

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

**Кафедра електроенергетики, електротехніки
та електромеханіки**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до виконання лабораторних робіт
з дисципліни**

«КОНСТРУКЦІЯ ТА ДИНАМІКА ЕРС»

Харків – 2018

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри електроенергетики, електротехніки та електромеханіки 24 квітня 2017 р., протокол № 10.

Рекомендуються для бакалаврів спеціальності 273 «Залізничний транспорт» освітньої програми «Електровози та електропоїзди» денної та заочної форм навчання

Укладач

старш. викл. В. П. Нерубацький

Рецензент

доц. Д. Л. Сушко

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання лабораторних робіт
з дисципліни
«КОНСТРУКЦІЯ ТА ДИНАМІКА ЕРС»

Відповідальний за випуск Нерубацький В. П.

Редактор Еткало О. О.

Підписано до друку 12.05.17 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 3,5. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,

61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 1	
Розрахунок циліндричної однорядної пружини системи ресорного підвішування рухомого складу на міцність.....	5
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 2	
Розрахунок листової ресори рухомого складу на міцність....	12
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 3	
Моделювання пружних характеристик пневморесори.....	21
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 4	
Визначення силової характеристики гумового амортизатора підвіски тягового електродвигуна.....	28
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 5	
Моделювання силової характеристики пружнофрикційного з'єднання.....	33
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 6	
Конструкція гідравлічного гасителя коливань та діагностика його технічного стану.....	40
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	48
ДОДАТОК А	
Вихідні дані до виконання лабораторних робіт.....	49

ВСТУП

Метою виконання лабораторних робіт є закріплення теоретичного матеріалу з курсу «Конструкція та динаміка ЕРС», засвоєння фізичної сутності досліджуваних процесів та набування практичних навичок проведення експериментів, реальних стендових та віртуальних математичних на персональному комп'ютері.

Лабораторний практикум передбачає обов'язкову самостійну підготовку студентів. Тому до занять у лабораторії допускаються студенти, що вивчили теоретичний матеріал відповідної лабораторної роботи, продумали відповіді на контрольні питання, ознайомилися з методикою віртуального або реального експерименту, використовуваними засобами та приладдям.

Тематика лабораторних робіт підібрана відповідно до головних розділів курсу, а контрольні питання є складовою частиною запитань, що пропонуються студентам на іспитах.

Перед початком лабораторних робіт студенти повинні ознайомитися з основними правилами техніки безпеки при проведенні дослідів, розписатися у спеціальному журналі та суворо дотримуватися вказівок керівника лабораторних робіт. Перед проведенням кожної роботи студенти додатково проходять інструктаж на робочому місці, під час якого звертається увага на особливості охорони праці при виконанні конкретних лабораторних робіт.

Звіти з лабораторних робіт повинні містити в собі ескіз досліджуваного пружного елемента або деталі, дані з вимірною та реєструвальною апаратури, результати вимірювань, математичну модель. У звіті обов'язково наводяться необхідні розрахунки та графіки і короткі висновки з виконаної роботи.

При захисті роботи студенти дають повні усні відповіді на питання, що стосуються цієї роботи, а також на контрольні питання.

Для ефективної роботи в лабораторії студентам необхідно мати при собі конспекти лекцій та підручники. Студенти, які не мають звіту про попередню роботу або не підготовлені до наступної, не допускаються до неї.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 1

РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОДНОРЯДНОЇ ПРУЖИНИ СИСТЕМИ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ РУХОМОГО СКЛАДУ НА МІЦНІСТЬ

Ресорне підвішування – сукупність циліндричних і листових ресор зі сполучними проміжними деталями, яка служить для пом'якшення та часткового гасіння коливань, спричинених нерівностями колії, для забезпечення плавності ходу рухомого складу і повернення кузова в нормальний стан після проходу кривої ділянки колії.

Тягові властивості, міцність вузлів і плавність ходу рухомого складу багато в чому залежать від конструкції його ресорного підвішування. Правильно спроектоване ресорне підвішування повинно забезпечувати:

- найменший динамічний вплив на колію;
- найкращу амортизацію ударів, що передаються локомотиву або вагонам під час руху по нерівностях колії;
- вирівнювання навантажень колісних пар та окремих коліс і можливо більш високий коефіцієнт використання зчіпної ваги;
- зручність огляду та ремонту зношених деталей;
- нормальні умови роботи локомотивної бригади.

