

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра електроенергетики, електротехніки та електромеханіки

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
для виконання лабораторних робіт**

**з освітнього компонента
«КОНСТРУКЦІЯ ТА ДИНАМІКА
ЕЛЕКТРИЧНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ»**

Харків – 2026

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри електроенергетики, електротехніки та електромеханіки 21 вересня 2026 року, протокол № 2.

Рекомендуються для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня спеціальностей G3 «Електрична інженерія» (освітня програма «Електричний транспорт») та J7 «Залізничний транспорт» (освітня програма «Електровози та електропоїзди») всіх форм здобуття освіти.

Укладач

доц. В. П. Нерубацький

Рецензент

доц. Д. Л. Сушко

ЗМІСТ

ВСТУП	4
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 1	
Розрахунок циліндричної однорядної пружини системи ресорного підвішування рухомого складу на міцність	8
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 2	
Розрахунок листової ресори рухомого складу на міцність	18
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 3	
Моделювання пружних характеристик пневморесори	29
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 4	
Дослідження пружних властивостей гумового амортизатора підвіски тягового електродвигуна	39
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 5	
Моделювання силової характеристики пружнофрикційного з'єднання	47
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 6	
Діагностування технічного стану гідравлічного гасителя коливань	55
ПІДГОТОВКА ДО ЗАХИСТУ ТА ПОРЯДОК ЗАХИСТУ	
ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ	66
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	68
ДОДАТОК А Вихідні дані для виконання лабораторних робіт	69

ВСТУП

Електричний рухомий склад є одним із найскладніших видів транспортної техніки, у конструкції якого поєднані механічні, електричні, пневматичні та електронні системи, що функціонують як єдиний комплекс. Надійність, безпека та ефективність його експлуатації визначаються не лише технічним рівнем силового електрообладнання або систем керування, а й досконалістю конструкції механічної частини. Саме механічна частина сприймає експлуатаційні навантаження, забезпечує передачу тягових і гальмових зусиль, взаємодію рухомого складу з рейковою колією, розміщення основного обладнання та створює необхідні умови для функціонування всіх інших систем електровоза або електропоїзда.

До складу механічної частини входять кузов, візки, колісні пари, буксові вузли, елементи тягової передачі, система ресорного підвішування, гальмове й автозчіпне обладнання [1]. Кожен із цих вузлів виконує визначені функції, однак лише їх конструктивна узгодженість забезпечує необхідні експлуатаційні характеристики рухомого складу. У процесі створення сучасних електровозів і електропоїздів особлива увага приділяється підвищенню надійності механічної частини, збільшенню ресурсу її елементів, зменшенню експлуатаційних витрат, удосконаленню конструктивних рішень і впровадженню нових матеріалів та технологій виготовлення.

Особливе місце серед вузлів механічної частини посідає система ресорного підвішування. Вона забезпечує пружний зв'язок між кузовом, візками та колісними парами, сприймає навантаження, що виникають під час руху поїзда, обмежує передачу ударних і вібраційних впливів на конструкцію рухомого складу, сприяє зменшенню інтенсивності коливальних процесів і забезпечує необхідні умови для надійної роботи механічного, електричного та допоміжного обладнання [2]. Від конструкції

ресорного підвішування, правильного вибору його параметрів і характеристик окремих елементів значною мірою залежать експлуатаційна надійність екіпажної частини, довговічність її вузлів, комфорт перевезень, а також величина динамічних навантажень, що передаються на рейкову колію.

Конструкції сучасного електричного рухомого складу передбачають застосування різноманітних пружних, демпфувальних і фрикційних елементів, кожен із яких виконує визначені функції у складі ресорного підвішування [1]. Циліндричні гвинтові пружини відзначаються простотою конструкції, високою технологічністю виготовлення та значною довговічністю. Листові ресори поєднують пружні властивості з можливістю часткового гасіння коливань за рахунок сил тертя між окремими листами. Пневматичні ресори дозволяють підтримувати необхідні характеристики підвішування за різних режимів експлуатації та широко застосовуються у сучасному моторвагонному рухомому складі [2]. Гумові амортизатори ефективно працюють в умовах знакозмінних навантажень, поєднуючи пружність матеріалу з його здатністю поглинати частину енергії коливань. Доповнюють роботу пружних елементів пружно-фрикційні пристрої та гідравлічні гасителі коливань, призначенням яких є забезпечення необхідних демпфувальних властивостей системи ресорного підвішування та підвищення ефективності її роботи.

Вибір конструкції елементів ресорного підвішування та визначення їх основних параметрів є складним інженерним завданням, що потребує врахування великої кількості взаємопов'язаних чинників. Під час проєктування необхідно забезпечити достатню міцність і жорсткість деталей, їх довговічність, технологічність виготовлення, ремонтпридатність, відповідність умовам експлуатації та вимогам безпеки руху [3]. Недостатня міцність окремих елементів призводить до передчасного руйнування конструкції, тоді як надмірний запас міцності

зумовлює необґрунтоване збільшення маси рухомого складу, підвищення матеріаломісткості та вартості виготовлення. Саме тому під час створення нових конструкцій широко застосовують інженерні методи розрахунку, які дають змогу визначати оптимальні геометричні параметри деталей, оцінювати їх напружено-деформований стан, аналізувати пружні характеристики та прогнозувати працездатність в експлуатаційних умовах.

Розвиток транспортного машинобудування нерозривно пов'язаний із широким упровадженням сучасних методів комп'ютерного моделювання та числового аналізу. Використання спеціалізованого програмного забезпечення дає можливість досліджувати характеристики окремих конструктивних елементів ще на стадії проектування, оцінювати вплив зміни їхніх параметрів на експлуатаційні властивості, виконувати багатоваріантні розрахунки та скорочувати обсяг дороговартісних експериментальних досліджень. Разом із тим жодні програмні засоби не можуть замінити ґрунтовного розуміння фізичних процесів, що відбуваються в конструкції рухомого складу, знання принципів роботи окремих вузлів та вміння правильно інтерпретувати результати виконаних розрахунків.

Опанування конструкції механічної частини електричного рухомого складу неможливе без поєднання теоретичної підготовки з практичним дослідженням її окремих елементів. Саме лабораторний практикум створює умови для поглиблення знань, отриманих під час вивчення теоретичного матеріалу, та дає змогу сформуванню практичних навичок виконання інженерних розрахунків, аналізу конструктивних рішень, визначення міцності деталей, дослідження пружних і силових характеристик елементів ресорного підвішування, а також використання сучасних засобів математичного моделювання. Під час виконання лабораторних робіт здобувачі вищої освіти набувають досвіду аналізу конструкцій, встановлення взаємозв'язку між геометричними параметрами, механічними

характеристиками матеріалів і експлуатаційними властивостями досліджуваних вузлів, що є необхідною передумовою для подальшого вивчення міцності та динаміки електричного рухомого складу.

Лабораторний практикум побудований відповідно до логіки вивчення конструкції системи ресорного підвішування електричного рухомого складу. Його зміст охоплює дослідження найбільш поширених пружних, демпфувальних і пружно-фрикційних елементів, які широко застосовують в конструкціях сучасних електровозів та електропоїздів. Послідовність виконання лабораторних робіт передбачає поступовий перехід від розрахунку та аналізу окремих деталей до дослідження характеристик більш складних вузлів, що дає змогу сформулювати цілісне уявлення про принципи побудови системи ресорного підвішування, особливості роботи її елементів та їх взаємний вплив у процесі експлуатації.

Виконання лабораторних робіт передбачає застосування сучасних інженерних методів аналізу конструкцій, виконання розрахунків на міцність, визначення пружних і силових характеристик елементів, побудову та аналіз розрахункових залежностей, використання математичних моделей і комп'ютерних засобів дослідження. Особливу увагу приділяють аналізу отриманих результатів, встановленню взаємозв'язку між конструктивними параметрами досліджуваних елементів і їхніми експлуатаційними властивостями, оцінюванню впливу окремих факторів на працездатність вузлів та обґрунтуванню прийнятих інженерних рішень. Такий підхід сприяє формуванню у здобувачів вищої освіти навичок інженерного аналізу, уміння працювати з технічною документацією, нормативною та довідковою літературою, виконувати обґрунтовані технічні розрахунки, критично оцінювати отримані результати та робити аргументовані висновки щодо особливостей конструкції й роботи досліджуваних вузлів електричного рухомого складу, що є невід'ємною складовою професійної підготовки майбутнього фахівця залізничного транспорту.

Лабораторна робота 1

РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОДНОРЯДНОЇ ПРУЖИНИ СИСТЕМИ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ РУХОМОГО СКЛАДУ НА МІЦНІСТЬ

1.1 Мета лабораторної роботи

Дослідити конструктивні особливості та пружні властивості циліндричної однорядної гвинтової пружини системи ресорного підвішування рухомого складу й оволодіти методикою її перевірконого розрахунку на міцність.

1.2 Теоретичні відомості для виконання лабораторної роботи

Ресорне підвішування – це сукупність пружних, демпфувальних і сполучних елементів механічної частини рухомого складу, призначена для передавання навантажень між колісними парами, візками та кузовом, пом'якшення ударів і гасіння коливань, що виникають під час руху нерівностями колії, забезпечення плавності ходу, зменшення динамічного впливу на конструкцію рухомого складу та рейкову колію, а також повернення кузова у вихідне положення після проходження кривих ділянок колії.

Конструкція ресорного підвішування значною мірою визначає тягові властивості, плавність ходу, довговічність вузлів механічної частини, рівень динамічного впливу рухомого складу на колію та безпеку руху. Правильно спроектоване ресорне підвішування має забезпечувати [1]:

- мінімальний динамічний вплив на рейкову колію;
- ефективне пом'якшення ударів і коливань, що виникають під час руху нерівностями колії;
- рівномірний розподіл навантажень між колісними парами та окремими колесами, а також максимально можливе використання зчіпної ваги локомотива;

- необхідну стійкість рухомого складу під час руху;
- зручність технічного обслуговування, огляду та ремонту;
- належні умови праці локомотивної бригади.

Від конструкції та параметрів системи ресорного підвішування залежить напружений стан вузлів механічної частини, який визначається сукупністю силових факторів, що діють на підресорені частини рухомого складу. До них належать вертикальні статичні та динамічні навантаження, напрямні горизонтальні зусилля, що виникають під час проходження кривих ділянок колії, а також поперечні зусилля, які діють під час руху на прямих ділянках колії. Співвідношення зазначених навантажень визначає умови стійкості рухомого складу проти сходу з рейок, рівень безпеки руху та плавність ходу [2].

Найпоширенішими пружними елементами ресорного підвішування сучасного електричного рухомого складу є циліндричні гвинтові пружини. Їх широке застосування зумовлене простотою конструкції, високою надійністю, технологічністю виготовлення, довговічністю та можливістю забезпечення необхідних пружних характеристик у широкому діапазоні експлуатаційних навантажень.

У ресорному підвішуванні локомотивів застосовують циліндричні гвинтові пружини, виготовлені з прутків круглого поперечного перерізу. Пружини з прутків прямокутного перерізу використовують значно рідше, переважно в окремих конструкціях закордонного рухомого складу [3]. Для виготовлення пружин застосовують гарячекатані кремєністі сталі марок 55С2 або 60С2. Для цих сталей границя текучості становить $\tau_m = 650 \dots 700$ МПа. Допустимі напруження при розрахунках за статичного навантаження становлять $\tau_{ст.маx} = 450 \dots 500$ МПа, а з урахуванням динамічних навантажень — $\tau_{д.маx} = 600 \dots 650$ МПа. Найбільше навантаження, при якому проводять випробування пружини, визначається напруженням $\tau_{д.маx} = 650$ МПа [1].

Після термічної обробки пружини піддають зміцненню дробоструминною обробкою або заневолюванням. Заневолювання здійснюють шляхом навантаження пружини до виникнення напружень, що перевищують границю текучості матеріалу, з подальшою витримкою під навантаженням протягом тривалого часу (не менше 12 годин), або багаторазовим (не менше десяти разів) обтисненням зі створенням аналогічного рівня напружень. Дробоструминна обробка підвищує втомну міцність матеріалу, усуває поверхневі мікродфекти та формує в поверхневому шарі залишкові стискальні напруження. Під час заневолювання внаслідок пластичних деформацій у поверхневих шарах прутка також утворюються залишкові напруження, протилежні за знаком робочим напруженням, що виникають під час експлуатації. Завдяки цьому сумарний рівень напружень у матеріалі пружини зменшується, а її втомна міцність і довговічність істотно підвищуються. Це дає змогу зменшити габаритні розміри пружини без погіршення її характеристик міцності.

У деяких випадках для підвищення межі витривалості заготовки перед навиванням додатково шліфують. Опорні поверхні пружини мають бути плоскими та розташовуватися перпендикулярно до її осі.

Перед навиванням кінці прутка відтягують для утворення опорного витка довжиною приблизно $3/4$ повного витка. Тому кількість робочих витків n_p , що визначає жорсткість пружини, на півтора витка менше їх загального числа n .

Циліндрична гвинтова пружина характеризується такими основними геометричними параметрами (рисунок 1.1): діаметр прутка d ; середній діаметр пружини D ; висота пружини у вільному стані h_0 ; число робочих витків пружини n_p ; крок витків a ; індекс пружини c ; міжвитковий зазор у ненавантаженому стані Δ .

У ресорному підвішуванні електровозів застосовують одно- та дворядні пружини, значно рідше – трирядні [2]. У дворядних пружинних

комплектах пружини розташовують концентрично одну всередині іншої, виконуючи їх навивання у протилежних напрямках. Таке конструктивне рішення виключає взаємне заклинювання пружин у разі їхнього контакту. Відстань між витками має бути достатньою для запобігання їх повному змиканню при максимальному робочому навантаженні.

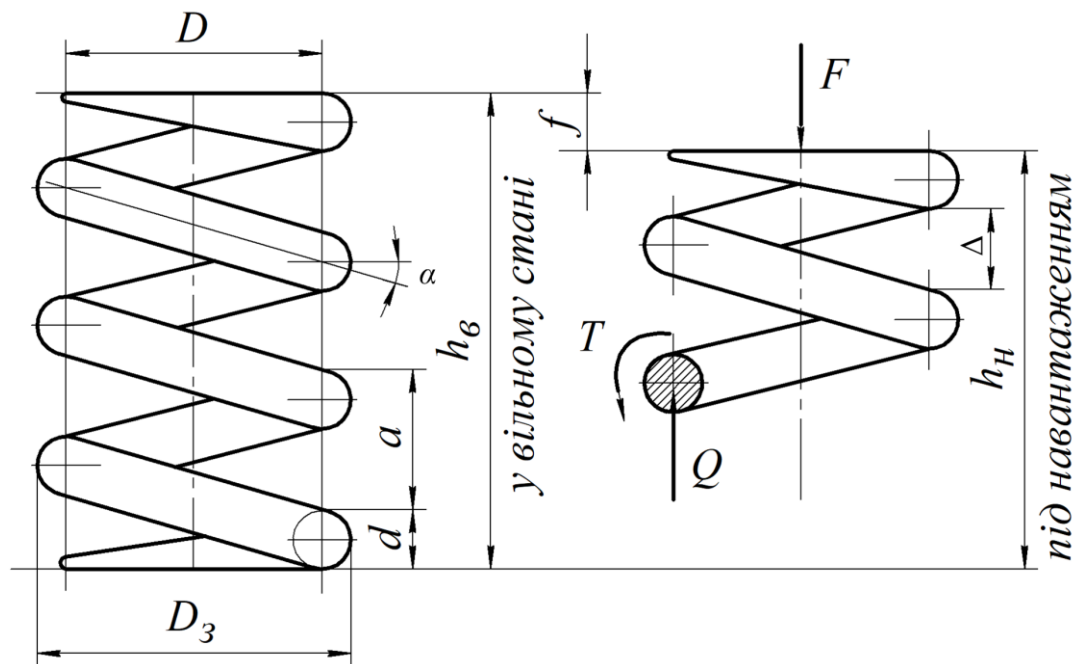


Рисунок 1.1 – Розрахункова схема циліндричної гвинтової пружини

Особливістю гвинтових пружин є надзвичайно мале внутрішнє тертя матеріалу, яке практично не впливає на їхню роботу. Тому після зняття навантаження пружина практично повністю відновлює свою початкову форму, а залежності навантаження від деформації під час навантаження та розвантаження майже збігаються [4].

