткого фіксування у вертикальному напрямі. Протягом усього експерименту величина від верхньої пластини ресори до упору гідравлічного домкрата становить  $h_p = 214$  мм і повинна бути сталою.

Програма досліджень деформування гумокордної оболонки передбачала вимірювання деформацій ресори за підвищення тиску в ній ступенями. При цьому зміни величини внутрішнього тиску досягнуто за допомогою компресора високого тиску.

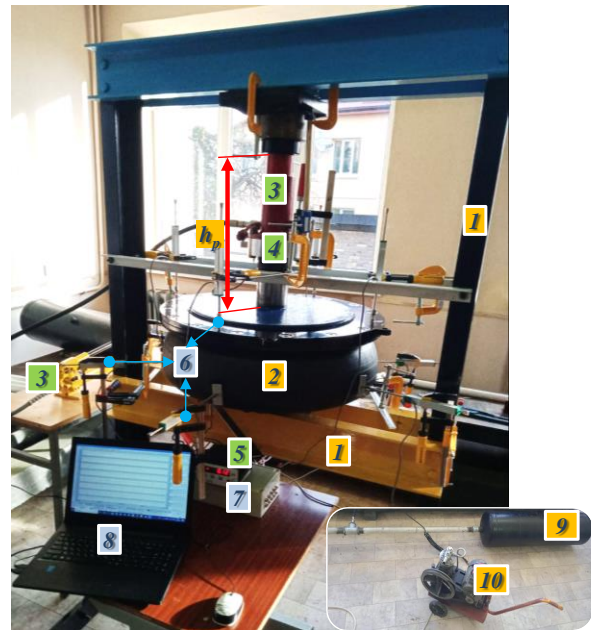


Рис. 2. Експериментальна установка для дослідження деформування гумокордної оболонки пневматичної ресори:

- 1 – несна конструкція стенда; 2 – пневматична ресора;
- 3 – гідравлічний домкрат; 4 – тензометричний датчик сили; 5 – цифровий зчитувач величини сили;
- 6 – потенціометричні датчики лінійних переміщень;
- 7 – аналогово-цифровий перетворювач;
- 8 – персональний комп'ютер; 9 – додатковий резервуар;
- 10 – компресор високого тиску

Fig. 2. Experimental setup for studying the deformation of the rubber-cord shell of a pneumatic spring:

- 1 – supporting structure of the stand; 2 – pneumatic spring;
- 3 – hydraulic jack; 4 – tensometric force sensor;
- 5 – digital force magnitude reader; 6 – potentiometric sensors of linear movements;
- 7 – analog-digital converter;
- 8 – personal computer; 9 – additional tank;
- 10 – high pressure compressor

Тиск підвищували від 0 до 5,0 атм. із кроком 0,5 атм. На кожному рівні підвищення тиску на 0,5 атм. відбувався запис деформування гумо-кордної оболонки у вертикальному та горизонтальному напрямках із використанням високочастотних датчиків лінійних переміщень. Виміряні дані після зчитування запрограмованим аналогово-цифровим перетворювачем зберігалися в пам'яті персонального комп'ютера.

Вимірювання деформацій гумокордної оболонки пневматичної ресори проведено трьома датчиками лінійних переміщень  $П_1$ – $П_3$  (рис. 3).

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

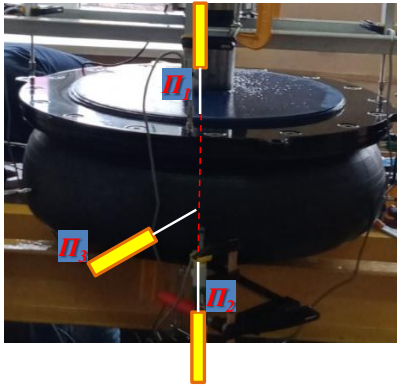


Рис. 3. Схема розташування лінійних датчиків переміщень

Fig. 3. Location diagram of linear movement sensors

Датчик  $P_1$  використано для контролю величини переміщення пневматичної ресори у вертикальному напрямі. За підвищення тиску відбувалося незначне переміщення ресори у вертикальному напрямі через конструктивні особливості несної конструкції випробного стендо, однак для підвищення точності експерименту це необхідно врахувати під час аналізу даних, оскільки величина  $h_p$  має бути постійною в процесі експерименту.