Від конструкції і параметрів системи ресорного підвішування залежить напружений стан вузлів механічної частини, який визначається співвідношенням силових факторів, що діють на підресорені частини рухомого складу. До цих факторів належать вертикальні статичні і динамічні зусилля, напрямні горизонтальні зусилля в кривих, а також поперечні зусилля, що виникають під час руху в прямих. Співвідношенням зазначених факторів визначаються умови стійкості рухомого складу проти сходу з рейок, тобто ступінь безпеки і плавності ходу.

У ресорному підвішуванні локомотивів застосовують циліндричні гвинтові пружини з прутків поперечного круглого (у більшості країн) або прямокутного (у Швейцарії) перерізу. Матеріал прутків – гарячекатана кремніста сталь марки 55С2 або 60С2. Для цих сталей межа текучості $\tau_m = 650 \div 700$ МПа. Допустимі напруження для розрахунків від статичного

навантаження складають $\tau_{ст.макс} = 450 \div 500$ МПа, а з урахуванням додаткових динамічних навантажень – $\tau_{д.макс} = 600 \div 650$ МПа. Найбільше навантаження, при якому випробовується пружина, визначається за величиною $\tau_{д.макс} = 650$ МПа.

Термічно оброблені пружини повинні бути зміцнені наклепкою дробом або заневолюванням, яке здійснюється або навантаженням пружини до створення в ній напружень, вищих за межу текучості, і витримкою при цих напруженнях упродовж тривалого часу (не менш ніж 12 год), або багаторазовим (не менш ніж 10 разів) обтисненням пружини зі створенням у ній напружень, вищих за межу текучості. При дробоструминному наклепі поліпшуються механічні характеристики матеріалу й усуваються дрібні дефекти на поверхні. При заневолюванні в результаті пластичних деформацій у зовнішньому шарі прутка утворюються залишкові напруження, за знаком протилежні напруженням при навантаженні, тому сумарні напруження при навантаженні менші, ніж були б без заневолювання. Заневолювання дає змогу зменшити розміри пружин без зниження їх міцності.

У деяких випадках для підвищення межі витривалості заготовки для пружин перед навиванням шліфують. Опорні поверхні пружини повинні бути плоскими і розташовані перпендикулярно до осі пружини.

Перед навиванням кінці прутка відтягують для утворення опорного витка пружини – в $3/4$ нормального (повного) витка. Тому кількість робочих витків n_p , що визначають жорсткість пружини, на півтора витка менша від їх загальної кількості n . Циліндричні пружини мають такі геометричні параметри (рисунок 1.1):

- діаметр прутка d ;
- середній діаметр пружини D ;
- висота пружини у вільному стані h_0 ;
- кількість робочих витків пружини n_p ;
- крок витків a ;
- індекс пружини c ;
- міжвитковий зазор у ненавантаженій пружині Δ .

У підвищуванні електровозів застосовують одно- і дворядні пружини; дуже рідко зустрічаються трирядні. Дворядні (і більш)

пружини розташовують концентрично одну всередині другої з навиванням у різні боки. Відстань між витками повинна вибиратися так, щоб в експлуатації не було повного стиснення.

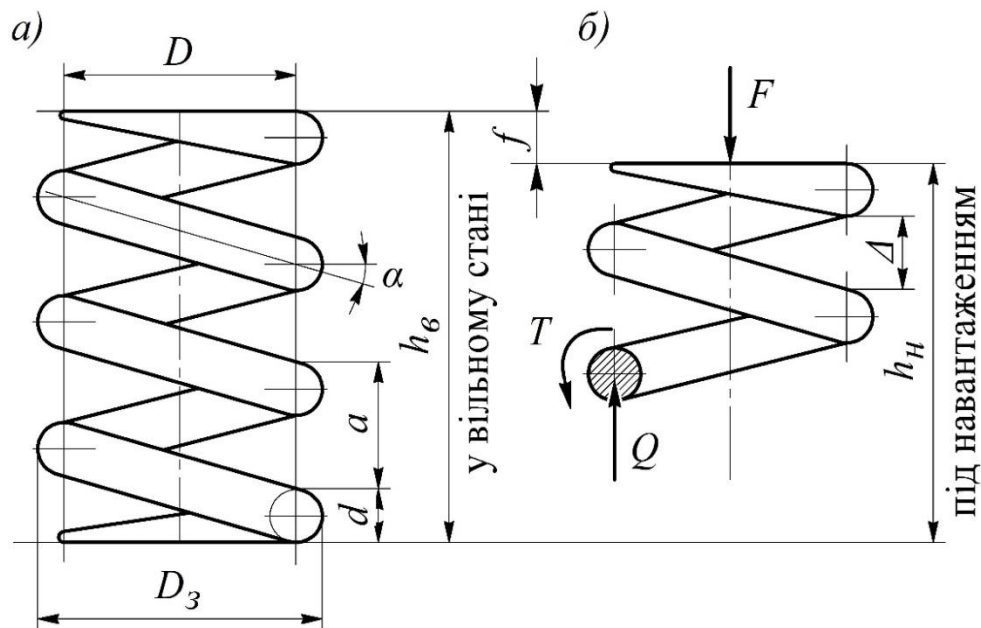


Рисунок 1.1 – Розрахункова схема циліндричної гвинтової пружини

Особливість пружин полягає в тому, що їх внутрішнє (молекулярне) тертя настільки мале, що не впливає на роботу пружин. У результаті, отримавши ту чи іншу деформацію, пружина прагне повернутися в початкове положення.