Найважливішою характеристикою пружини як в умовах статичного, так і динамічного навантаження є її жорсткість [1]. Жорсткість характеризує здатність пружини чинити опір деформації під дією зовнішнього навантаження та визначається відношенням прикладеної сили до відповідного осідання пружини:

$$\mathcal{J} = \frac{F}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n_p}, \quad (1.1)$$

де F – прикладене навантаження, Н;

f – осідання пружини, мм;

G – модуль пружності матеріалу при зсуві (для сталі 55С2 $G = 78$ ГПа);

d – діаметр прутка, мм;

n_p – кількість робочих витків;

D – середній діаметр пружини, мм, який визначають за виразом:

$$D = D_z - d, \quad (1.2)$$

де D_z – зовнішній діаметр пружини, мм.

Відповідно до методу перерізів із умови рівноваги верхньої частини пружини (рисунок 1.1) у довільному поперечному перерізі витка виникають внутрішні силові фактори: поперечна сила $Q = F$ та крутний момент $T = F \cdot D/2$. Їх дія зумовлює виникнення у поперечному перерізі прутка дотичних напружень зсуву τ_{zc} та кручення $\tau_{кр}$. При цьому впливом поздовжньої сили та згинального моменту, величина яких є незначною, нехтують. Похибка такого припущення зростає зі збільшенням кута підйому витка пружини α .

Максимальні сумарні дотичні напруження, що виникають у точках внутрішньої поверхні витка пружини, визначають за виразом:

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \tau_{zc} + \tau_{кр} = \frac{F}{A} + \frac{T}{W_p} = \\ &= \frac{F}{\pi \cdot d^2/4} + \frac{F \cdot D/2}{\pi \cdot d^3/16} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \cdot (1 + 2 \cdot c), \end{aligned} \quad (1.3)$$

де A – площа поперечного перерізу прутка;

W_p – полярний момент опору поперечного перерізу;

c – індекс пружини, що визначають за виразом:

$$c = \frac{D}{d}. \quad (1.4)$$

Аналіз складових напруженого стану показує, що напруження зсуву τ_{zc} становлять лише 5...10 % від напружень кручення $\tau_{кр}$. Тому, виконуючи попередні інженерні розрахунки, ними часто нехтують.

Більш точніше значення максимальних дотичних напружень отримують за виразом, який враховує вплив кривизни витків пружини:

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot F \cdot c \cdot k}{\pi \cdot d^2} \leq [\tau_{\partial.\max}] \quad (1.5)$$

де k – поправочний коефіцієнт, що визначають за виразом:

$$k = \frac{4 \cdot c + 2}{4 \cdot c - 3}. \quad (1.6)$$

Крок витків a пружини у вільному стані має забезпечувати відсутність їх повного змикання при максимальному робочому навантаженні $F_{\max}$.

З цієї умови крок навивання визначають за виразом:

$$a = \frac{8 \cdot F_{\max} \cdot D^3}{G \cdot d^4} + d + \Delta', \quad (1.7)$$

де Δ' – зазор між витками при максимальному навантаженні, мм.

Внутрішні пружини дворядних пружинних комплектів зазвичай мають невеликий діаметр порівняно зі своєю висотою. Для забезпечення їхньої поздовжньої стійкості та запобігання викривленню осі пружини відношення вільної висоти до середнього діаметра не має перевищувати допустимих значень [5].

Внутрішні пружини подвійних пружинних комплектів мають малий діаметр по відношенню до висоти. Щоб такі пружини не втрачали стійкості (не викривлялась їх вісь) відношення вільної висоти до діаметра має бути обмежене: $h_g/D \leq 1,75$ – для шарнірно закріплених опорних витків; $h_g/D \leq 3,5$ – для жорстко закріплених опорних витків.

1.3 Порядок виконання лабораторної роботи

У процесі виконання лабораторної роботи необхідно навести у звіті мету роботи, ознайомитися з конструкцією циліндричної гвинтової пружини системи ресорного підвішування, виконати її ескіз (рисунок 1.1) та визначити основні геометричні параметри. За наявності натурного зразка необхідні розміри встановлюють безпосереднім обмірюванням, а за його відсутності приймають згідно з індивідуальним варіантом, наведеним у таблиці А.1 Додатка А. Отримані дані заносять до таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Вихідні геометричні параметри пружини

D_3 , мм	d , мм	n , од.	a , мм

За отриманими геометричними параметрами визначають середній діаметр пружини за виразом (1.2), кількість робочих витків, міжвитковий зазор у ненавантаженому стані Δ , індекс пружини за виразом (1.4) та поправочний коефіцієнт за виразом (1.6). Навантаження пружини та вимірювання її деформації здійснюють на експериментальному стенді або

за допомогою віртуальної моделі, робочий інтерфейс якої наведено на рисунку 1.2. Результати експериментальних досліджень заносять до таблиці 1.2.

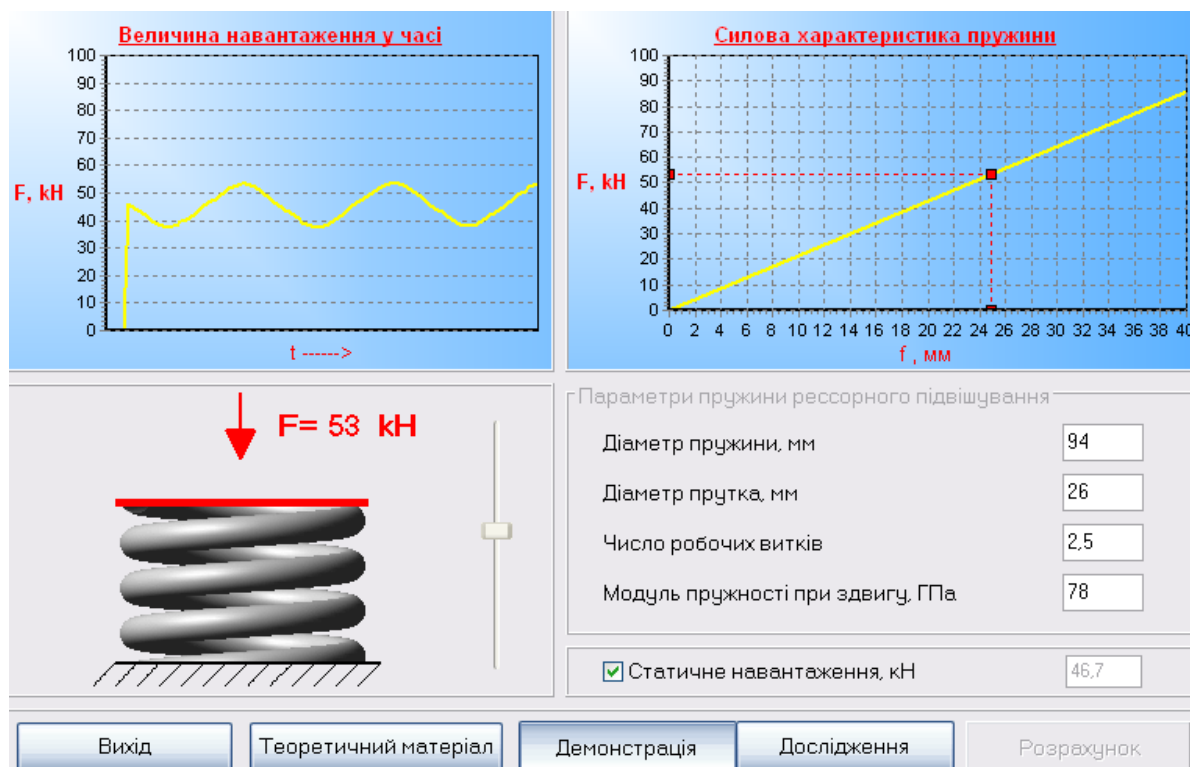


Рисунок 1.2 – Робочий інтерфейс віртуальної моделі для дослідження циліндричної пружини системи ресорного підвішування

Таблиця 1.2 – Результати експериментальних досліджень

Параметр	Навантаження				Розвантаження			
Сила F , кН								
Переміщення f , мм								

За максимальним значенням прикладеного навантаження $F_{\max}$ з урахуванням поправки на кривизну витків за виразом (1.5) визначають максимальні дотичні напруження $\tau_{\max}$ в матеріалі пружини.

Після цього за виразом (1.7) визначають міжвитковий зазор за максимального навантаження Δ' та перевіряють, щоб його значення було

не менше 3 мм. Виконання цієї умови виключає можливість повного змикання витків пружини під час роботи.

За результатами експериментальних досліджень будують силову характеристику пружини – залежність її деформації від прикладеного навантаження. За експериментальною силовою характеристикою відповідно до першої частини виразу (1.1) визначають експериментальне значення жорсткості пружини $\mathcal{J}c_e$. Теоретичне значення жорсткості $\mathcal{J}c_m$ визначають за другою частиною виразу (1.1). Для оцінювання точності теоретичного розрахунку обчислюють відносну похибку за виразом:

$$\varepsilon = \frac{|\mathcal{J}c_m - \mathcal{J}c_e|}{\mathcal{J}c_m} \cdot 100 \%. \quad (1.8)$$

За діаграмою «навантаження – розвантаження» оцінюють пружні та дисипативні властивості пружини. За наявності або відсутності петлі гістерезису роблять висновок щодо здатності пружини розсіювати механічну енергію під час циклічного навантаження.

Питання до захисту лабораторної роботи

1 Що таке ресорне підвішування рухомого складу та яке його призначення?

2 Які основні функції виконує ресорне підвішування електричного рухомого складу?

3 Яким вимогам має відповідати правильно спроектоване ресорне підвішування?

4 Від яких конструктивних параметрів ресорного підвішування залежать тягові властивості та плавність ходу рухомого складу?

5 Які силові фактори діють на підресорені частини рухомого складу під час експлуатації?

6 Які типи пружних елементів застосовують у системах ресорного підвішування електричного рухомого складу?

7 Чому в системах ресорного підвішування найчастіше застосовують циліндричні гвинтові пружини?

8 З яких матеріалів виготовляють циліндричні гвинтові пружини та які вимоги висувають до їхніх механічних властивостей?

9 З якою метою термічно оброблені пружини піддають дробоструминній обробці або заневолюванню?

10 Які основні геометричні параметри характеризують циліндричну гвинтову пружину?

11 Чому кількість робочих витків пружини менша за їх загальну кількість?

12 Що називають жорсткістю пружини та в яких одиницях її вимірюють?

13 Які фактори впливають на жорсткість циліндричної гвинтової пружини?

14 Що таке індекс пружини та яке його практичне значення?

15 Які внутрішні силові фактори виникають у поперечному перерізі витка пружини під дією осьового навантаження?

16 Чому під час розрахунку міцності циліндричної гвинтової пружини визначальними є дотичні, а не нормальні напруження?

17 Для чого під час розрахунку міцності враховують кривизну витків пружини?

18 Чому при максимальному навантаженні не допускається повне змикання витків пружини?

19 Що являє собою силова характеристика пружини та яку інформацію вона дає?

20 Як за діаграмою «навантаження – розвантаження» оцінити дисипативні властивості пружини?

Лабораторна робота 2

РОЗРАХУНОК ЛИСТОВОЇ РЕСОРИ РУХОМОГО СКЛАДУ НА МІЦНІСТЬ

2.1 Мета лабораторної роботи

Дослідити конструктивні особливості та пружні властивості листової ресори системи ресорного підвішування рухомого складу й оволодіти методикою її перевірконого розрахунку на міцність.

2.2 Теоретичні відомості для виконання лабораторної роботи

Листові ресори – це пружні елементи системи ресорного підвішування, призначені для пом'якшення ударів, сприйняття вертикальних навантажень та часткового гасіння коливань за рахунок сил тертя, що виникають між окремими листами під час деформування ресори. Листові ресори (рисунок 2.1) виготовляють із листів ресорно-пружинної кременистої сталі марок 55С2 і 60С2 [1].

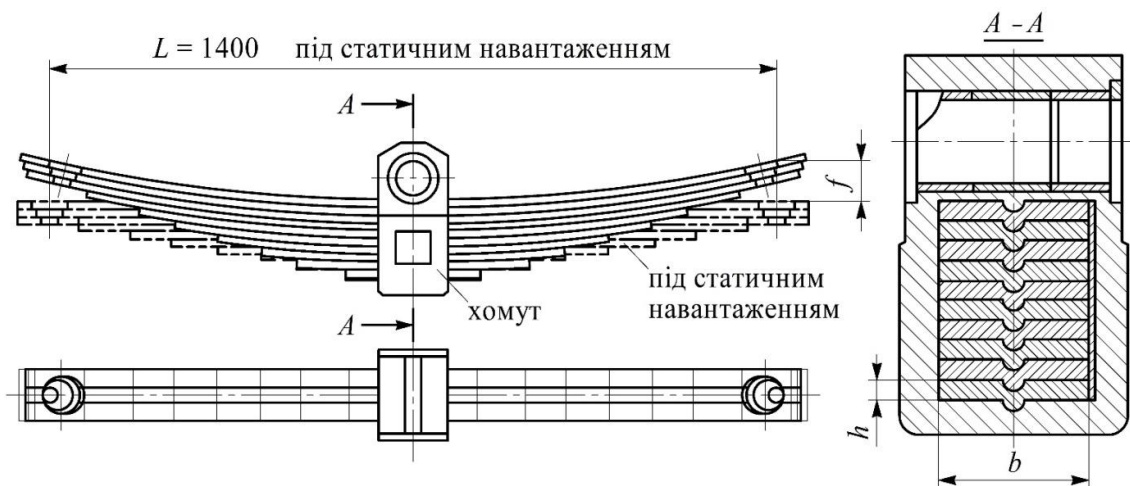


Рисунок 2.1 – Листова ресора

Конструктивно листова ресора складається з пакета окремих листів товщиною від 7 до 16 мм і шириною від 63 до 120 мм. Верхній, найдовший лист називають кореневим, а розташовані під ним листи такої самої

довжини – підкореновими. Решта листів мають меншу довжину і називаються набірними. Для запобігання взаємному поперечному зміщенню листів їх зазвичай виготовляють із жолобчастого профілю [3].

Після механічної обробки листи піддають термічному обробленню, яке включає гартування за температури близько 870 °С з охолодженням в оливі та подальший відпуск за температури близько 470 °С. Після термічного оброблення поверхню листів зміцнюють дробоструминною обробкою, що підвищує їх межу витривалості та довговічність. Для зменшення міжлистового тертя, підвищення чутливості ресори до зміни навантаження та зниження інтенсивності зношування поверхні листів їх змащують сумішшю машинної оливи (25 %), солідолу (25 %) і графіту (50 %). У середній частині пакет листів стягують хомутом, який встановлюють у гарячому стані та обтискають на пресі. Хомут виготовляють із вуглецевої сталі марок 10 або Ст3. Для зменшення концентрації напружень кінці листів заокруглюють. Унаслідок різної кривизни листів і попереднього стягування хомутом у ресорі виникають початкові внутрішні напруження навіть за відсутності зовнішнього навантаження.

Основними геометричними та пружними характеристиками листової ресори є її розрахункова довжина, стріла прогину та жорсткість [1].