Лінійний датчик переміщень  $P_2$  вимірював вертикальні переміщення гумокордної оболонки пневматичної ресори вниз, датчик  $P_3$  – горизонтальні переміщення гумокордної оболонки.

У результаті отримали значення вертикальних та горизонтальних переміщень гумо-кордної оболонки за підвищення внутрішнього тиску у пневматичній ресорі, що наведено нижче.

### Результати

За допомогою вищенаведеної методики статичних експериментальних досліджень отримано залежності вертикальних та горизонтальних переміщень гумокордної оболонки пневматичної ресори в разі зміни внутрішнього тиску (рис. 4–8).

З аналізу отриманих залежностей встановлено, що деформування гумокордної оболонки за умови збільшення внутрішнього тиску в пневматичній ресорі в горизонтальній площині відбувається інтенсивніше порівняно з вертикальною.

Максимальні значення деформування гумокордної оболонки пневматичної ресори у вертикальній та горизонтальній площинах, залежно

від величини внутрішнього тиску наведено в табл. 1.

Установлено, що максимальні значення деформування гумокордної оболонки пневматичної ресори у вертикальній та горизонтальній площинах дорівнюють 4,478 та 6,830 мм відповідно, що спостерігається на початковому етапі закачування повітря в діапазоні зміни тиску від 0 до 0,5 атм. Під час подальшого збільшення внутрішнього тиску в пневматичній ресорі з кроком 0,5 атм. до максимального значення 5,0 атм. деформування гумокордної оболонки відбувається з меншою інтенсивністю, яка у вертикальній площині перебуває в діапазоні  $7,35 \div 19,4$  % від максимальної величини деформування, а в горизонтальній – у діапазоні  $13,25 \div 24,71$  %.

Таблиця 1

**Максимальні значення деформування гумо-кордної оболонки залежно від величини внутрішнього тиску у пневматичній ресорі**

Table 1

**Maximum deformation values of the rubber cord shell depending on the internal pressure in the pneumatic spring**

Тиск, атм.	Вертикальна площина, мм	Горизонтальна площина, мм
0,5	4,478	6,830
1,0	0,399	1,025
1,5	0,815	1,224
2,0	0,869	1,266
2,5	0,650	1,188
3,0	0,723	1,342
3,5	0,564	1,309
4,0	0,621	1,688
4,5	0,329	0,912
5,0	0,334	1,115

Слід підкреслити, що залежності мають нелінійний характер зміни. Тому для кожного діапазону зміни внутрішнього тиску в пневматичній ресорі отримано поліноміальне рівняння, зі ступенем полінома, що дорівнює 6. Такий ступінь дозволить найбільш наближено описати рів-



## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

няння деформування гумокордної оболонки у вертикальному та горизонтальному напрямках за різних значень тиску в пневматичній ресорі.

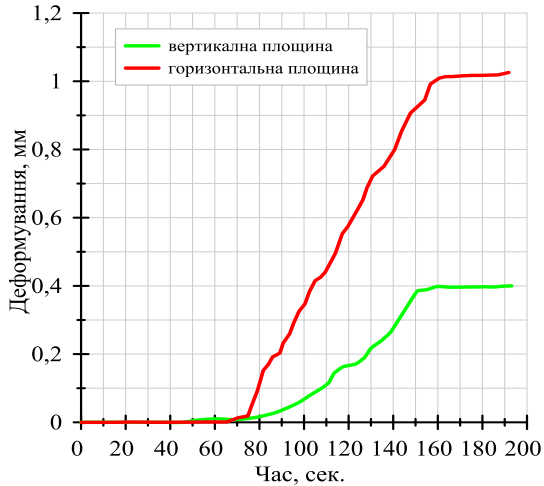


Рис. 4. Залежності вертикальних та горизонтальних переміщень гумокордної оболонки в разі зміни внутрішнього тиску в пневматичній ресорі від 0,5 до 1,0 атм.