Найважливішим показником пружного елемента, як в умовах статички, так і динаміки, є коефіцієнт жорсткості (або спрощено – жорсткість), що визначається як

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

де F – прикладене зусилля, Н;

f – осідання пружини під навантаженням, мм;

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

d – діаметр прутка, мм;

n_p – кількість робочих витків;

D – середній діаметр пружини, мм, що визначається як

$$D = D_3 - d, \quad (1.2)$$

де D_3 – зовнішній діаметр пружини, мм.

Згідно з методом перерізів з умов рівноваги верхньої частини пружини (рисунок 1.1, б) можна визначити внутрішні силові фактори: поперечну силу $Q = F$ та крутний момент $T = F \cdot D/2$. Звідки випливає, що у поперечному перерізі витка діють дотичні напруження зсуву τ_{zc} та кручення $\tau_{кр}$. При цьому було знехтувано малими за величиною подовжньою силою та згинальним моментом. Помилка при такому розрахунку буде тим більша, чим більший кут підйому витка α .

Максимальні сумарні напруження діють у крайній точці перерізу витка на внутрішньому радіусі пружини:

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

де A , W_p – площа та полярний момент опору перерізу прутка;
 c – індекс пружини, що визначається як

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

Аналіз свідчить, що напруження зсуву τ_{zc} складають лише 5÷10 % від напружень кручення $\tau_{кр}$ і можуть при грубих розрахунках не враховуватися.

Більш точний результат дає формула, яка враховує кривизну витків:

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

де k – поправочний коефіцієнт, що визначається як

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

Крок витків a пружини у вільному стані повинен бути таким, щоб при максимальному навантаженні F_{\max} не відбувалося змикання витків. Отже, крок навівання визначається як

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

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

Внутрішні пружини подвійних пружинних комплектів мають малий діаметр щодо висоти. Щоб такі пружини не втрачали стійкості (не викривлялася їхня вісь) відношення вільної висоти до діаметра повинно бути обмежене:

- для шарнірно закріплених опорних витків: $h_e/D \leq 1,75$;
- для жорстко закріплених опорних витків: $h_e/D \leq 3,5$.

Порядок виконання лабораторної роботи

У звіті обов'язково формулюється мета лабораторної роботи та викреслюється ескіз циліндричної гвинтової пружини (рисунок 1.1, a). Основні розміри визначаються безпосереднім обмірюванням (при наявності натурального зразка) або згідно з індивідуальним варіантом за таблицею А.1 і записуються до таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Вихідні геометричні дані пружини

D_3 , мм	d , мм	n	a , мм

За рисунком 1.1 і формулами (1.4) та (1.6) слід визначити значення міжвиткового зазора у ненавантаженій пружині Δ , мм, індекс пружини c та поправочний коефіцієнт k . Навантаження і вимірювання переміщень пружини здійснюються або на експериментальному стенді, або за допомогою віртуальної моделі,

робочий інтерфейс якої має вигляд, наведений на рисунку 1.2. Результати заносяться до таблиці 1.2.