За довжину ресори приймають відстань L між центрами отворів кореневого листа. Оскільки під дією навантаження геометрична форма ресори змінюється, розрізняють довжину ресори у вільному стані та розрахункову довжину, що відповідає розрахунковому навантаженню.

Стрілою прогину листової ресори називають найкоротшу відстань від прямої, що з'єднує центри отворів кореневого листа, до його поверхні в середній частині ресори. Для ресори у вільному стані цю відстань називають фабричною стрілою прогину або стрілою прогину у вільному стані. Різниця між стрілою прогину у вільному стані та стрілою прогину під

навантаженням визначає величину прогину ресори. Статичним прогином f_{cm} називають прогин ресори під дією статичного навантаження P_{cm} .

Жорсткість листової ресори характеризує її здатність чинити опір пружній деформації під дією зовнішнього навантаження [4]. На відміну від циліндричних гвинтових пружин, зміна прогину листової ресори супроводжується взаємним тертям її листів. Унаслідок цього залежності між навантаженням і прогином при навантаженні та розвантаженні не збігаються. Під час навантаження характеристика ресори (лінія O_1A) проходить вище теоретичної (лінія OC), а під час розвантаження (лінія BO_2) – нижче її (рисунок 2.2).

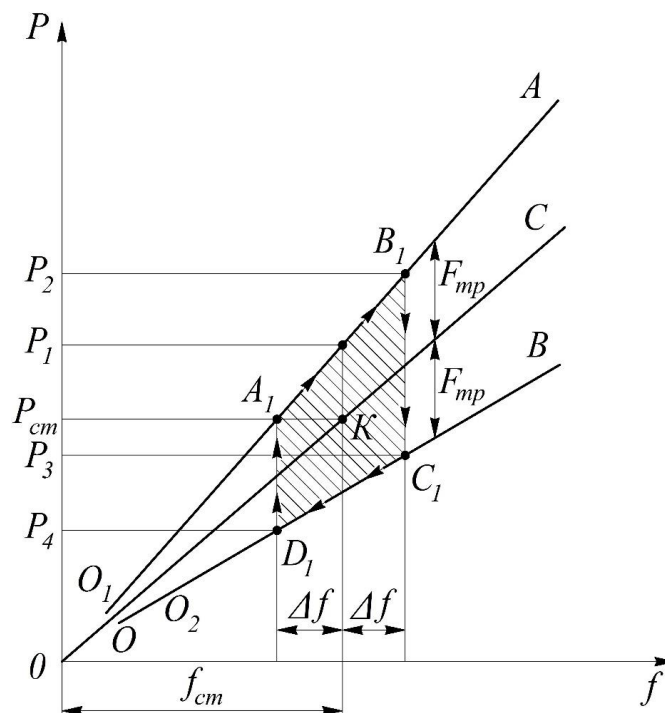


Рисунок 2.2 – Характеристика листової ресори

Унаслідок наявності міжлистового тертя експериментальна характеристика листової ресори утворює петлю гістерезису, а жорсткість при навантаженні та розвантаженні має різні значення. Середнє значення цих жорсткостей відповідає теоретичній жорсткості ресори. Як видно з

рисунку 2.2, збільшення навантаження, наприклад від P_1 до P_2 , супроводжується збільшенням прогину на величину Δf . При подальшому зменшенні навантаження від P_2 до P_3 прогин ресори практично не змінюється, оскільки зміна навантаження витрачається на подолання сил внутрішнього тертя між листами. Лише після подальшого зменшення навантаження, наприклад до P_4 , прогин починає зменшуватися на величину Δf .

Наявність міжлистового тертя призводить до того, що характеристики ресори при навантаженні та розвантаженні не збігаються, а утворюють петлю гістерезису (рисунок 2.2). Площа петлі гістерезису характеризує механічну енергію, що розсіюється силами тертя між листами ресори за один цикл навантаження–розвантаження.

Значне міжлисто́ве тертя негативно впливає на роботу листової ресори. Крім того, величина сил тертя не є сталою і змінюється в процесі експлуатації. У нових ресорах, поверхні листів яких у належний спосіб змащені, коефіцієнт тертя порівняно невеликий. У процесі експлуатації внаслідок забруднення поверхонь, втрати мастила та утворення продуктів корозії коефіцієнт тертя між листами збільшується, що призводить до підвищення жорсткості ресори та збільшення зони нечутливості. Якщо для нових ресор першого ступеня підвішування зона нечутливості становить близько 10...20 % статичного навантаження, то після кількох років експлуатації вона може збільшуватися у 2–3 рази.

Через це, незважаючи на простоту конструкції та достатню надійність, листові ресори в сучасному електричному рухомому складі застосовують обмежено. Перевагу віддають циліндричним гвинтовим пружинам, пневматичним ресорам та іншим сучасним пружним елементам, які забезпечують кращі динамічні властивості системи ресорного підвішування [2].

При спрощеному розрахунку листової ресори не враховують такі фактори: тертя між листами; закріплення листів у хомуті; неоднакову

кривизну листів; зміну довжини листів під навантаженням. У цьому випадку листову ресору розглядають як балку розрахункової довжини, навантажену по кінцях і оперту посередині (рисунок 2.3).

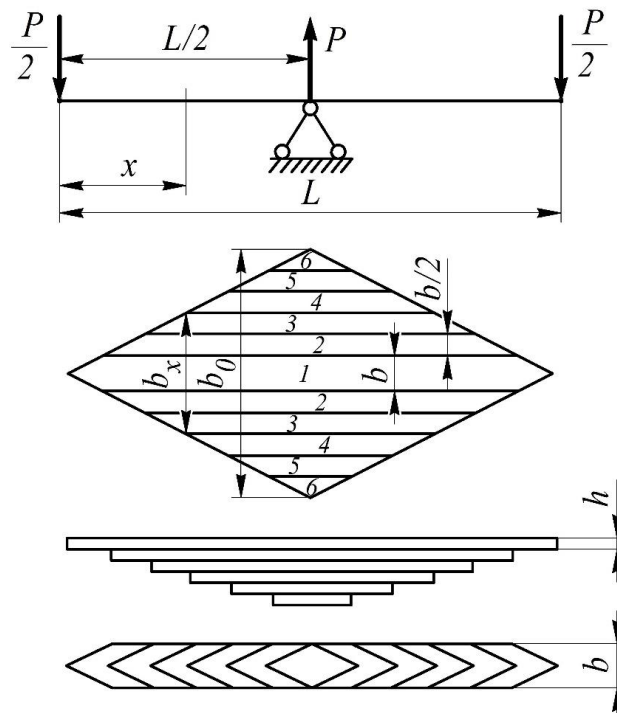


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема листової ресори як балки рівного опору

Балка рівного опору згину забезпечує найменшу матеріаломісткість конструкції за заданого прогину. Особливістю такої балки є те, що напруження згину в будь-якому її поперечному перерізі мають однакове значення. Для забезпечення цієї умови при постійній товщині листів ширина балки змінюється за лінійним законом. Саме на такій моделі ґрунтується спрощений розрахунок листової ресори на міцність.

Вихідними даними для розрахунку листової ресори є [1]: кількість кореневих і підкореневих листів n_k ; число набірних листів n_n ; ширина b і товщина h листів; розрахункова довжина ресори L ; ширина хомута a .

Якщо теоретичну балку рівного опору (рисунок 2.3) розрізати вздовж на окремі смуги, а потім об'єднати частини, позначені однаковими

номерами (2...6), утворюється розрахункова схема листової ресори. За такої схеми ширина кожної смуги визначається за виразом:

$$b = \frac{b_0}{n}, \quad (2.1)$$

де n – загальна кількість листів ресори.

Напруження згину в листах ресори під дією статичного навантаження визначають за виразом:

$$\sigma = \frac{M_y}{W_y} = \frac{P \cdot L/4}{b_0 \cdot h^2/6} = \frac{3 \cdot P \cdot L}{2 \cdot n \cdot b \cdot h^2}. \quad (2.2)$$

Під час перевірного розрахунку листових ресор рухомого складу допустиме напруження згину приймають рівним $[\sigma] = 650 \dots 850$ МПа. За цим значенням визначають допустиме максимальне навантаження, яке може сприймати ресора без втрати міцності.

Теоретичну жорсткість листової ресори визначають за виразом:

$$J_{cm} = \frac{4 \cdot E \cdot b \cdot h^3 \cdot (3 \cdot n_k + 2 \cdot n_n)}{3 \cdot (L - a/3)^3}, \quad (2.3)$$

де E – модуль пружності матеріалу;

b – ширина листа;

h – товщина листа;

L – розрахункова довжина ресори;

a – ширина хомута;

n_k – кількість корневих і підкорневих листів;

n_n – кількість набірних листів східчастої частини.

Між листами ресори виникають сили тертя, величина яких пропорційна силам взаємного притискання листів [2]. Оскільки сили притискання залежать від навантаження на ресору, сили тертя також змінюються пропорційно прикладеному навантаженню. Додатковими силами, що виникають унаслідок стискання листів хомутом, при спрощеному розрахунку нехтують через їхній незначний вплив.

Сили тертя між листами створюють додатковий опір деформуванню ресори, який характеризується силою тертя і визначається за виразом:

$$F_{mp} = \varphi \cdot P_{cm}, \quad (2.4)$$

де φ – коефіцієнт відносного тертя ресори, який визначають за виразом:

$$\varphi = 2 \cdot \mu \cdot (n_k + n_n - 1) \cdot \frac{h}{L}, \quad (2.5)$$

де μ – коефіцієнт тертя між листами ресори, значення якого залежить від стану поверхонь листів, наявності мастила та умов експлуатації ($\mu \approx 0,3 \dots 0,4$).

Залежність навантаження від прогину ресори при навантаженні (пряма O_1A на рисунку 2.2) описується виразом:

$$P_n = \mathcal{J}_m \cdot f + F = \mathcal{J} \cdot f \cdot (1 + \varphi). \quad (2.6)$$

При розвантаженні ресори (пряма BO_2 на рисунку 2.2) ця залежність визначається за виразом:

$$P_p = \mathcal{J}_m \cdot f - F = \mathcal{J} \cdot f \cdot (1 - \varphi). \quad (2.7)$$

У процесі циклічного навантаження та розвантаження характеристики ресори не збігаються, а утворюють замкнену петлю гістерезису.

Під час коливань надресорної будови з амплітудою Δf (рисунок 2.2) ресора працює у межах ділянки $A_1B_1C_1D_1$. Площа цієї петлі характеризує механічну енергію, що розсіюється силами міжлистового тертя за один цикл коливань, і є кількісною оцінкою дисипативних властивостей листової ресори.

2.3 Порядок виконання лабораторної роботи

У процесі виконання лабораторної роботи необхідно навести у звіті мету роботи, ознайомитися з конструкцією листової ресори, виконати її ескіз (рисунок 2.1) та ескіз розрахункової схеми (рисунок 2.3), після чого визначити основні геометричні параметри.

Основні геометричні параметри ресори визначають безпосереднім обмірюванням (за наявності натурного зразка) або приймають відповідно до індивідуального варіанта за таблицею А.2 Додатка А.

Отримані дані заносять до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Геометричні дані листової ресори

L , мм	a , м	$b \times h$, мм	Кількість листів ресори	
			n_k , од.	n_n , од.

Навантаження ресори та вимірювання її прогину виконують на експериментальному стенді або за допомогою віртуальної моделі, робочий інтерфейс якої наведено на рисунку 2.4. Результати експериментальних досліджень заносять до таблиці 2.2.

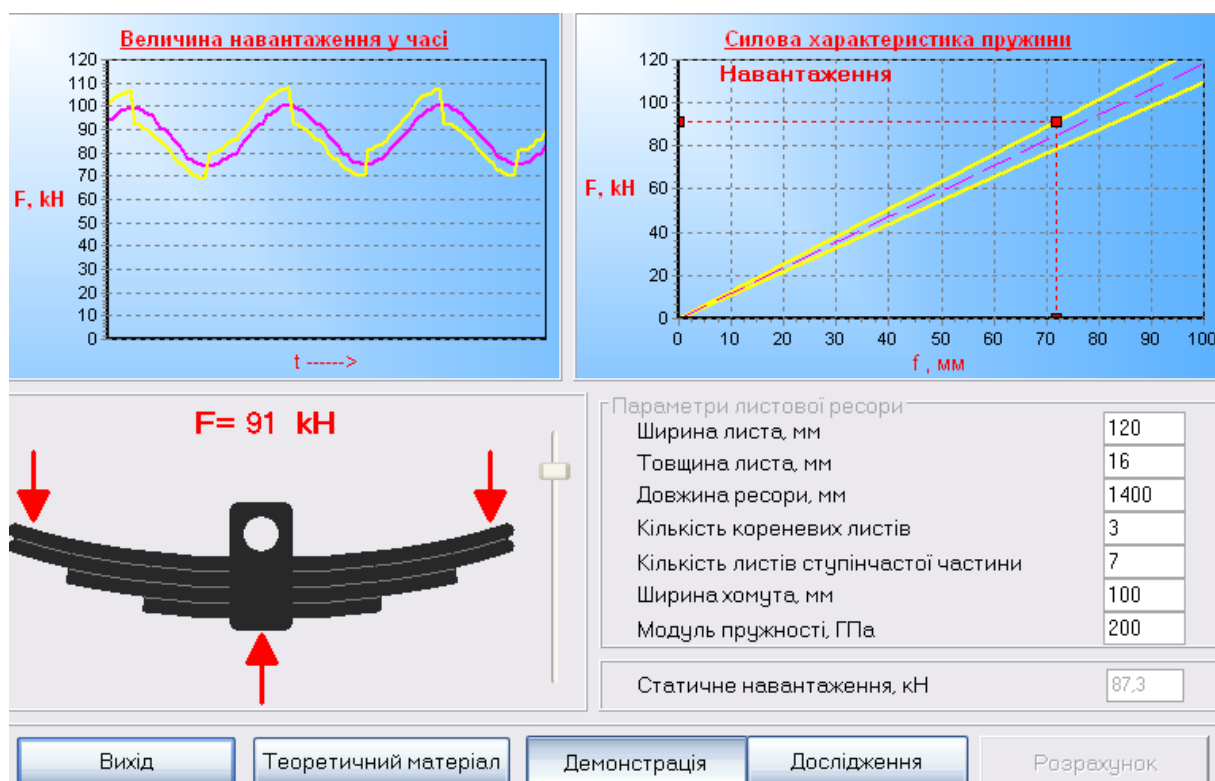


Рисунок 2.4 – Робочий інтерфейс віртуальної моделі для дослідження листової ресори системи ресорного підвішування

Таблиця 2.2 – Результати експерименту

Параметр	Навантаження				Розвантаження			
Сила F , кН								
Переміщення f , мм								

За експериментальними даними таблиці 2.2 будують діаграму «навантаження–розвантаження» (за аналогією до рисунку 2.2).

За отриманою діаграмою для кількох значень прогину f_i визначають півсуму ординат гілок навантаження O_1A та розвантаження BO_2 , після чого будують умовну лінію OK , яка характеризує пружну складову силової характеристики ресори. За побудованою лінією OK визначають експериментальне значення умовної жорсткості листової ресори як середнє арифметичне за виразом:

$$j_{cy} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{i=1}^m \frac{P_i}{f_i}, \quad (2.8)$$

де m – кількість точок, використаних для побудови умовної лінії OK .

Отримане експериментальне значення жорсткості порівнюють із теоретичним значенням, визначеним за виразом (2.3). Для оцінювання точності розрахунку визначають відносну похибку за виразом:

$$\varepsilon = \frac{|\mathcal{J}_m - \mathcal{J}_y|}{\mathcal{J}_m} \cdot 100 \%. \quad (2.9)$$

Далі визначають динамічну жорсткість листової ресори під час коливань надресорної будови за виразом:

$$j_{\partial} = \frac{P_{B_1} - P_{D_1}}{f_{B_1} - f_{D_1}}, \quad (2.10)$$

де P_{B_1} , f_{B_1} – відповідно найбільші навантаження і прогин (точка B_1);

P_{D_1} , f_{D_1} – відповідно найменші навантаження і прогин (точка D_1).