Fig. 4. Dependences of vertical and horizontal displacements of the rubber cord shell in the case of changing the internal pressure in the pneumatic spring from 0.5 to 1.0 atm.

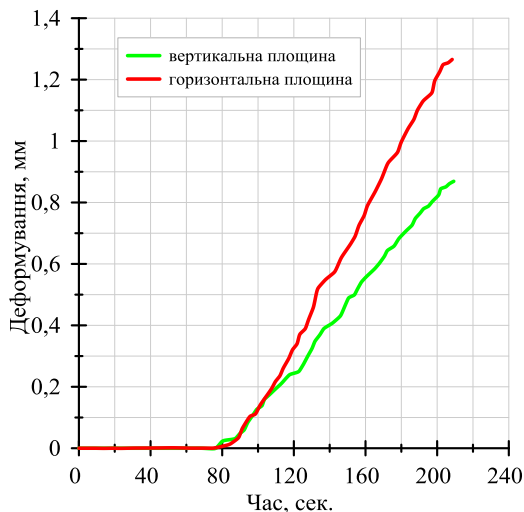


Рис. 5. Залежності вертикальних та горизонтальних переміщень гумокордної оболонки в разі зміни внутрішнього тиску в пневматичній ресорі від 1,5 до 2,0 атм.

Fig. 5. Dependences of vertical and horizontal displacements of the rubber cord shell in the case of changing the internal pressure in the pneumatic spring from 1.5 to 2.0 atm.

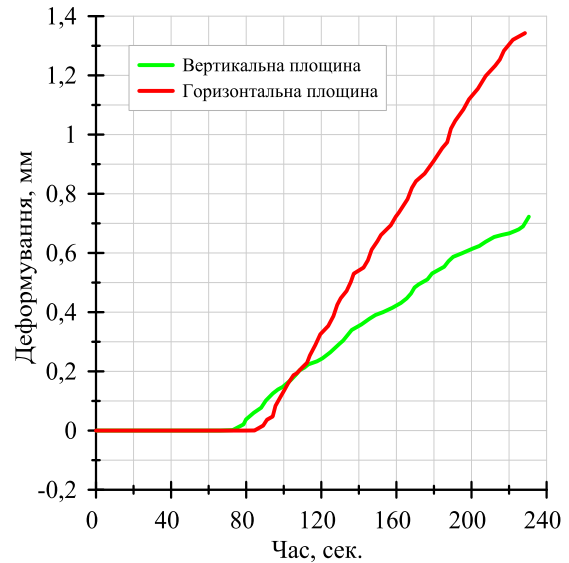


Рис. 6. Залежності вертикальних та горизонтальних переміщень гумокордної оболонки в зміни внутрішнього тиску в пневматичній ресорі від 2,5 до 3,0 атм.

Fig. 6. Dependence of vertical and horizontal displacements of the rubber cord shell on changes in internal pressure in the pneumatic spring from 2.5 to 3.0 atm.

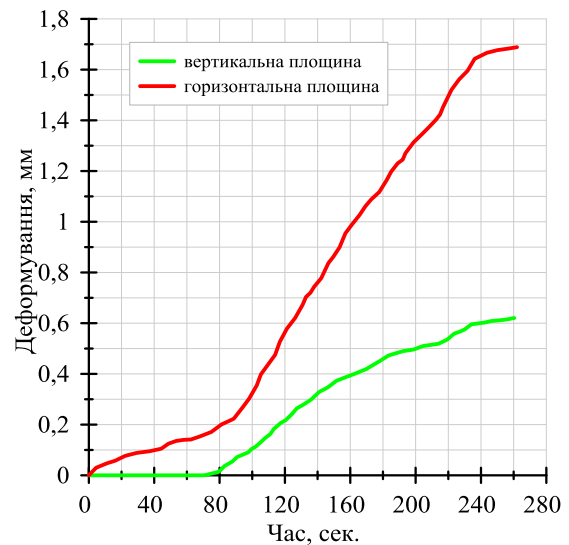


Рис. 7. Залежності вертикальних та горизонтальних переміщень гумокордної оболонки в зміни внутрішнього тиску в пневматичній ресорі від 3,5 до 4,0 атм.