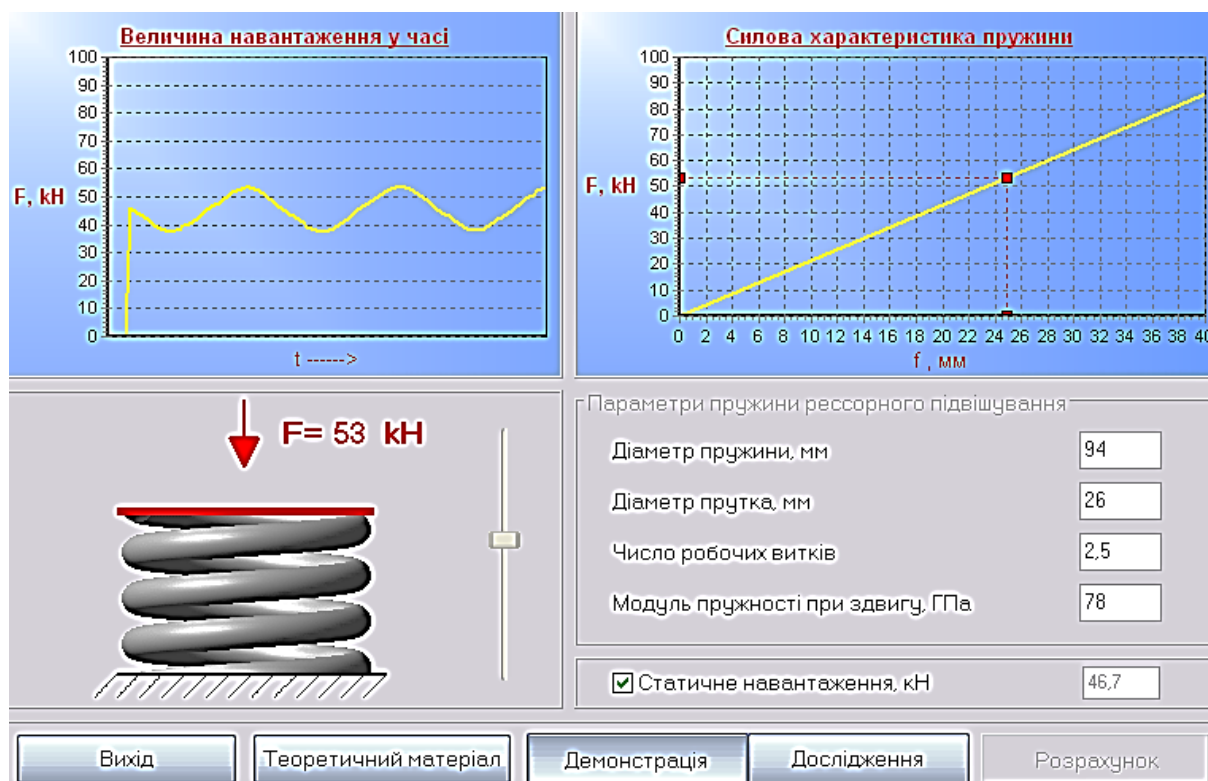


Рисунок 1.2 – Робочий інтерфейс віртуальної моделі для дослідження циліндричної пружини системи ресорного підвішування

Таблиця 1.2 – Результати експерименту

Параметр	Навантаження				Розвантаження			
Сила F , кН								
Переміщення f , мм								

За величиною максимального навантаження F_{\max} з урахуванням кривизни витків за формулою (1.5) визначається максимальне сумарне напруження τ_{\max} .

Потім, виходячи з формули (1.7), визначається зазор між витками при максимальному навантаженні Δ' , мм, та перевіряється умова, щоб при максимальному навантаженні цей зазор був не меншим, ніж 3 мм.

За даними таблиці 1.2 будується силова характеристика пружини – залежність деформації від прикладеного навантаження – і за першою частиною формули (1.1) визначається експериментальну жорсткість пружини J_c .

Отримане значення жорсткості треба порівняти зі значенням J_m , розрахованим за теоретичною формулою (друга частина формули (1.1)), для чого розраховується відносна похибка теоретичної формули

$$\varepsilon = \frac{|J_m - J_c|}{J_m} \cdot 100 \% . \quad (1.8)$$

За діаграмою «навантаження-розвантаження» необхідно дати оцінку дисипативних властивостей пружини (здатність розсіювати енергію).

Контрольні питання

- 1 Що називається ресорним підвішуванням?
- 2 Що повинно забезпечувати правильно спроектоване ресорне підвішування?
- 3 Що залежить від конструкції і параметрів системи ресорного підвішування?
- 4 Укажіть силові фактори, що діють на підресорені частини рухомого складу.
- 5 Яким чином здійснюється зміцнення термічно оброблених пружин?
- 6 Укажіть геометричні параметри циліндричних пружин.
- 7 У чому полягає особливість пружин ресорного підвішування?
- 8 Чому кількість робочих витків, що міститься у розрахункових формулах, менша від загальної кількості витків?
- 9 Що таке коефіцієнт жорсткості пружини та в яких одиницях він вимірюється?
- 10 Що таке індекс пружини?
- 11 Чому міцність пружини визначається дотичними, а не нормальними напруженнями?

12 Як довести за допомогою діаграми «навантаження-розвантаження» відсутність чи наявність дисипативних властивостей пружини?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 2

РОЗРАХУНОК ЛИСТОВОЇ РЕСОРИ РУХОМОГО СКЛАДУ НА МІЦНІСТЬ

Листові ресори – елементи, що мають здатність гасити вертикальні коливання за рахунок сил тертя, що виникають між листами при прогинах ресор. Листові ресори (рисунок 2.1) виготовляються з листів ресорно-пружинної кремєнистої сталі марок 55С2 і 60С2.