На завершальному етапі роботи аналізують результати виконаних розрахунків і роблять висновки щодо впливу геометричних параметрів листової ресори на її жорсткість. За діаграмою «навантаження–розвантаження» оцінюють дисипативні властивості ресори, а також пояснюють вплив міжлистового тертя на характер її силової характеристики.

Питання до захисту лабораторної роботи

1 Для чого призначені листові ресори в системі ресорного підвішування рухомого складу?

2 Які переваги та недоліки листових ресор порівняно з циліндричними гвинтовими пружинами?

3 Із яких основних елементів складається листова ресора та яке призначення кожного з них?

4 Які матеріали застосовують для виготовлення листових ресор?

5 Які технологічні операції виконують під час виготовлення листових ресор для підвищення їхніх міцності та довговічності?

6 Що називають довжиною листової ресори та стрілою її прогину?

7 Що характеризує коефіцієнт жорсткості листової ресори?

8 Чому характеристики листової ресори при навантаженні та розвантаженні не збігаються?

9 Що таке міжлистове тертя і як воно впливає на роботу ресори?

10 Що називають силою тертя листової ресори та від яких факторів вона залежить?

11 Чим коефіцієнт відносного тертя ϕ відрізняється від коефіцієнта тертя μ ?

12 Які припущення приймають під час спрощеного розрахунку листової ресори на міцність?

13 Що таке балка рівного опору згину та чому саме така розрахункова схема використовується для листової ресори?

14 Які геометричні параметри листової ресори найбільше впливають на її жорсткість?

15 Як товщина листів впливає на жорсткість ресори?

16 Як довжина листової ресори впливає на її жорсткість?

17 Як за діаграмою «навантаження–розвантаження» визначають умовну жорсткість листової ресори?

18 Що характеризує динамічна жорсткість листової ресори?

19 Що таке петля гістерезису та який фізичний зміст має її площа?

20 Як можна оцінити дисипативні властивості ресори?

Лабораторна робота 3

МОДЕЛЮВАННЯ ПРУЖНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

ПНЕВМОРЕСОРИ

3.1 Мета лабораторної роботи

Дослідити конструктивні особливості та пружні властивості пневморесори системи ресорного підвішування рухомого складу й оволодіти методикою математичного моделювання її пружної характеристики.

3.2 Теоретичні відомості для виконання лабораторної роботи

У другому ступені ресорного підвішування сучасного електричного рухомого складу дедалі більшого поширення набувають пневморесори. У пневматичних пружних елементах пружним середовищем є стиснене повітря, яке знаходиться в гумокордній оболонці. Завдяки можливості регулювання тиску повітря пневморесори забезпечують високі показники плавності ходу, зменшують динамічні навантаження на елементи екіпажної частини та сприяють підвищенню комфорту перевезень.

Основними перевагами пневморесор є [1]:

- можливість забезпечення значного статичного прогину та ефективного гасіння коливань завдяки використанню додаткових резервуарів і дросельних каналів;
- автоматичне підтримання сталої висоти підлоги кузова над рівнем головок рейок незалежно від зміни навантаження;
- можливість регулювання положення кузова відносно візків, зокрема під час проходження кривих ділянок колії;
- зменшення рівня динамічних навантажень на елементи екіпажної частини та колію;
- поліпшення плавності ходу, зменшення рівня вібрацій та підвищення комфорту перевезень.

Пружні характеристики пневморесори визначаються її геометричними параметрами, внутрішнім об'ємом, тиском стисненого повітря, властивостями гумокордної оболонки та конструктивними особливостями системи підресорювання. Змінюючи тиск повітря або ефективний об'єм пневматичної системи (шляхом під'єднання додаткового резервуара), можна цілеспрямовано змінювати жорсткість і пружну характеристику пневморесори.

Оскільки геометричні розміри пневморесори обмежуються умовами її розміщення у візку рухомого складу, для збільшення ефективного об'єму повітряного простору застосовують додаткові резервуари, які з'єднуються з пневморесорою трубопроводами. У багатьох конструкціях рухомого складу як додаткові резервуари використовують внутрішні порожнини окремих елементів рами візка [5].

З'єднувальні трубопроводи одночасно виконують функцію дросельних каналів, що забезпечують демпфірування коливань завдяки перетіканню повітря між пневморесорою та додатковим резервуаром. Для підтримання сталої висоти кузова система автоматичного регулювання під час збільшення навантаження подає до пневморесори додаткову кількість стисненого повітря, а при його зменшенні – випускає надлишок повітря в атмосферу. Після завершення процесу регулювання уповільнювальні елементи (дроселі) обмежують швидкість перетікання повітря, запобігаючи зайвим коливанням кузова та підвищуючи стійкість роботи системи підресорювання.

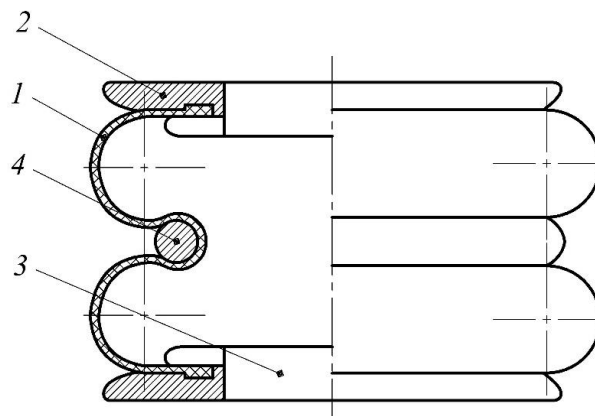
На сучасному рухомому складі застосовують такі основні типи пневморесор [1]:

- балонного типу, які сприймають переважно вертикальні навантаження;
- діафрагмового типу, які сприймають як вертикальні, так і горизонтальні навантаження;

– подушкового типу, які працюють переважно у вертикальному та поздовжньому напрямках;

– комбінованого типу, що забезпечують збільшений робочий хід і допускають значні вертикальні переміщення.

Пружну оболонку 1 двовиткової балонної пневморесори (рисунок 3.1) виготовляють з кількох шарів прогумованого корду, що має внутрішній герметизувальний і зовнішній захисний шари гуми. Для кріплення оболонки до верхньої 2 і нижньої 3 основ у її бортах передбачені бортові кільця зі сталевго дроту. Герметичність з'єднання забезпечується притискними кільцями або натягом оболонки на відповідні елементи арматури.



1 – пружна оболонка; 2, 3 – відповідно верхня і нижня підставки;

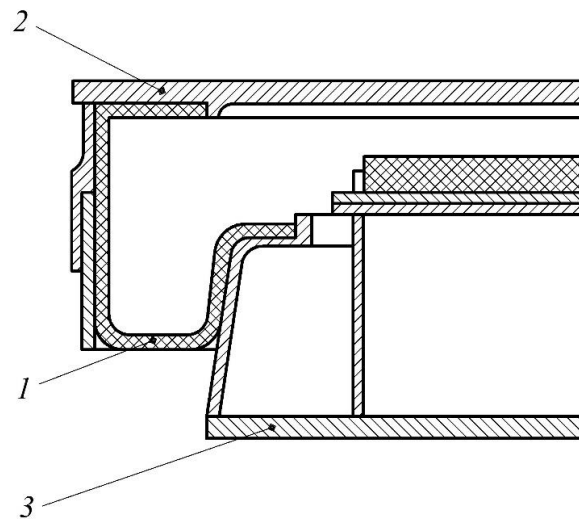
4 – опоясуюче кільце

Рисунок 3.1 – Балонна пневморесора

Під дією внутрішнього тиску повітря оболонка щільно притискається до арматури, що забезпечує її самоущільнення. Для збереження форми багатовиткових оболонок використовують опоясувальні кільця 4, які встановлюють під час складання пневморесори. Робочий хід двовиткових балонних пневморесор зазвичай становить близько 100 мм.

Пневморесори діафрагмового типу (рисунок 3.2) широко застосовують на сучасному швидкісному та високошвидкісному рейковому

рухомому складі. Їхню пружну оболонку 1 виготовляють із двох або більше шарів прогумованого корду із захисним і герметизувальним шарами гуми. Зверху оболонку закріплюють на металевому ковпаку 2, а знизу спирають на основу 3. Виступи ковпака формують діафрагму циліндричної форми, яка забезпечує необхідні деформаційні властивості пневморесори.



1 – пружна оболонка; 2 – ковпак; 3 – основа

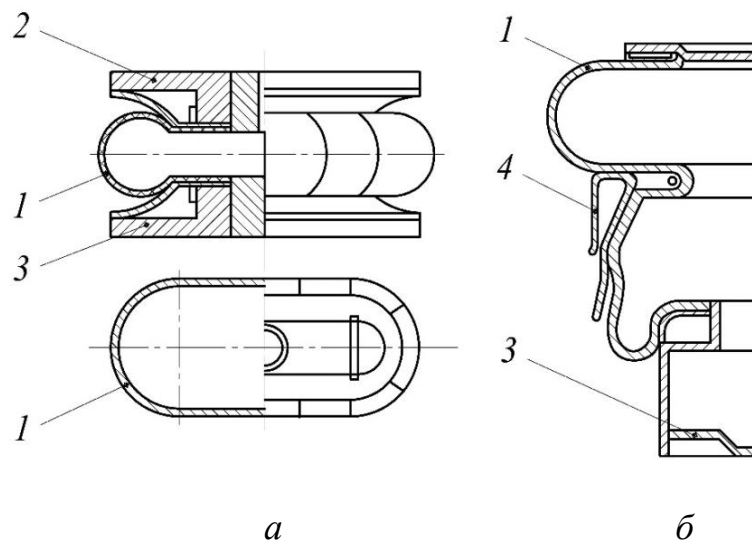
Рисунок 3.2 – Діафрагмова пневморесора

Опір діафрагмової пневморесори поперечним переміщенням виникає переважно внаслідок зміни площі та форми контакту пружної оболонки з опорною поверхнею, а також частково обумовлений жорсткістю самої оболонки. Завдяки такій конструкції діафрагмові пневморесори здатні сприймати не лише вертикальні, а й горизонтальні навантаження, що дає змогу відмовитися від застосування окремих повертальних пристроїв у системі ресорного підвішування.

Подушкові пневморесори (рисунок 3.3, а) відрізняються простою конструкцією та компактними габаритами. Їх пружна оболонка, виготовлена з гумокордного матеріалу, розташовується між верхньою і нижньою основами та під дією внутрішнього тиску повітря сприймає

переважно вертикальні й поздовжні навантаження. Такі пневморесори характеризуються достатньою несучою здатністю, простотою виготовлення та обслуговування, проте мають обмежений робочий хід і меншу здатність сприймати поперечні переміщення порівняно з діафрагмовими конструкціями.

Комбіновані пневморесори (рисунок 3.3, б) поєднують конструктивні особливості балонних і діафрагмових пневморесор, що дає змогу забезпечити збільшений робочий хід, значний статичний прогин і високі пружні властивості системи ресорного підвішування. Їх застосовують у конструкціях рухомого складу, де необхідно забезпечити великі вертикальні переміщення при збереженні компактних габаритів підвішування.



1 – пружна оболонка; 2, 3 – верхня і нижня основи; 4 – опоясуюче кільце

Рисунок 3.3 – Подушкова (а) і комбінована (б) пневморесори

Отже, вибір типу пневморесори визначається конструкцією екіпажної частини, необхідними пружними характеристиками, величиною допустимих переміщень та умовами експлуатації рухомого складу.

Найважливішою технічною характеристикою пневморесори є її жорсткість, яка визначається як відношення приросту навантаження до

відповідного приросту деформації або, в диференціальній формі, як похідна навантаження за деформацією. Жорсткість пневморесори залежить від внутрішнього об'єму гумокордної оболонки, об'єму додаткового резервуара, тиску стисненого повітря та режиму його стискання.

Поряд із суттєвими перевагами пневморесори мають і певні експлуатаційні особливості. Для підтримання необхідного тиску в системі потрібне безперервне живлення стисненим повітрям, що збільшує навантаження на компресорне обладнання та енергоспоживання пневматичної системи. Крім того, система пневматичного підвішування містить регулятори рівня, клапани, дросельні пристрої та інші елементи, що ускладнюють її конструкцію, підвищують вимоги до технічного обслуговування та збільшують вартість експлуатації.

Для математичного опису пружної характеристики пневморесори використовують рівняння стану газу для політропного процесу, яке має вигляд:

$$p = p_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V} \right)^n, \quad (3.1)$$

де n – показник політропи (при повільному статичному деформуванні пневморесори $n \approx 1$, а при динамічному – $n \approx 1,4$);

p_0 і V_0 – відповідно абсолютний тиск та об'єм повітря у вихідному положенні статичної рівноваги.

Поточні значення абсолютного тиску та об'єму повітря в пневморесорі визначають за виразами:

$$p = p_a + p_n; \quad (3.2)$$

$$V = V_0 + S_e \cdot \Delta, \quad (3.3)$$

де p_a –атмосферний тиск, Па;

p_n – надлишковий тиск повітря в пневморесорі, Па;

Δ – деформація пневморесори, м;

S_e – ефективна (несуча) площа пневморесори, м², що визначають як:

$$S_e = \frac{\pi \cdot d^2}{4}. \quad (3.4)$$

Навантаження, що сприймається пневморесорою, визначають як суму сил, створюваних пружною гумокордною оболонкою та стисненням повітрям:

$$F = F_{об} + F_n = \mathcal{J}_{об} \cdot \Delta + p_n \cdot S_e = \mathcal{J}_{об} \cdot \Delta + (p - p_a) \cdot S_e. \quad (3.5)$$

Для спрощення математичної моделі приймають такі припущення.

По-перше, жорсткість гумокордної оболонки $\mathcal{J}_{об}$ зазвичай є незначною порівняно з жорсткістю стисненого повітря, тому першим доданком у виразі (3.5) можна знехтувати.

По-друге, під час деформування пневморесори її зовнішній діаметр змінюється незначно. Тому при математичному моделюванні пружної характеристики ефективну (несучу) площу S_e гумокордної оболонки приймають сталою величиною, незалежною від деформації Δ .

З урахуванням прийнятих припущень, а також виразів (3.1)–(3.3), остаточний вигляд математичної моделі пружної характеристики пневморесори одержують у вигляді:

$$F(\Delta) = \left[\frac{p_0 \cdot V_0^n}{(V_0 - S_e \cdot \Delta)^n} - p_a \right] \cdot S_e. \quad (3.6)$$

Отриманий вираз описує пружну силову характеристику пневморесори та дає змогу дослідити вплив її конструктивних параметрів, робочого тиску й деформації на величину навантаження. Саме ця математична модель є основою для подальшого моделювання та аналізу пружних характеристик пневморесори під час виконання лабораторної роботи.

3.3 Порядок виконання лабораторної роботи

У процесі виконання лабораторної роботи необхідно навести у звіті мету роботи та виконати ескіз досліджуваної пневморесори відповідно до індивідуального варіанта (рисунки 3.1, 3.2 або 3.3, а), який задано за таблицею А.3 Додатка А. Згідно з індивідуальним варіантом визначають вихідні дані, необхідні для математичного моделювання пружної характеристики пневморесори.

Розрахунки, побудову графічних залежностей та аналіз отриманих результатів виконують за допомогою комп'ютерної математичної системи Mathcad. У процесі виконання роботи необхідно реалізувати математичну модель пневморесори, виконати розрахунки для заданих умов дослідження та побудувати відповідні пружні характеристики. За отриманими графічними залежностями аналізують вплив робочого тиску повітря на пружні властивості та жорсткість пневморесори.