Fig. 7. Dependence of vertical and horizontal displacements of the rubber cord shell on changes in the internal pressure in the pneumatic spring from 3.5 to 4.0 atm.

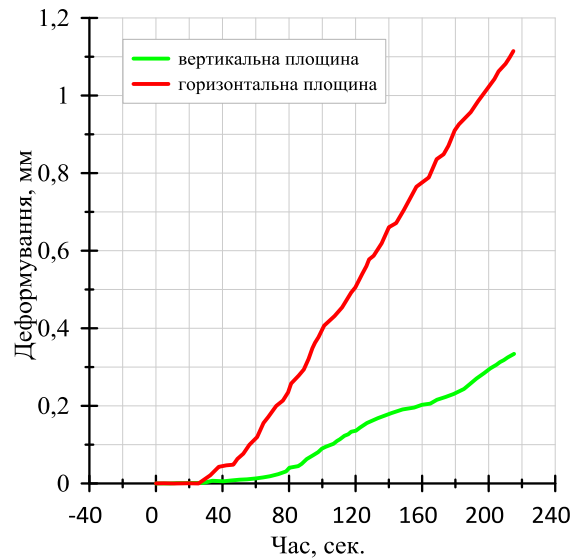


Рис. 8. Залежності вертикальних та горизонтальних переміщень гумокордної оболонки в зміні внутрішнього тиску в пневматичній ресорі від 4,5 до 5,0 атм.

Fig. 8. Dependence of vertical and horizontal displacements of the rubber cord shell on changes in internal pressure in a pneumatic spring from 4.5 to 5.0 atm.

У разі зміни внутрішнього тиску в пневматичній ресорі від 0,5 до 1,0 атм. поліноміальні рівняння для вертикальної площини мають вигляд:

$$z = 5 \cdot 10^{-13} \cdot x^6 - 3 \cdot 10^{-10} \cdot x^5 + 7 \cdot 10^{-8} \cdot x^4 - 6 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 + 0,0003 \cdot x^2 - 0,0036 \cdot x + 0,007, \quad (1)$$

а для горизонтальної площини:

$$y = 9 \cdot 10^{-14} \cdot x^6 - 3 \cdot 10^{-12} \cdot x^5 - 2 \cdot 10^{-8} \cdot x^4 + 4 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 - 0,0003 \cdot x^2 + 0,0052 \cdot x - 0,014. \quad (2)$$

За зміни внутрішнього тиску в пневматичній ресорі від 1,5 до 2,0 атм. поліноміальні рівняння для вертикальної площини мають вигляд:

$$z = 3 \cdot 10^{-14} \cdot x^6 - 4 \cdot 10^{-12} \cdot x^5 - 6 \cdot 10^{-9} \cdot x^4 + 2 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 - 0,0001 \cdot x^2 + 0,0025 \cdot x - 0,0061, \quad (3)$$

а для горизонтальної площини:

$$y = 2 \cdot 10^{-13} \cdot x^6 - 8 \cdot 10^{-11} \cdot x^5 + 9 \cdot 10^{-9} \cdot x^4 + 6 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 - 0,0001 \cdot x^2 + 0,0027 \cdot x - 0,0108. \quad (4)$$

У випадку зміни внутрішнього тиску в пневматичній ресорі від 2,5 до 3,0 атм. поліноміальні рівняння для вертикальної площини мають вигляд:

$$z = -2 \cdot 10^{-13} \cdot x^6 + 1 \cdot 10^{-10} \cdot x^5 - 3 \cdot 10^{-8} \cdot x^4 + 4 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 - 0,0002 \cdot x^2 + 0,0041 \cdot x - 0,0111, \quad (5)$$

а для горизонтальної площини:

$$y = -8 \cdot 10^{-14} \cdot x^6 + 8 \cdot 10^{-11} \cdot x^5 - 3 \cdot 10^{-8} \cdot x^4 + 5 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 - 0,0004 \cdot x^2 + 0,0077 \cdot x - 0,0285. \quad (6)$$