Під час дослідження пружної характеристики необхідно передбачити можливість виконання розрахунків для різних значень робочого надлишкового тиску повітря. З цією метою вираз (3.6) подають у вигляді функції двох аргументів:

$$F(\Delta, p) = \left[\frac{p \cdot V_0^n}{(V_0 - S \cdot \Delta)^n} - p_a \right] \cdot S_e. \quad (3.7)$$

Статичному навантаженню пневморесори відповідає нульове значення деформації ($\Delta = 0$). Тому функція одного аргументу $F(0, p)$ дає змогу встановити залежність між статичним навантаженням і робочим тиском повітря, необхідним для підтримання сталої висоти підресореної частини рухомого складу незалежно від зміни навантаження.

За результатами розрахунків будують пружні характеристики пневморесори для кількох значень робочого тиску повітря та виконують їх порівняльний аналіз. На підставі отриманих графічних залежностей оцінюють вплив робочого тиску на жорсткість і пружні властивості пневморесори.

У висновках необхідно узагальнити результати моделювання, охарактеризувати особливості пневморесори як пружного елемента системи ресорного підвішування та оцінити можливості регулювання її пружної характеристики шляхом зміни робочого тиску повітря.

Питання до захисту лабораторної роботи

1 Для чого застосовують пневморесори в системах ресорного підвішування рейкового рухомого складу?

2 Які основні переваги мають пневморесори порівняно з металевими пружними елементами ресорного підвішування?

3 Від яких конструктивних і експлуатаційних параметрів залежать пружні характеристики пневморесори та як зміна цих параметрів впливає на її жорсткість і несучу здатність?

4 Які основні типи пневморесор застосовують на сучасному рейковому рухомому складі та чим вони відрізняються між собою?

5 Якою є конструкція балонної пневморесори, з яких основних елементів вона складається та в чому полягає принцип її роботи?

6 Якою є конструкція діафрагмової пневморесори та які її основні переваги порівняно з балонною?

7 Які конструктивні особливості мають пневморесори подушкового та комбінованого типів і в яких випадках їх застосовують?

8 Для чого пневморесору з'єднують із додатковим резервуаром і яку функцію виконує дросельний канал?

9 Як забезпечується підтримання сталої висоти кузова рухомого складу незалежно від зміни його завантаження?

10 Що характеризує жорсткість пневморесори та від яких параметрів вона залежить?

11 Які експлуатаційні особливості та недоліки обмежують застосування пневморесор на рейковому рухомому складі?

12 Яке рівняння використовують для опису термодинамічного процесу, що відбувається в пневморесорі?

13 Що характеризує показник політропи та яких значень він набуває при статичному і динамічному деформуванні пневморесори?

14 Які припущення приймають при математичному моделюванні пружної характеристики пневморесори та чим вони обґрунтовані?

15 Чому при математичному моделюванні пружної характеристики можна знехтувати жорсткістю гумокордної оболонки?

16 Чому при математичному моделюванні ефективну (несучу) площу пневморесори приймають сталою величиною?

17 Які фізичні величини пов'язує математична модель пружної характеристики пневморесори?

18 Як впливає зміна робочого тиску повітря на жорсткість і пружну характеристику пневморесори?

19 З якою метою пружні характеристики пневморесори будують для кількох значень робочого тиску повітря та які закономірності можна встановити за результатами їх порівняльного аналізу?

20 Які переваги надає математичне моделювання при дослідженні пружних характеристик пневморесори?

Лабораторна робота 4

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ГУМОВОГО АМОРТИЗАТОРА ПІДВІСКИ ТЯГОВОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА

4.1 Мета лабораторної роботи

Дослідити пружні властивості гумового амортизатора підвіски тягового електродвигуна та оволодіти методикою їх математичного моделювання.

4.2 Теоретичні відомості для виконання лабораторної роботи

Гумові елементи широко застосовують у конструкціях рухомого складу як пружні елементи, амортизатори та елементи рухомих з'єднань. Завдяки високій допустимій відносній деформації, значному внутрішньому тертю та здатності розсіювати механічну енергію вони забезпечують не лише сприйняття статичних і динамічних навантажень, а й ефективне гасіння коливань і вібрацій [1]. У ряді конструкцій це дає змогу відмовитися від застосування окремих гасителів коливань, зокрема у буксовому ступені ресорного підвішування.

Внутрішнє тертя в гумі особливо ефективно пригнічує високочастотні коливання, зменшуючи рівень шуму та вібрації. Разом із тим розсіювання механічної енергії супроводжується виділенням теплоти, що призводить до нагрівання гумових елементів і за певних умов може негативно впливати на їхню довговічність та експлуатаційні властивості.

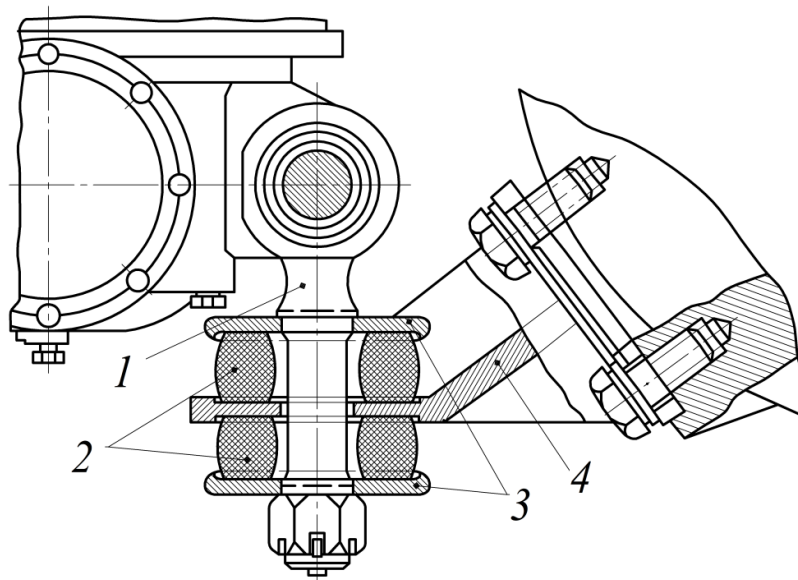
Завдяки високій допустимій деформації зсуву гумові елементи широко застосовують у сферичних і циліндричних шарнірах (сайлентблоках), багатошарових опорах та інших рухомих з'єднаннях. На відміну від традиційних металевих шарнірів, у таких вузлах практично відсутнє поверхневе тертя між деталями, що істотно зменшує їх зношування та усуває необхідність використання мастильних матеріалів.

Пружні властивості гумових елементів визначаються фізико-механічними характеристиками матеріалу. Залежно від марки гуми її модуль пружності може змінюватися у широких межах, що дає змогу отримувати необхідну жорсткість пружного елемента. До основних недоліків гуми належать залежність фізико-механічних властивостей від температури навколишнього середовища, а також поступове старіння матеріалу під дією механічних навантажень і зовнішніх чинників.

Гумометалеві амортизатори виготовляють у вигляді прямокутних пластин, суцільних або кільцевих шайб, порожнистих конусів і втулок. Такі конструкції застосовують у підвісках тягових електродвигунів, центральних опорах кузова, буксових вузлах та інших елементах екіпажної частини рухомого складу. Під час роботи гумові елементи можуть сприймати деформації стиску, зсуву або їх поєднання, що визначається конструкцією вузла та характером прикладеного навантаження [4].

Для виготовлення гумометалевих амортизаторів використовують спеціальні морозостійкі марки гуми, які забезпечують необхідні пружні властивості в широкому діапазоні температур. Експериментально встановлено, що при деформуванні гуми її об'єм практично не змінюється, тобто вона поводить себе як нестисливий матеріал. Тому для забезпечення необхідної деформації гумового елемента його конструкція має передбачати можливість вільного випирання гуми через незакріплені бічні поверхні.

Одним із поширених конструктивних рішень пружної підвіски тягового електродвигуна є гумометалевий амортизатор, конструкцію якого наведено на рисунку 4.1. Він складається з двох гумових шайб, розташованих між сталевими шайбами, між якими з попереднім натягом затиснуто кронштейн тягового електродвигуна. Така конструкція забезпечує пружне підвішування двигуна, зменшує передачу вібрацій на раму візка та сприяє зниженню динамічних навантажень на елементи екіпажної частини.



1 – підвіска; 2 – гумові шайби; 3 – сталеві шайби;

4 – кронштейн тягового електродвигуна

Рисунок 4.1 – Пружна підвіска тягового двигуна

Для врахування впливу геометричної форми гумового елемента та умов закріплення його торцевих поверхонь вводять умовний модуль пружності при стисканні, який визначають за виразом:

$$E_y = E \cdot (1 + \alpha \cdot \phi) = E \cdot k_\phi, \quad (4.1)$$

де α – коефіцієнт, що враховує спосіб кріплення торців гумового елемента (за відсутності взаємного переміщення опорних поверхонь гумових і сталевих шайб, тобто при жорсткому закріпленні торців, $\alpha = 4,67$);

ϕ – коефіцієнт форми, який характеризує вплив геометричних розмірів гумового елемента на його пружні властивості та визначається як відношення площі навантаженої поверхні S до площі вільних поверхонь випирання.

Для гумового елемента, виконаного у вигляді циліндричної шайби з вільними бічними поверхнями, коефіцієнт форми визначають за виразом:

$$k_{\phi} = 1 + 4,67 \cdot \frac{D - d}{4 \cdot h_{uu}}. \quad (4.2)$$

Площу поперечного перерізу гумової шайби визначають за виразом:

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \quad (4.3)$$

Пружна характеристика гумового амортизатора є нелінійною, оскільки зі збільшенням деформації змінюється ефективна жорсткість гумового елемента. Залежність сили стискування від величини деформації описується співвідношенням:

$$P(\Delta) = E \cdot k_{\phi} \cdot S \cdot \frac{\Delta}{h_{uu} - \Delta} \cdot 10^{-3}, \quad (4.4)$$

де $P(\Delta)$ – сила стискування гумової шайби, кН;

E – модуль пружності гуми, Н/мм²;

Δ – деформація гумової шайби, мм.

Під час реалізації максимальної сили тяги на підвіску тягового електродвигуна, крім його власної ваги, діє додаткове тягове навантаження, яке визначають за виразом:

$$R_m = \frac{F_k \cdot D_k}{2 \cdot L}. \quad (4.5)$$

Для запобігання розкриттю гумометалевого амортизатора, коли тягове навантаження спрямоване донизу, верхня гумова шайба має бути попередньо стиснута силою, не меншою за тягове навантаження R_m . Попередній натяг забезпечує безперервний контакт елементів підвіски та

виключає появу зазорів у процесі експлуатації. Деформацію попереднього натягу верхньої гумової шайби Δ_{ϵ} визначають із умови $P(\Delta_{\epsilon}) = R_m$ за виразом:

$$\Delta_{\epsilon} = \frac{R_m \cdot h_{ш}}{E \cdot k_{\phi} \cdot S \cdot 10^{-3} + R_m}. \quad (4.6)$$

Деформація попереднього натягу нижньої гумової шайби Δ_n є більшою, оскільки, крім тягового навантаження, вона сприймає вагу тягового електродвигуна (при навантаженні R_n). Її визначають за виразом:

$$\Delta_n = \frac{R_n \cdot h_{ш}}{E \cdot k_{\phi} \cdot S \cdot 10^{-3} + R_n}, \quad (4.7)$$

$$R_n = R_m + 0,5 \cdot P_o. \quad (4.8)$$

З урахуванням попереднього натягу силові характеристики верхньої та нижньої гумових шайб описуються залежностями:

– верхньої гумової шайби:

$$P_{\epsilon}(\Delta) = P(\Delta + \Delta_{\epsilon}); \quad (4.9)$$

– нижньої гумової шайби:

$$P_n(\Delta) = -P(\Delta_n - \Delta). \quad (4.10)$$

Сумарна силова характеристика гумометалевого амортизатора визначається як сума сил, що сприймаються верхньою та нижньою гумовими шайбами:

$$P_{\Sigma}(\Delta) = P_{\epsilon}(\Delta) + P_{\eta}(\Delta). \quad (4.11)$$

Наведені залежності є справедливими лише в межах діапазону деформацій $-\Delta_{\epsilon} \leq \Delta \leq \Delta_{\eta}$, за якого зберігається контакт усіх елементів амортизатора. При виході за ці межі відбувається його розкриття, внаслідок чого математична модель втрачає фізичний зміст.

Коефіцієнт жорсткості гумометалевого амортизатора визначають як похідну сили за деформацією:

$$жс = \frac{2 \cdot P(\Delta_{\eta} + \Delta_{\epsilon}) \cdot 10^3}{\Delta_{\eta} + \Delta_{\epsilon}}. \quad (4.12)$$

Отримані математичні залежності дають змогу оцінити вплив геометричних параметрів гумових шайб, фізико-механічних властивостей гуми та попереднього натягу на пружні властивості гумометалевого амортизатора, що є основою для аналізу його роботи в системі підвішування тягового електродвигуна.

4.3 Порядок виконання лабораторної роботи

У звіті з лабораторної роботи необхідно навести мету роботи та виконати ескіз гумометалевого амортизатора підвіски тягового електродвигуна відповідно до рисунку 4.1.

Згідно з індивідуальним варіантом за таблицею А.4 Додатка А приймають такі вихідні дані: P_0 – вага тягового електродвигуна, кН; F_k – максимальна сила тяги, віднесена до однієї колісної пари, кН; D_k – діаметр колеса по колу кочення, м; L – опорна база тягового електродвигуна, м; E – модуль пружності гуми, Н/мм²; D – зовнішній діаметр гумової шайби, мм; d – внутрішній діаметр гумової шайби, мм; $h_{\text{ш}}$ – висота гумової шайби у вільному стані, мм.

Розрахунки, побудову графіків та аналіз отриманих результатів виконують за допомогою комп'ютерної математичної системи Mathcad.

На основі вихідних даних за виразом (4.2) визначають коефіцієнт форми гумової шайби, а за виразом (4.3) – площу поперечного перерізу гумової шайби. Після цього за залежністю (4.4) будують пружну характеристику гумової шайби, яка встановлює взаємозв'язок між силою стискання та деформацією гумового елемента і використовується для аналізу його роботи під дією експлуатаційних навантажень.

Виконавши за виразами (4.5)–(4.8) розрахунок величини тягового навантаження та деформації попереднього натягу верхньої і нижньої гумових шайб, на основі рівнянь (4.9)–(4.11) будують в єдиній системі координат силові характеристики верхньої та нижньої гумових шайб, а також сумарну силову характеристику гумометалевого амортизатора. За отриманою характеристикою визначають коефіцієнт жорсткості підвіски за виразом (4.12) та оцінюють вплив попереднього натягу на пружні властивості гумометалевого амортизатора.

Звіт з лабораторної роботи завершують висновками, у яких аналізують отримані результати, оцінюють вплив геометричних параметрів гумових шайб, фізико-механічних властивостей гуми та попереднього натягу на силову характеристику і жорсткість гумометалевого амортизатора, а також обґрунтовують особливості його роботи у системі підвішування тягового електродвигуна.

Питання до захисту лабораторної роботи

1 Яке призначення гумових пружних елементів у конструкціях рухомого складу та які функції вони виконують у ресорному підвішуванні?

2 Які переваги гумових амортизаторів порівняно з металевими пружними елементами та які фактори обмежують їх застосування?

3 Які фізичні властивості гуми забезпечують одночасне виконання нею пружної та демпфувальної функцій?

4 Чому внутрішнє тертя в гумі сприяє зменшенню вібрацій, але водночас може негативно впливати на довговічність гумових елементів?

5 Які конструкції гумометалевих амортизаторів застосовують на рухомому складі та в яких вузлах вони використовуються?

6 Чому під час деформування гуми її об'єм є практично незмінним та як ця властивість впливає на конструкцію гумових амортизаторів?

7 Чому для забезпечення пружної деформації гумового елемента необхідно передбачати можливість випирання гуми через вільні поверхні?

8 Якою є конструкція гумометалевого амортизатора підвіски тягового електродвигуна та яке призначення його основних елементів?

9 Які види навантажень і деформацій можуть виникати в гумових елементах під час експлуатації рухомого складу?

10 Для чого при розрахунку гумових амортизаторів вводять умовний модуль пружності при стисканні та які фактори він враховує?

11 Який фізичний зміст має коефіцієнт форми гумового елемента та як він впливає на його пружні властивості?

12 Чому силова характеристика гумової шайби має нелінійний характер та які параметри визначають її вигляд?

13 Що відображає силова характеристика гумового амортизатора?

14 Для чого створюють попередній натяг гумових шайб?

15 Чому попередній натяг верхньої та нижньої шайб є різним?

16 Для чого будують силові характеристики гумових шайб?

17 Як визначають сумарну силову характеристику гумометалевого амортизатора?

18 За яких умов відбувається розкриття гумометалевого амортизатора?

19 Як визначають жорсткість гумометалевого амортизатора?

20 Які параметри визначають пружні властивості гумометалевого амортизатора?

Лабораторна робота 5

МОДЕЛЮВАННЯ СИЛОВОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРУЖНОФРИКЦІЙНОГО З'ЄДНАННЯ

5.1 Мета лабораторної роботи

Дослідження закономірностей формування силової характеристики пружнофрикційного з'єднання та оцінка його демпфувальних властивостей.

5.2 Теоретичні відомості для виконання лабораторної роботи

Фрикційними називають матеріали, що характеризуються високим коефіцієнтом тертя та призначені для передачі або розсіювання механічної енергії за рахунок сил сухого тертя [1]. Такі матеріали широко застосовують у гальмівних системах, фрикційних муфтах, демпфувальних пристроях та інших вузлах рухомого складу. Відповідно гасителі коливань, принцип дії яких ґрунтується на використанні сил сухого тертя, називають фрикційними гасителями коливань.

За конструкцією фрикційні гасителі коливань поділяють на важільно-дискові, клинові та телескопічно-поршневі. Їх застосовують у ресорному підвішуванні різних типів локомотивів, електро- та дизель-поїздів залежно від конструкції екіпажної частини та вимог до ефективності демпфування коливань [2].

Основою важільно-дискового фрикційного гасителя коливань (рисунок 5.1) є опорний диск 5, жорстко закріплений на рамі візка. На осі 6 встановлено поворотний важіль 4, який взаємодіє з натискною пружиною 2, кришкою 3 та фігурною шайбою 1. Поверхні поворотного важеля, що контактують з опорним диском і кришкою, оснащені фрикційними накладками. Подовжена частина важеля через повідець 7 з'єднується з буксовим вузлом, а гумові втулки повідця компенсують незначні взаємні перекоси елементів підвішування.

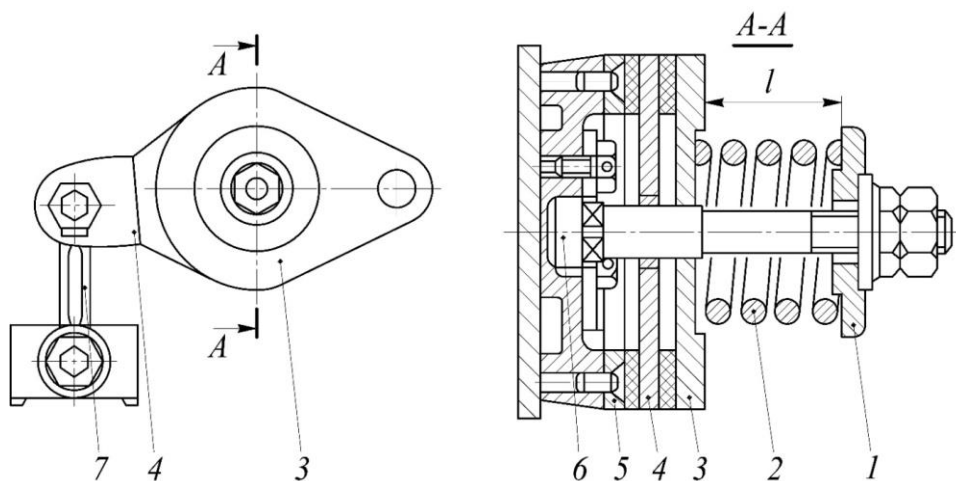


Рисунок 5.1 – Важільно-дисковий (поворотний) фрикційний гаситель

Під час вертикальних коливань рами візка відносно буксового вузла поворотний важіль здійснює кутове переміщення, унаслідок чого між фрикційними поверхнями виникають сили сухого тертя. Робота цих сил забезпечує розсіювання механічної енергії коливань і, відповідно, їх ефективне демпфування. Величина сили тертя визначається силою притискання фрикційних поверхонь, яка залежить від попереднього стискання натискної пружини [6].

До матеріалів пар тертя, що застосовуються у фрикційних гасителях коливань, висувають комплекс вимог, основними з яких є стабільність коефіцієнта тертя, висока зносостійкість, достатня механічна міцність, теплостійкість, низький коефіцієнт теплового розширення та добра припрацьовуваність контактних поверхонь. Використання сучасних композиційних і металокерамічних матеріалів забезпечує підвищення зносостійкості тертьових пар, стабільність демпфувальних властивостей та ефективне розсіювання енергії коливань протягом тривалого терміну експлуатації.

Пружнофрикційні з'єднання поєднують пружні елементи та фрикційні гасителі коливань, забезпечуючи одночасно пружне сприйняття навантажень і розсіювання енергії механічних коливань [7]. Залежно від

способу взаємного розташування елементів розрізняють паралельну та послідовно-паралельну схеми їх з'єднання (рисунок 5.2).

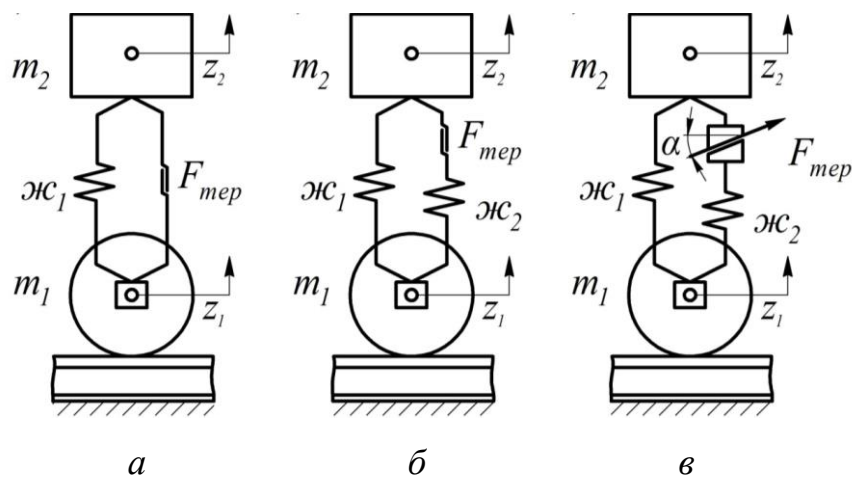


Рисунок 5.2 – Схеми пружнофрикційних з'єднань

Найбільшого поширення в конструкціях ресорного підвішування набуло паралельне з'єднання пружного елемента та фрикційного гасителя (рисунок 5.2, а). У послідовно-паралельній схемі (рисунок 5.2, б) між пружним елементом і фрикційним гасителем встановлюють додатковий пружноізолюючий елемент, який забезпечує більш плавну зміну сили тертя під час переходу від навантаження до розвантаження. У схемі, наведеній на рисунку 5.2, в, сила тертя змінюється пропорційно деформації пружного елемента, оскільки визначається силою притискання фрикційних поверхонь.

Однією з характерних особливостей пружнофрикційних з'єднань є можливість виникнення явища «заклинювання» ресорного підвішування. Воно спостерігається тоді, коли зовнішня сила, що діє на пружний елемент, є меншою за силу сухого тертя у фрикційному гасителі. У цьому випадку взаємне переміщення елементів підвішування не відбувається, а вони переміщуються як єдине ціле. Найчастіше такий режим виникає за малих амплітуд коливань або незначних зовнішніх збурень. Для

запобігання заклинюванню застосовують пружноізолювані фрикційні гасителі, у яких між пружним елементом і фрикційною парою встановлюють додатковий пружний елемент. Таке конструктивне рішення забезпечує безперервну роботу ресорного підвішування навіть у тих випадках, коли сила тертя тимчасово перевищує зовнішнє навантаження.

5.3 Порядок виконання лабораторної роботи

У звіті з лабораторної роботи необхідно навести мету роботи та викреслити схеми досліджуваних пружнофрикційних з'єднань (рисунок 5.2).

Згідно з індивідуальним варіантом за таблицею А.5 Додатка А обирають вихідні дані та за допомогою комп'ютерної математичної системи MathCAD здійснюють розрахунки і побудову графіків, що додають як протокол до звіту з лабораторної роботи. Вихідними даними при моделюванні характеристики пружнофрикційного з'єднання за схемою рисунка 5.2, а є: $\mathcal{K}_1$ – коефіцієнт жорсткості пружного елемента, кН/мм; $F_{тер}$ – сила тертя фрикційного гасителя, кН; $F_{ст}$ – сила статичного навантаження, кН; Δ_a – амплітуда деформацій пружного елемента, мм.

Характеристику пружного елемента визначають за виразом:

$$F_{np} = \mathcal{K}_1 \cdot \Delta, \quad (5.1)$$

а характеристику фрикційного елемента як:

$$F_{fp} = F_{тер} \cdot \text{sign}(\dot{\Delta}), \quad (5.2)$$

де Δ – деформація пружного елемента;

$\dot{\Delta}$ – швидкість деформації.

При навантаженні (зростанні прогину) сила реакції дорівнює сумі пружної і фрикційної складових, а при розвантаженні – різниці цих сил:

$$F(\Delta) = F_{np} + F_{fp} = \mathcal{K}_1 \cdot \Delta + F_{mnp} \cdot \text{sign}(\dot{\Delta}) \quad (5.3)$$

Під час коливань надресорної будови навколо положення статичної рівноваги формується петльова характеристика $ABCD$ (рисунок 5.3).

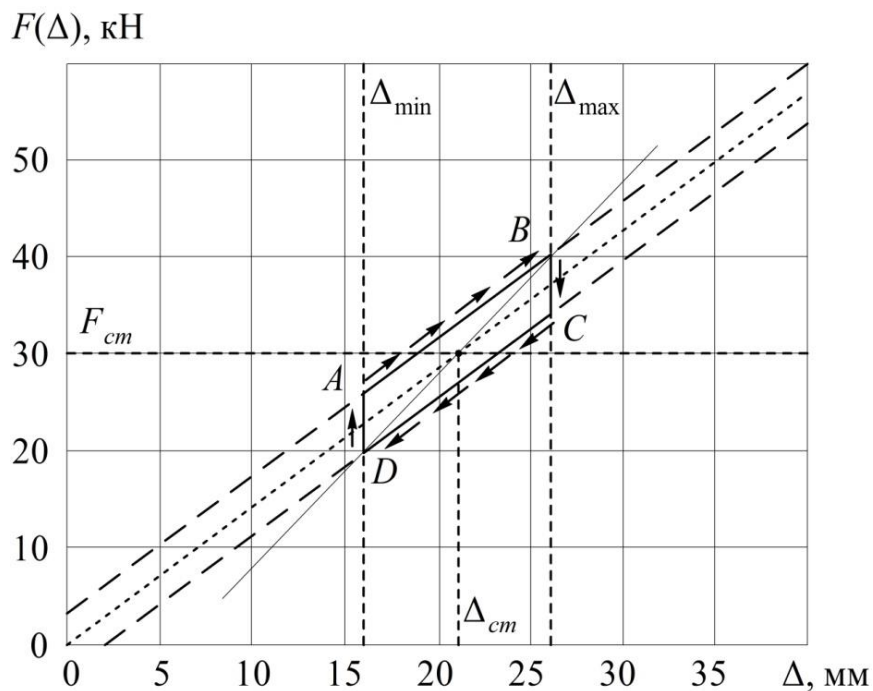


Рисунок 5.3 – Характеристика пружнофрикційного з'єднання, сформована за схемою рисунку 5.2, а

Для моделювання силової характеристики пружнофрикційного з'єднання за схемою рисунку 5.2, б задається коефіцієнт жорсткості $\mathcal{K}_2 = 2 \cdot \mathcal{K}_1$. Решта параметрів така ж, як і у попередній схемі.

За результатами моделювання отримують петльову характеристику $ABCD$ (рисунок 5.4), що відповідає коливанням надресорної будови навколо положення статичної рівноваги.

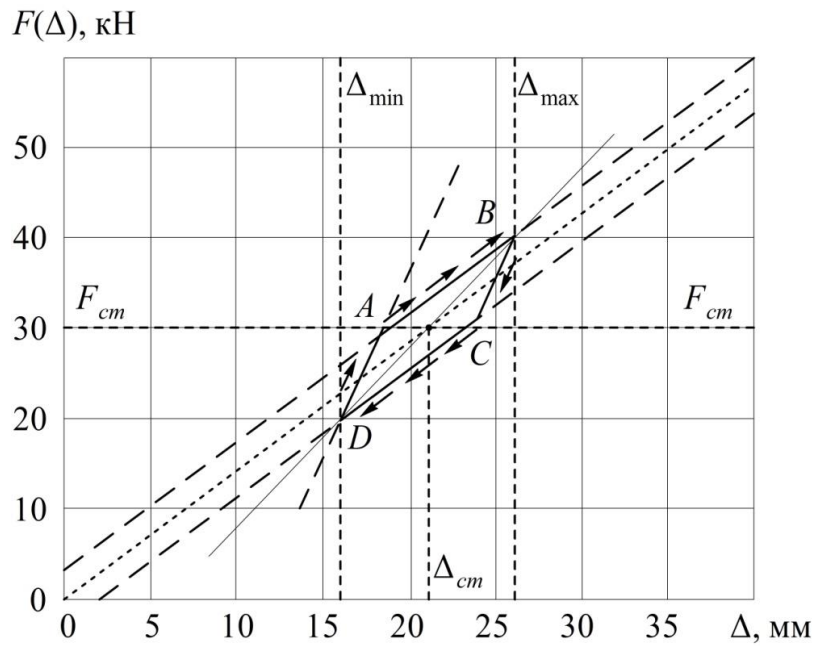


Рисунок 5.4 – Характеристика пружнофрикційного з'єднання з пружноізолюваним гасителем, сформована за схемою рисунка 5.2, б

Лінія AB навантаження і лінія CD розвантаження пружнофрикційного комплекту при одночасній роботі пружного елемента $\mathcal{J}_1$ і фрикційного гасителя описуються виразом (5.3), а графічно виглядають як це показано на рисунку 5.3. Проте перехід від навантаження до розвантаження (лінія BC) і навпаки – від розвантаження до навантаження (лінія DA) здійснюється не стрибком, а за участю пружноізолюючого елемента з жорсткістю $\mathcal{J}_2$.