За зміни внутрішнього тиску в пневматичній ресорі від 3,5 до 4,0 атм. поліноміальні рівняння для вертикальної площини мають вигляд:

$$z = -9 \cdot 10^{-14} \cdot x^6 + 8 \cdot 10^{-11} \cdot x^5 - 3 \cdot 10^{-8} \cdot x^4 + 4 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 - 0,0002 \cdot x^2 + 0,0046 \cdot x - 0,0125, \quad (7)$$

а для горизонтальної площини:

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

$$y = -2 \cdot 10^{-13} \cdot x^6 + 1 \cdot 10^{-10} \cdot x^5 - 5 \cdot 10^{-8} \cdot x^4 + 7 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 - 0,0005 \cdot x^2 + 0,013 \cdot x - 0,0295. \quad (8)$$

У випадку зміни внутрішнього тиску в пневматичній ресорі від 4,5 до 5,0 атм. поліноміальні рівняння для вертикальної площини мають вигляд:

$$z = -8 \cdot 10^{-14} \cdot x^6 + 7 \cdot 10^{-11} \cdot x^5 - 2 \cdot 10^{-8} \cdot x^4 + 3 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 - 0,0001 \cdot x^2 + 0,0025 \cdot x - 0,008, \quad (9)$$

а для горизонтальної площини:

$$y = -1 \cdot 10^{-13} \cdot x^6 + 7 \cdot 10^{-11} \cdot x^5 - 2 \cdot 10^{-8} \cdot x^4 + 2 \cdot 10^{-6} \cdot x^3 - 6 \cdot 10^{-6} \cdot x^2 - 0,0006 \cdot x + 0,0026. \quad (10)$$

Отже, дослідження роботи гумокордної оболонки в разі зміни внутрішнього тиску в пневматичній ресорі на далі дозволить перейти до етапу експериментальних досліджень, що полягатимуть у встановленні закономірностей зміни форми гумокордної оболонки від впливу зовнішнього навантаження, додаткового резервуара та зміни внутрішнього тиску. Отримані значення необхідні для перевірки адекватності математичної моделі роботи пневматичної системи ресорного підвішування, а також для аналізу динамічних показників та показників безпеки руху сучасного швидкісного рухомого складу.

#### Наукова новизна та практична значимість

Експериментальним способом встановлено закономірності деформування гумокордної оболонки пневматичної ресори у вертикальній та горизонтальній площинах за різних значень внутрішнього тиску в пневматичній ресорі. Це дозволить моделювати роботу пневматичної ресори із врахуванням закономірностей деформування гумокордної оболонки та сприятиме достовірнішому визначенню динамічних показників ресори в експлуатаційних умовах. Крім цього, визначені показники можна застосувати під час дослідження динамічних показників пневматичної ресори методом просторового математичного моделювання рухомого складу ще на етапі його проєктування.

#### Висновки

1. Розроблено методику статичних експериментальних досліджень деформування гумокордної оболонки у вертикальній та горизонтальній площинах у разі підвищення внутрішнього тиску в пневматичній ресорі.

2. Отримано залежності та поліноміальні рівняння деформування гумокордної оболонки пневматичної ресори швидкісного рухомого складу залізниць у вертикальному та горизонтальному напрямках за різних значень внутрішнього тиску. Виявлено, що деформування гумокордної оболонки в разі збільшення внутрішнього тиску в пневматичній ресорі в горизонтальному напрямку відбувається інтенсивніше порівняно з вертикальним.

3. Встановлено, що максимальні значення деформування гумокордної оболонки пневматичної ресори у вертикальному та горизонтальному напрямках спостерігаються на початковому етапі закачування повітря в діапазоні зміни тиску від 0 до 0,5 атм. та становлять 4,478 та 6,830 мм відповідно. Відзначено, що поступове збільшення внутрішнього тиску в пневматичній ресорі призводить до менш інтенсивного деформування гумокордної оболонки, яке у вертикальному напрямку перебуває в діапазоні 7,35÷19,4 % від максимальної величини деформування, а в горизонтальному – у діапазоні 13,25÷24,71 %.

#### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Каспакбаев К. С., Карпов А. П., Курмангалиев К. Ш. Конструктивные особенности резинокордных упругих элементов. *Промышленный транспорт Казахстана*. 2016. № 1 (50). С. 28–31.
2. Кузишин А. Я., Кострица С. А., Соболевська Ю. Г., Батіг А. В. Світовий досвід створення математичних моделей пневматичної ресори: переваги та недоліки. *Наука та прогрес транспорту*. 2021. № 4 (94). С. 25–42. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2021/245974>
3. Alonso A., Gimenez J. G., Nieto J., Vinolas J. Air suspension characterisation and effectiveness of a variable area orifice. *Vehicle System Dynamics*. 2010. Vol. 48. Iss. sup1. P. 271–286. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423111003731258>



## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

4. Berg M. A model for rubber springs in the dynamic analysis of rail vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 1997. Vol. 211. Iss. 2. P. 95–108. DOI: <https://doi.org/10.1243/0954409971530941>
5. Berg M. A Non-Linear Rubber Spring Model for Rail Vehicle Dynamics Analysis. *Vehicle System Dynamics*. 1998. Vol. 30. Iss. 3–4. P. 197–212. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423119808969447>
6. Berg M. A Three-Dimensional Airspring Model with Friction and Orifice Damping. *Vehicle System Dynamics*. 1999. Vol. 33. Iss. sup1. P. 528–539. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.1999.12063109>
7. Chang F., Lu Z.-H. Dynamic model of an air spring and integration into a vehicle dynamics model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2008. Vol. 222. Iss. 10. P. 1813–1825. DOI: <https://doi.org/10.1243/09544070JAUTO867>
8. Docquier N., Fiset P., & Jeanmart H. Multiphysics modelling of railway vehicles equipped with pneumatic suspensions. *Vehicle System Dynamics*. 2007. Vol. 45. Iss. 6. P. 505–524. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423110601050848>
9. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Sobolevska Yu. Studying the diagrams «force – deformation» of a pneumatic spring of a modern rolling stock at increased speeds. *MATEC Web of Conferences*. 2024. Vol. 390. P. 1–6. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/202439004006>
10. Kuzyshyn A., Kovalchuk V., Stankevych V., Hilevych V. Determining patterns in the influence of the geometrical parameters of the connecting pipeline on the dynamic parameters of the pneumatic spring of railroad rolling stock. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. Vol. 1, No 7 (121). P. 57–65. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.274180>
11. 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* (Kharkiv, 17–19 Nov. 2021). Kharkiv, 2023. Vol. 2684. Iss. 1. P. 1–7. DOI: <https://doi.org/10.1063/12.0013715>
12. 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*. 2014. Vol. 228. Iss. 3. P. 225–241. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409712470641>
13. Nakajima T., Shimokawa Y., Mizuno M., Sugiyama H. Air Suspension System Model Coupled With Leveling and Differential Pressure Valves for Railroad Vehicle Dynamics Simulation. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*. 2014. Vol. 9. Iss. 3. P. 1–9. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4026275>
14. Nieto A., Morales A., González A. An analytical model of pneumatic suspensions based on an experimental characterization. *Journal of Sound and Vibration*. 2008. Vol. 313. Iss. 1–2. P. 290–307. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2007.11.027>
15. Qi Z., Li F., Yu D. A three-dimensional coupled dynamics model of the air spring of a high-speed electric multiple unit train. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2017. Vol. 231. Iss. 1. P. 3–18. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409715620534>
16. Sayyaadi H., Shokouhi N. Effects of air reservoir volume and connecting pipes length and diameter on the air spring behavior in rail vehicles. *Iranian Journal of Science and Technology Transaction B: Engineering*. 2010. Vol. 34, No B5. P. 499–508.
17. Tanaka T., Sugiyama H. Prediction of railway wheel load unbalance induced by air suspension leveling valves using quasi-steady curve negotiation analysis procedure. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics*. 2019. Vol. 234. P. 19–37. DOI: <https://doi.org/10.1177/1464419319867179>
18. Xu L. Mathematical modeling and characteristic analysis of the vertical stiffness for railway vehicle air spring system. *Mathematical Problems in Engineering*. 2020. Vol. 220. P. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.1155/2020/2036563>
19. Zhu H., Yang J., Zhang Y., Feng X. A novel air spring dynamic model with pneumatic thermodynamics, effective friction and viscoelastic damping. *Journal of Sound and Vibration*. 2017. Vol. 408. P. 87–104. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2017.07.015>

A. YA. KUZYSHYN<sup>1\*</sup>, V. V. KOVALCHUK<sup>2</sup>

<sup>1\*</sup>Dep. «Railway Transport», Lviv Polytechnic National University, S. Bandery St., 12, Lviv, Ukraine, 79000, tel. (032) 267 99 74, e-mail [kuzyshyn1993@gmail.com](mailto:kuzyshyn1993@gmail.com), ORCID 0000-0002-3012-5395

<sup>2</sup>Dep. «Railway Transport», Lviv Polytechnic National University, S. Bandery St., 12, Lviv, Ukraine, 79000, tel. (032) 267 99 74, e-mail [kovalchuk.diit@gmail.com](mailto:kovalchuk.diit@gmail.com), ORCID 0000-0003-4350-1756

## Experimental Study of the Regularities of Deformation of the Rubber Cord Shell of a Pneumatic Spring of High-Speed Rolling Stock

**Purpose.** The aim of this work is to establish the regularities of deformation of the rubber cord shell in the vertical and horizontal directions in the case of changes in the internal pressure in the pneumatic spring by static experimental studies. **Methodology.** A static test bench was used to establish the regularities of deformation of the rubber cord shell of a pneumatic spring. Changes in the internal pressure in the pneumatic spring were achieved using a compressor, and the deformation of the rubber cord shell was measured directly by high-frequency potentiometric linear displacement sensors. The deformation of the rubber cord shell of a pneumatic spring in both the vertical and horizontal planes was studied under the condition of changing the internal pressure in the spring in the range from 0 to 5 atm. **Findings.** Using the designed test bench, a methodology for experimental studies of the deformation of a rubber cord shell with increasing internal pressure in a pneumatic spring was developed. The dependences of the deformation value of the rubber cord casing of a pneumatic spring when the internal pressure changes in the range of 0–5.0 atm were obtained. It is established that the deformation of the rubber cord casing with an increase in the internal pressure in the pneumatic spring in the horizontal plane is more intense compared to the vertical plane. It is found that the maximum values of deformation of the rubber cord shell of a pneumatic spring in the vertical and horizontal directions are observed at the initial stage of air injection in the range of pressure changes from 0 to 0.5 atm. The polynomial equations describing the deformation dependences of the rubber cord shell of a pneumatic spring were obtained. **Originality.** The regularities of deformation of the rubber cord casing in the vertical and horizontal planes at different values of the internal pressure in the pneumatic spring were determined by experimental static studies. **Practical value.** The study of the regularities of deformation of the rubber cord shell will contribute to a more accurate modeling of the operation of the pneumatic spring and a reliable determination of its dynamic performance. This will make it possible to use the dynamic performance of the air spring in the spatial mathematical model of the rolling stock at the design stage, as well as to evaluate its dynamic performance and traffic safety indicators.