Відрізок DA характеристики на рисунку 5.4 відповідає першій стадії навантаження, коли сила тертя змінює напрямок (знак), а фрикційні диски гасителя ще не проковзують. Рівняння прямої DA має вигляд:

$$F_{12}(\Delta) = (\mathcal{J}_1 + \mathcal{J}_2) \cdot \Delta - \mathcal{J}_2 \cdot \Delta_{\min} - F_{\text{тер}}. \quad (5.4)$$

Відрізок BC характеристики (рисунок 5.4) відповідає першій стадії розвантаження. Рівняння прямої BC має вигляд:

$$F_{22}(\Delta) = (\mathcal{H}_1 + \mathcal{H}_2) \cdot \Delta - \mathcal{H}_2 \cdot \Delta_{\max} + F_{\text{тер}}. \quad (5.5)$$

Площа петлі $ABCD$ на обох рисунках 5.3 і 5.4 з урахуванням масштабів сил F і деформацій Δ чисельно дорівнює роботі сил тертя за один повний цикл коливань, саме така величина енергії коливань розсіюється гасителем за кожний цикл.

За результатами моделювання розраховують так звану динамічну жорсткість пружнофрикційного з'єднання:

$$\mathcal{H}_{\text{дин}} = \frac{F_B - F_D}{\Delta_{\max} - \Delta_{\min}} = \frac{(\mathcal{H}_1 \cdot \Delta_{\max} + F_{\text{тер}}) - (\mathcal{H}_1 \cdot \Delta_{\min} - F_{\text{тер}})}{\Delta_{\max} - \Delta_{\min}} = \mathcal{H}_1 + \frac{F_{\text{тер}}}{\Delta_a}. \quad (5.6)$$

Динамічну жорсткість можна трактувати як жорсткість еквівалентного пружного елемента з лінійною характеристикою BD (рисунки 5.3, 5.4), тобто на графіках це тангенс кута нахилу прямої BD .

Власну частоту коливань надресорної будови при пружнофрикційному підвішуванні, Гц, визначають за динамічною жорсткістю:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{\mathcal{H}_{\text{дин}}}{F_{\text{ст}}/g}}, \quad (5.7)$$

де $F_{\text{ст}}$ – статична сила, числове значення якої визначається графічно з характеристики пружнофрикційного з'єднання (рисунок 5.4).

Звіт з лабораторної роботи завершують висновками, у яких аналізують особливості силових характеристик досліджуваних пружнофрикційних з'єднань, оцінюють вплив конструктивної схеми на динамічну жорсткість, власну частоту коливань і дисипативні властивості ресорного підвішування.

Питання до захисту лабораторної роботи

- 1 Які матеріали називають фрикційними?
- 2 Яким вимогам мають відповідати матеріали пар тертя фрикційних гасителів коливань?
- 3 Які типи фрикційних гасителів коливань застосовують на рухомому складі?
- 4 Якою є будова важільно-дискового фрикційного гасителя?
- 5 У чому полягає принцип роботи важільно-дискового гасителя?
- 6 Від чого залежить сила тертя фрикційного гасителя?
- 7 Які схеми пружнофрикційних з'єднань застосовують у ресорному підвішуванні?
- 8 Чим відрізняються паралельна та послідовно-паралельна схеми пружнофрикційних з'єднань?
- 9 Яке призначення пружноізовольованого фрикційного гасителя?
- 10 За яких умов виникає заклинювання ресорного підвішування?
- 11 Як можна запобігти заклинюванню ресорного підвішування?
- 12 Який фізичний зміст петльової силової характеристики?
- 13 Чому силова характеристика має петльову форму?
- 14 Що характеризує площа петлі силової характеристики?
- 15 Які процеси відображають ділянки навантаження та розвантаження петльової характеристики пружнофрикційного з'єднання?
- 16 Яке призначення пружноізолюючого елемента?
- 17 Що називають динамічною жорсткістю пружнофрикційного з'єднання?
- 18 Як визначають динамічну жорсткість за силовою характеристикою пружнофрикційного з'єднання?
- 19 Як впливає сила тертя на форму силової характеристики?
- 20 Як динамічна жорсткість пов'язана з власною частотою коливань ресорного підвішування?

Лабораторна робота 6

ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРАВЛІЧНОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛИВАНЬ

6.1 Мета лабораторної роботи

Вивчення принципу роботи гідравлічного гасителя коливань та набуття практичних навичок діагностування його технічного стану.

6.2 Теоретичні відомості для виконання лабораторної роботи

Гідравлічний гаситель коливань призначений для зменшення амплітуди механічних коливань елементів ресорного підвішування шляхом розсіювання їх механічної енергії. Демпфувальний ефект досягається за рахунок сил в'язкого тертя, що виникають під час перетікання робочої рідини через дросельні канали та клапани гасителя при взаємному переміщенні поршня і циліндра. Завдяки такому принципу дії гідравлічні гасителі також називають гасителями в'язкого тертя або гідродемпферами. На рухомому складі залізниць їх установлюють між кузовом і рамою візка, а також між рамою візка та буксовими вузлами.

За конструктивним виконанням гідравлічні гасителі коливань поділяють на телескопічні, важільні та крильчасті [1].

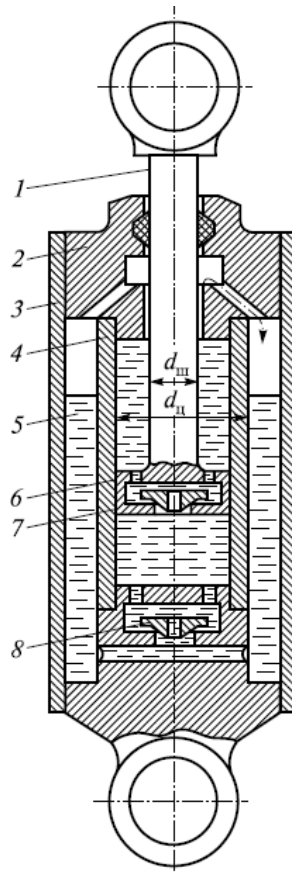
Телескопічні гасителі відзначаються автономністю конструкції, простотою монтажу в ресорному підвішуванні, технологічністю виготовлення та зручністю ремонту. До їх недоліків належать складність забезпечення надійної герметичності та зношування ущільнювальних елементів.

Важільні гасителі характеризуються надійною герметизацією робочих циліндрів і можливістю реалізації різних кінематичних схем важільного приводу, що розширює можливості їх застосування в різних конструкціях ресорного підвішування. До їх недоліків належать

зношування шарнірних з'єднань, недостатня ефективність гасіння коливань малої амплітуди, значна маса, а також підвищена трудомісткість монтажу й технічного обслуговування.

Крильчасті гасителі забезпечують високу герметичність робочих камер, надійність роботи та можливість установа в різних просторових положеннях. До їх недоліків належать обмежений кут повороту важеля, наявність шарнірних з'єднань і важільної передачі, що зношуються в процесі експлуатації, а також значна маса.

Роботу гідравлічного гасителя коливань розглянемо на прикладі телескопічної конструкції, принципову схему якої наведено на рисунку 6.1.



1 – шток; 2 – направляюча втулка; 3 – корпус; 4 – робочий циліндр;
5 – резервуар; 6 – поршень; 7, 8 – верхній і нижній клапани

Рисунок 6.1 – Принципова схема телескопічного пристрою гасителя
коливань

Під час переміщення поршня вниз (хід стиску) верхній клапан 7 відкривається, унаслідок чого частина робочої рідини з порожнини під поршнем перетікає до порожнини над ним. Інша частина рідини проходить через дросельний отвір нижнього клапана 8 до резервуара 5, створюючи гідравлічний опір переміщенню поршня.

Під час переміщення поршня вгору (хід розтягування) верхній клапан 7 закривається, а робоча рідина з порожнини над поршнем перетікає через дросельний отвір у порожнину під ним. Одночасно частина рідини надходить із резервуара 5 через відкритий нижній клапан 8, компенсуючи зміну об'єму робочої порожнини.

Під час проходження рідини через дросельні отвори малого перерізу виникають сили в'язкого опору, за рахунок яких механічна енергія коливань перетворюється на теплову, що й забезпечує ефективне гасіння коливань.

При малих відносних швидкостях переміщення поршня силу опору F гідравлічного гасителя вважають пропорційною швидкості V його переміщення відносно циліндра:

$$F = \beta \cdot V. \quad (6.1)$$

Коефіцієнт пропорційності β називають коефіцієнтом в'язкого опору або параметром опору демпфера. Фізичний зміст залежності (6.1) полягає в тому, що за відсутності демпфування ($\beta = 0$) пружно підвішена маса здійснює незгасаючі коливання. Зі збільшенням коефіцієнта в'язкого опору інтенсивність розсіювання енергії зростає, унаслідок чого амплітуда коливань швидше зменшується, а система швидше повертається до стану рівноваги [8].

Під час одного циклу коливань швидкість переміщення поршня змінюється від нуля в крайніх положеннях до максимального значення під час проходження положення статичної рівноваги.

Зміна сили опору протягом одного циклу коливань з амплітудою Δf графічно зображується у вигляді еліпса, площа якого характеризує роботу сил опору за один цикл коливань. Енергія, що розсіюється гідравлічним гасителем, пропорційна квадрату динамічного прогину підвішування df , оскільки демпфувальна сила пропорційна швидкості коливань, тобто швидкості переміщення поршня відносно циліндра.

Якщо приріст енергії коливальної системи під дією зовнішніх збурень перевищує енергію, що розсіюється гідравлічним гасителем, амплітуда коливань збільшується [6, 9]. Однак зі зростанням амплітуди підвищується і демпфувальна здатність гасителя, тому після досягнення певного рівня коливань енергія, що розсіюється, починає перевищувати енергію, яка надходить від збурювальних сил, унаслідок чого амплітуда стабілізується.

Гідравлічний гаситель має забезпечувати лінійну залежність сили опору від швидкості переміщення поршня в межах робочого діапазону. Водночас за високих швидкостей переміщення доцільно обмежувати максимальну силу опору, щоб запобігти перевантаженню або пошкодженню гасителя та зменшити динамічні навантаження, які передаються елементам ресорного підвішування.

Якщо гідравлічний гаситель установлений у буксовому ступені ресорного підвішування, він сприймає інтенсивні динамічні впливи від нерівностей колії, які можуть спричинити виникнення гідравлічного удару. Для запобігання цьому гасителі оснащують пружинними запобіжними клапанами з достатньою пропускною здатністю для перепуску робочої рідини.

Під час виготовлення, ремонту та експлуатації гідравлічних гасителів коливань здійснюють комплекс контрольних перевірок і випробувань, спрямованих на оцінювання їхнього технічного стану та відповідності встановленим вимогам. Залежно від етапу життєвого циклу виробу контроль виконують ручним, механізованим або автоматизованим способом. Під час технічного обслуговування зазвичай застосовують

ручний контроль, тоді як під час виготовлення та ремонту використовують механізовані й автоматизовані випробувальні стенди.

Випробування гідравлічного гасителя на стенді проводять з метою визначення його технічного стану та параметра опору β . Перед початком випробувань гаситель установлюють на стенд під кутом, що відповідає його робочому положенню в ресорному підвішуванні, і надійно закріплюють у кронштейнах за допомогою конічних затискачів. Наявність зазорів у місцях кріплення не допускається. Захисний кожух гасителя відвертають від верхньої головки та опускають униз.

Параметр опору гідравлічного гасителя β визначають за залежністю:

$$\beta = k \cdot \frac{l \cdot m_F}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot h}, \quad (6.2)$$

де k – коефіцієнт лінеаризації ($k = 0,85 \dots 1,0$);

m_F – масштаб зусилля реєструвального пристрою;

n – частота коливань повзуна, Гц.

Перед реєстрацією робочої діаграми реєструвальний пристрій стенда вимикають, після чого стенд вмикають і забезпечують циклічне зворотно-поступальне переміщення штока відносно циліндра. Протягом приблизно 60 с виконують прокачування гасителя, одночасно контролюючи герметичність ущільнень штока та корпусу. Витік робочої рідини через ущільнення не допускається, а верхня манжета не має зміщуватися відносно обойми.

Після завершення прокачування вмикають реєструвальний пристрій стенда, який записує робочу діаграму гасителя, характерний вигляд якої наведено на рисунку 6.2, на якому $l_p + l_c = l$, h – відповідно довжина й ширина робочої діаграми (площа еліпса, утвореного робочою діаграмою, що

характеризує роботу сил опору гасителя за один цикл коливань); $2e$ – величина, отримана при повільному повороті маховика стенда, що відповідає ширині діаграми, зумовленій силами тертя в рухомих з’єднаннях гідравлічного гасителя.

За формою робочої діаграми (рисунок 6.3) визначають технічний стан гідравлічного гасителя, виявляють характерні ознаки можливих несправностей (таблиця 6.1), оцінюють їх вплив на працездатність гасителя та встановлюють імовірні причини їх виникнення.

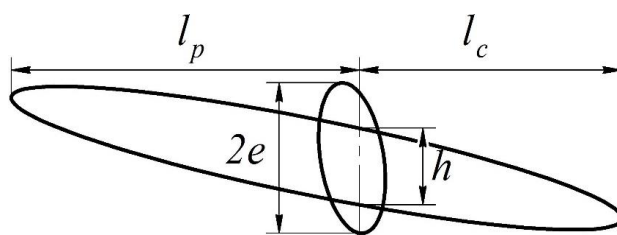


Рисунок 6.2 – Робоча діаграма справного гасителя коливань

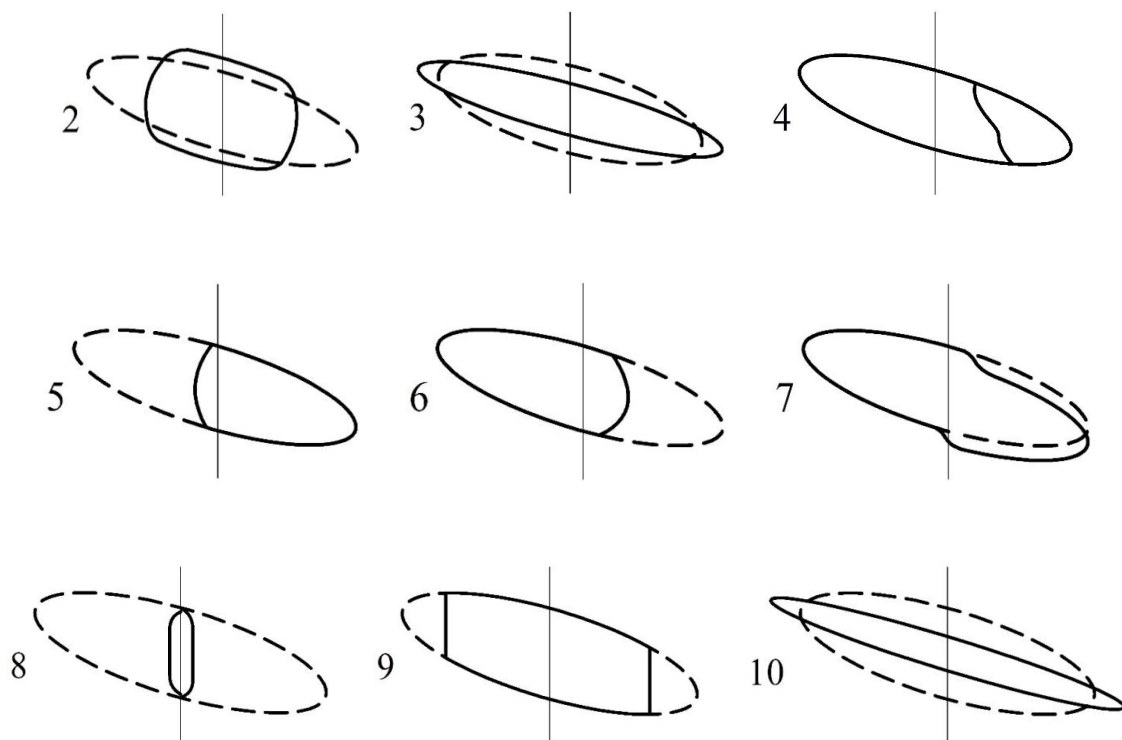


Рисунок 6.3 – Робочі діаграми гідравлічного гасителя при основних несправностях (пунктиром наведено робочу діаграму справного гасителя)