**Keywords:** air spring; rubber cord shell; deformation; pressure; potentiometric linear displacement sensor

### REFERENCES

1. Kaspakbaev, K. S., Karpov, A. P., & Kurmangaliev, K. Sh. (2016). Konstruktivnye osobennosti rezinokordnykh uprugikh elementov. *Promyshlennyy transport Kazakhstana*, 1(50), 28-31. (in Russian)
2. Kuzyshyn, A. Y., Kostritsia, S. A., Sobolevska, Yu. H., & Batih, A. V. (2021). World Experience in Creating Mathematical Models of Air Springs: Advantages and Disadvantages. *Science and Transport Progress*, 4(94), 25-42. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2021/245974> (in Ukrainian)
3. Alonso, A., Giménez, J. G., Nieto, J., & Vinolas, J. (2010). Air suspension characterisation and effectiveness of a variable area orifice. *Vehicle System Dynamics*, 48(sup1), 271-286. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423111003731258> (in English)
4. Berg, M. (1997). A model for rubber springs in the dynamic analysis of rail vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 211(2), 95-108. DOI: <https://doi.org/10.1243/0954409971530941> (in English)
5. Berg, M. (1999). A Three-Dimensional Airspring Model with Friction and Orifice Damping. *Vehicle System Dynamics*, 33(sup1), 528-539. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.1999.12063109> (in English)
6. Berg, M. (1998). A Non-Linear Rubber Spring Model for Rail Vehicle Dynamics Analysis. *Vehicle System Dynamics*, 30(3-4), 197-212. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423119808969447> (in English)
7. Chang, F., & Lu, Z.-H. (2008). Dynamic model of an air spring and integration into a vehicle dynamics model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 222(10), 1813-1825. DOI: <https://doi.org/10.1243/09544070jauto867> (in English)
8. Docquier, N., Fisette, P., & Jeanmart, H. (2007). Multiphysic modelling of railway vehicles equipped with pneumatic suspensions. *Vehicle System Dynamics*, 45(6), 505-524. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423110601050848> (in English)
9. Kuzyshyn, A., Kovalchuk, V., & Sobolevska, Y. (2024). Studying the diagrams «force – deformation» of a pneumatic spring of a modern rolling stock at increased speeds. *MATEC Web of Conferences*, 390, 1-6. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/202439004006> (in English)
10. Kuzyshyn, A., Kovalchuk, V., Stankevych, V., & Hilevych, V. (2023). Determining patterns in the influence of the geometrical parameters of the connecting pipeline on the dynamic parameters of the pneumatic spring

- of railroad rolling stock. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1(7(121)), 57-65.  
DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.274180> (in English)
11. Kuzyshyn, A., Sobolevska, J., Kostritsa, S., Batig, A., & Boiarko, V. (2023). Mathematical modeling of the second stage of spring suspension of high-speed rolling stock. *AIP Conference Proceedings* (Vol. 2684, Iss. 1, pp. 1-7). Kharkiv, Ukraine. DOI: <https://doi.org/10.1063/12.0013715> (in English)
  12. Mazzola, L., & Berg, M. (2012). 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*, 228(3), 225-241. <https://doi.org/10.1177/0954409712470641> (in English)
  13. Nakajima, T., Shimokawa, Y., Mizuno, M., & Sugiyama, H. (2014). Air Suspension System Model Coupled With Leveling and Differential Pressure Valves for Railroad Vehicle Dynamics Simulation. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 9(3), 1-9. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4026275> (in English)
  14. Nieto, A. J., Morales, A. L., González, A., Chicharro, J. M., & Pintado, P. (2008). An analytical model of pneumatic suspensions based on an experimental characterization. *Journal of Sound and Vibration*, 313(1-2), 290–307. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2007.11.027> (in English)
  15. Qi, Z., Li, F., & Yu, D. (2016). A three-dimensional coupled dynamics model of the air spring of a high-speed electric multiple unit train. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 231(1), 3-18. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954409715620534> (in English)
  16. Sayyaadi, H., & Shokouhi, N. (2010). Effects of air reservoir volume and connecting pipes length and diameter on the air spring behavior in rail vehicles. *Iranian Journal of Science and Technology Transaction B: Engineering*, 34(B5), 499-508. (in English)
  17. Tanaka, T., & Sugiyama, H. (2019). Prediction of railway wheel load unbalance induced by air suspension leveling valves using quasi-steady curve negotiation analysis procedure. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics*, 234(1), 19-37. DOI: <https://doi.org/10.1177/1464419319867179> (in English)
  18. Xu, L. (2020). Mathematical Modeling and Characteristic Analysis of the Vertical Stiffness for Railway Vehicle Air Spring System. *Mathematical Problems in Engineering*, 2020, 1-12. DOI: <https://doi.org/10.1155/2020/2036563> (in English)
  19. Zhu, H., Yang, J., Zhang, Y., & Feng, X. (2017). A novel air spring dynamic model with pneumatic thermodynamics, effective friction and viscoelastic damping. *Journal of Sound and Vibration*, 408, 87-104. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2017.07.015> (in English)

Надійшла до редколегії: 12.02.2024

Прийнята до друку: 14.06.2024