Таблиця 6.1 – Характерні ознаки можливих несправностей гідравлічного гасителя і способи їх усунення

Діаграма (рисунок 6.3)	Можливі несправності	Рекомендовані способи усунення
1	2	3
2	1. Збільшений зазор між штоком і прямою втулкою. 2. Збільшений діаметр дросельних отворів. 3. Порушення герметичності з'єднання прямої штока з циліндром. 4. Порушення герметичності прилягання клапанів до сідел. 5. Нещільне прилягання або тріщини пластин клапанів. 6. Послаблення, зношування або руйнування компресійних кілець	1. Замінити прямну втулку. 2. Відновити номінальний діаметр дросельних отворів. 3. Замінити ущільнювальне кільце. 4. Притерти привалкові поверхні клапанів і сідел. 5. Очистити пластини клапанів; пошкоджені або деформовані пластини замінити. 6. Замінити компресійні кільця
3	1. Кільцеве зношування дросельної пластини клапана	1. Замінити дросельну пластину клапана
4	1. Недостатній рівень робочої рідини (надпоршнева порожнина ще не повністю заповнена). 2. Заїдання тарілки нижнього клапана	1. Перевірити стан ущільнень і сальників, несправні елементи замінити; перевірити герметичність резервуара та усунути нещільності. 2. Замінити пряме кільце або тарілку нижнього клапана

Продовження таблиці 6.1

1	2	3
5	1. Збільшений діаметр дросельного отвору верхнього клапана. 2. Послаблення кріплення або самовідгвинчування сідла верхнього клапана. 3. Порушення герметичності прилягання тарілки верхнього клапана внаслідок зношування. 4. Забруднення верхнього клапана. 5. Руйнування, послаблення або зношування поршневого кільця	1. Відновити номінальний діаметр дросельного отвору. 2. Надійно закріпити сідло клапана. 3. Притерти привалкові поверхні тарілки та сідла клапана. 4. Промити гідравлічний гаситель. 5. Замінити поршневе кільце
6	1. Збільшений діаметр дросельного отвору нижнього клапана. 2. Порушення герметичності прилягання тарілки до сідла нижнього клапана внаслідок забруднення або зношування. 3. Порушення герметичності з'єднання циліндра з корпусом нижнього клапана	1. Відновити номінальний діаметр дросельного отвору. 2. Промити гідравлічний гаситель; за потреби притерти привалкові поверхні тарілки та сідла нижнього клапана. 3. Замінити ущільнювальне кільце циліндра

Продовження таблиці 6.1

1	2	3
7	1. Послаблення кріплення гайки резервуара або її неправильне затягування під час складання, що не забезпечує надійної фіксації циліндра відносно оболонки резервуара	1. Підтягнути гайку резервуара та встановити стопорну пластину
8	1. Відсутність робочої рідини в гасителі. 2. Несправність верхнього та нижнього клапанів	1. Перевірити герметичність резервуара, стан сальників і ущільнювальних елементів; несправні деталі замінити, виявлені нещільності усунути. 2. Перевірити справність клапанів і відновити їх працездатність
9	1. Виникнення сухого тертя внаслідок перекосу гасителя під час встановлення на стенді або через задирки на поверхнях поршня чи циліндра	1. Усунути перекіс під час установа гасителя та перевірити стан робочих поверхонь поршня і циліндра
10	1. Заклинювання поршня в робочому циліндрі	1. Перевірити стан робочих поверхонь поршня і циліндра та усунути причину заклинювання

Аналіз форми робочої діаграми дає змогу оцінити технічний стан гідравлічного гасителя, виявити характерні ознаки його несправностей та

встановити можливі причини їх виникнення. Тому робоча діаграма є одним із найбільш інформативних засобів діагностування гідравлічних гасителів коливань у процесі їх експлуатації та ремонту.

6.3 Порядок виконання лабораторної роботи

У звіті необхідно сформулювати мету лабораторної роботи, накреслити принципову схему телескопічного гідравлічного гасителя коливань (рисунок 6.1) та робочу діаграму справного гасителя (рисунок 6.2).

Згідно з індивідуальним варіантом за таблицею А.6 Додатка А обирають робочі діаграми несправних гідравлічних гасителів. Обрані діаграми акуратно відтворюють на міліметровому папері або за допомогою комп'ютерних графічних засобів.

Для кожної діаграми визначають параметр опору гідравлічного гасителя β за виразом (6.2), після чого виконують аналіз технічного стану гасителя. На підставі форми робочої діаграми встановлюють можливі несправності, пояснюють причини їх виникнення та обґрунтовують рекомендовані способи їх усунення, використовуючи дані таблиці 6.1.

У висновках до лабораторної роботи необхідно охарактеризувати технічний стан досліджуваного гідравлічного гасителя, узагальнити результати його діагностування та зробити висновок щодо можливості подальшої експлуатації або необхідності проведення ремонту.

Питання до захисту лабораторної роботи

1 Яке призначення гідравлічного гасителя коливань у ресорному підвішуванні?

2 За рахунок якого фізичного явища гідравлічний гаситель розсіює енергію коливань?

3 Які типи гідравлічних гасителів застосовують на рухомому складі?

- 4 Які переваги та недоліки мають телескопічні гідравлічні гасителі?
- 5 У чому полягає принцип роботи телескопічного гідравлічного гасителя?
- 6 Яке призначення верхнього та нижнього клапанів гідравлічного гасителя?
- 7 Від яких чинників залежить сила опору гідравлічного гасителя?
- 8 Що характеризує коефіцієнт в'язкого опору (параметр опору) β ?
- 9 Який фізичний зміст має залежність сили опору від швидкості переміщення поршня?
- 10 Чому при великих швидкостях руху поршня силову характеристику гідравлічного гасителя обмежують?
- 11 Яке призначення запобіжних клапанів гідравлічного гасителя?
- 12 Якими способами здійснюють контроль і діагностування гідравлічних гасителів?
- 13 З якою метою перед випробуванням виконують прокачування гідравлічного гасителя?
- 14 Яку інформацію містить робоча діаграма гідравлічного гасителя?
- 15 Що характеризує площа робочої діаграми гідравлічного гасителя?
- 16 Як за робочою діаграмою оцінюють технічний стан гідравлічного гасителя?
- 17 Які несправності можна виявити за формою робочої діаграми?
- 18 Які основні причини погіршення демпфувальних властивостей гідравлічного гасителя?
- 19 Які ознаки свідчать про справний технічний стан гасителя?
- 20 Чому своєчасне діагностування технічного стану гідравлічного гасителя є важливою умовою безпечної експлуатації рухомого складу?

ПІДГОТОВКА ДО ЗАХИСТУ ТА ПОРЯДОК ЗАХИСТУ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ

Після завершення виконання лабораторної роботи здобувач вищої освіти оформлює звіт відповідно до встановлених вимог і подає його викладачеві для перевірки. До захисту допускаються лабораторні роботи, виконані в повному обсязі, що містять необхідні розрахунки, графічні матеріали, результати досліджень, їх аналіз та обґрунтовані висновки. Звіт має бути оформлений акуратно, із дотриманням єдиного стилю подання матеріалу, містити всі передбачені структурні елементи та забезпечувати можливість простежити послідовність виконання лабораторної роботи. У разі виявлення помилок, неповного виконання індивідуального завдання або неналежного оформлення звіт повертають здобувачу для доопрацювання.

Підготовка до захисту лабораторної роботи передбачає не лише повторення теоретичного матеріалу, а й глибоке осмислення отриманих результатів. Здобувач повинен опрацювати теоретичні відомості, наведені у відповідному розділі методичних вказівок, повторити основні поняття, принципи роботи досліджуваних вузлів і систем, проаналізувати використані розрахункові залежності та зрозуміти фізичний зміст визначених параметрів. Особливу увагу необхідно приділити встановленню взаємозв'язку між теоретичними положеннями, результатами розрахунків і особливостями роботи елементів механічної частини електричного рухомого складу в реальних умовах експлуатації.

Під час підготовки до захисту здобувачу рекомендовано самостійно проаналізувати правильність виконаних розрахунків, перевірити логічність отриманих результатів і зроблених висновків, а також бути готовим пояснити призначення кожного етапу виконаної роботи. Важливим елементом підготовки є опрацювання контрольних запитань, наведених

наприкінці кожної лабораторної роботи, оскільки вони охоплюють основні теоретичні положення, конструктивні особливості досліджуваних вузлів, принципи їх функціонування та практичні аспекти експлуатації.

Захист лабораторної роботи проводять індивідуально. Під час захисту здобувач повинен стисло охарактеризувати мету виконаної роботи, обґрунтувати послідовність виконання окремих етапів дослідження, пояснити використані розрахункові залежності, проаналізувати отримані результати та сформулювати основні висновки. Відповіді мають свідчити про розуміння фізичної сутності процесів, що досліджувалися, уміння пояснювати отримані закономірності, оцінювати вплив окремих конструктивних і експлуатаційних факторів на характеристики досліджуваних вузлів, а також робити обґрунтовані інженерні висновки.

Під час захисту викладач може ставити додаткові запитання щодо методики виконання лабораторної роботи, аналізу отриманих результатів, фізичного змісту використаних залежностей і особливостей роботи досліджуваних вузлів. За необхідності здобувач повинен уміти обґрунтувати отримані результати та пояснити їхнє практичне значення.

Оцінювання лабораторної роботи здійснюється комплексно. При цьому враховують правильність і повноту виконання індивідуального завдання, якість оформлення звіту, достовірність виконаних розрахунків, обґрунтованість висновків, рівень володіння теоретичним матеріалом та вміння аргументовано відповідати на поставлені запитання.

Лабораторну роботу вважають захищеною за умови правильного виконання індивідуального завдання, належного оформлення звіту та успішних відповідей на запитання викладача. У разі незадовільного рівня підготовки, неповного розуміння досліджуваних процесів або невідповідності звіту встановленим вимогам здобувач повинен усунути виявлені недоліки, доопрацювати лабораторну роботу та повторно представити її до захисту в терміни, визначені викладачем.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Панченко С. В., Бабаєв М. М., Блиндюк В. С., Нерубацький В. П. Конструкція та динаміка електричного рухомого складу : підручник. Харків: УкрДУЗТ, 2018. Ч. 1. 280 с.
2. Аулін Д. О., Сумцов А. Л., Клименко О. В., Жовтий Ю. В. Ресорне підвищення тягового рухомого складу : конспект лекцій з дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів». Ч. 1. Механічна частина ТРС. Харків: УкрДУЗТ, 2021. 53 с.
3. Маслієв В. Г. Сучасні конструкції та динаміка рухомого складу залізниць : навч. посіб. Харків: Вид-во «Підручник НТУ «ХП», 2014. 106 с.
4. Далека В. Х., Хворост М. В., Скуріхін В. І., Скуріхін Д. І. Рухомий склад міського електричного транспорту. Механічна частина : навч. посіб. Харків: ХНУМГ імені О. М. Бекетова, 2018. 388 с.
5. Тартаковський Е. Д., Агулов А. Ф., Фалендиш А. П. Теорія та конструкція локомотивів : навч. посіб. Ч. 2. Вибір та розрахунок основних вузлів локомотивів. Харків: УкрДАЗТ, 2009. 151 с.
6. Панченко С. В., Бабаєв М. М., Блиндюк В. С., Нерубацький В. П. Конструкція та динаміка електричного рухомого складу.: підручник. Харків: УкрДУЗТ, 2018. Ч. 2. 204 с.
7. Ткаченко В., Сапронова С., Брайковська Н., Твердомед В. Динамічна взаємодія рухомого складу і колії на лініях швидкісного руху суміщеного з вантажним : монографія. Вінниця: ГО «Європейська наукова платформа», 2021. 240 с.
8. Устенко О. В., Візняк Р. І., Ловська А. О., Рибін А. В. Основи теорії коливань та стійкості рухомого складу : навч. посіб. Харків: УкрДУЗТ, 2021. 130 с.
9. Handbook of railway vehicle dynamics. Ed. by Simon Iwnicki. CRC Press, 2006. 526 p.

ДОДАТОК А

Вихідні дані для виконання лабораторних робіт

Таблиця А.1 – Вихідні дані для виконання лабораторної роботи 1

Варіант	D_3 , мм	d , мм	n	a , мм
1	120	26	4	38
2	124	28	4,5	41
3	128	30	5	44
4	132	32	5,5	47
5	136	34	6	50
6	140	36	6,5	53
7	144	38	7	50
8	148	40	7,5	53
9	152	42	8	56

Таблиця А.2 – Вихідні дані для виконання лабораторної роботи 2

Варіант	L , мм	a , мм	$b \times h$, мм	Листи ресори		E , ГПа
				n_k , од.	n_n , од.	
1	1240	124	100×11	3	6	182
2	1260	126	105×12	4	7	185
3	1280	128	110×13	3	8	188
4	1300	130	115×14	4	9	191
5	1320	132	116×15	3	10	194
6	1340	134	117×16	4	11	197
7	1360	136	118×17	3	11	200
8	1380	138	119×18	4	10	203
9	1400	140	120×19	3	9	206

Таблиця А.3 – Вихідні дані для виконання лабораторної роботи 3

Варіант	Тип пневморесори	P , кН	p_0 , кПа	p_a , кПа	d , м	V_0 , м ³
1	Балонна	80	450	60	0,31	0,012
2	Діафрагмова	90	460	65	0,36	0,016
3	Подушкова	100	470	70	1,05	0,020
4	Балонна	110	480	75	0,42	0,024
5	Діафрагмова	120	490	80	0,47	0,028
6	Подушкова	130	500	85	1,10	0,032
7	Балонна	140	510	90	0,53	0,036
8	Діафрагмова	150	520	95	0,58	0,040
9	Подушкова	160	530	100	1,15	0,044

Таблиця А.4 – Вихідні дані для виконання лабораторної роботи 4

Варіант	P_0 , кН	F_k , кН	D_k , м	L , м	E , Н/мм ²	D , мм	d , мм	$h_{ш}$, мм
1	28	63,1	1,05	1,11	3,0	176	66	66
2	30	63,4	1,07	1,12	3,2	178	68	68
3	32	63,7	1,09	1,13	3,4	180	70	70
4	34	64,0	1,11	1,14	3,6	182	72	72
5	36	64,3	1,13	1,15	3,8	184	74	74
6	38	64,6	1,15	1,16	4,0	186	76	76
7	40	64,9	1,17	1,17	4,2	188	78	78
8	42	65,2	1,19	1,18	4,4	190	80	80
9	44	65,5	1,21	1,19	4,6	192	82	82

Таблиця А.5 – Вихідні дані для виконання лабораторної роботи 5

Варіант	ε_1 , кН/мм	$F_{тер}$, кН	$F_{ст}$, кН	Δ_a , мм
1	1,395	2,4	24	4,4
2	1,400	2,5	25	4,5
3	1,405	2,6	26	4,6
4	1,410	2,7	27	4,7
5	1,415	2,8	28	4,8
6	1,420	2,9	29	4,9
7	1,425	3,0	30	5,0
8	1,430	3,1	31	5,1
9	1,435	3,2	32	5,2

Таблиця А.6 – Вихідні дані для виконання лабораторної роботи 6

Варіант	Вид діаграми
1	2, 3
2	4, 5
3	6, 7
4	8, 9
5	10, 2
6	3, 4
7	5, 6
8	7, 8
9	9, 10

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
для виконання лабораторних робіт

з освітнього компонента

*«КОНСТРУКЦІЯ ТА ДИНАМІКА
ЕЛЕКТРИЧНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ»*

Відповідальний за випуск Нерубацький В. П.

Редактор Ібрагімова Н. В.

Підписано до друку 06.10.2026 р.

Умовн. друк. арк. 4,5. Тираж . Замовлення № .

Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,

61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.