Конструктивно ресора збирається з окремих листів товщиною від 7 до 16 мм, шириною 63÷120 мм. Верхній (найдовший) лист ресори називається кореневим, розташовані під ним листи такої ж довжини – підкореневими. Інші листи мають різну довжину і називаються набірними. Для запобігання поперечному зсуву листи зазвичай виконують з жолобчастої сталі.

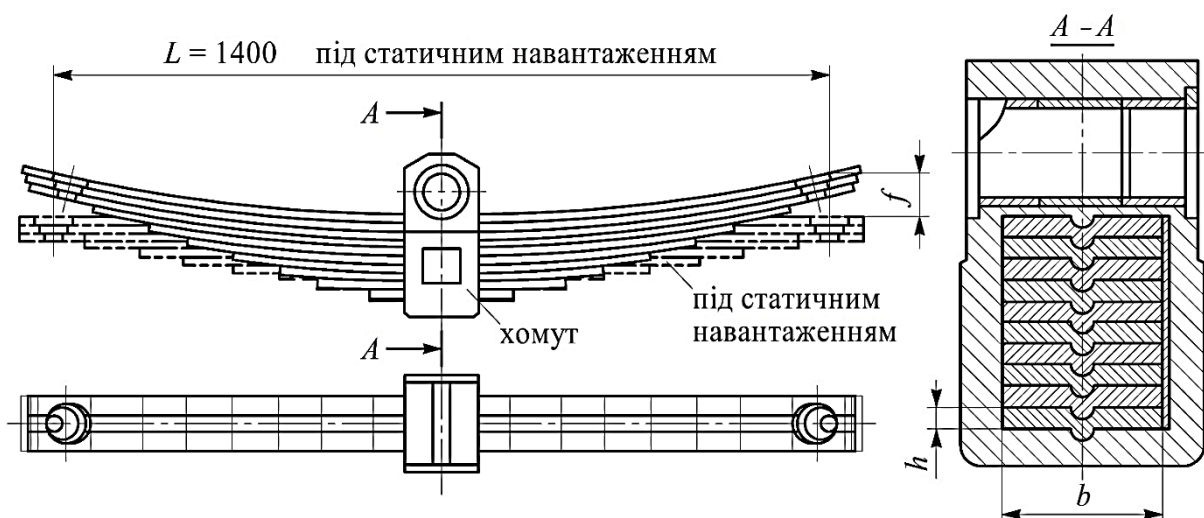


Рисунок 2.1 – Листова ресора

У гарячому стані листи згинають так, що більш короткі листи мають більшу кривизну, що забезпечує їх щільне прилягання. Листи ресори піддають термообробці (загартовування при

температурі 870 °С в мастилі і відпуск при повторному нагріванні до 470 °С), а потім дробоструминному наклепу, щоб підвищити границю витривалості. Для підвищення чутливості ресори до зміни навантаження і зменшення зносу листів їх поверхні змащують сумішшю машинного мастила (25 %), солідолу (25 %) та графіту (50 %). На пакет листів у середній частині надівають хомут у гарячому стані й обтискують його одночасно з усіх боків на пресі. Матеріал хомути – вуглецева сталь 10 або Ст3. Для зниження концентрації напружень кромки листів у торців заокруглені. Через різну кривизну листів і наявність стяжного хомути між листами ресори виникають напруження навіть при відсутності зовнішнього навантаження.

Основними характеристиками листової ресори є її довжина, стріла прогину і коефіцієнт жорсткості.

За довжину ресори приймають відстань L між центрами отворів корінного листа. Довжина змінюється залежно від навантаження, тому розрізняють довжину ресори у вільному стані і розрахункову довжину (при розрахунковому навантаженні).

Стрілою прогину ресори називають відстань від прямої, що з'єднує центри отворів у верхньому листі, до його поверхні в середній частині ресори. Для ресори у вільному стані цю відстань називають фабричною стрілою або стрілою прогину у вільному стані. Різниця стріл прогину без навантаження і під навантаженням дорівнює прогину ресори. Статичним f_{cm} називають прогин ресори під статичним навантаженням P_{cm} .

Коефіцієнт жорсткості характеризує пружні властивості ресори. Зміна прогину ресори супроводжується тертям між її листами. Міжлистова тертя в ресорі призводить до того, що характеристики ресори (залежність між навантаженням і прогином) при збільшенні і зменшенні навантаження не збігаються. Характеристика, що відповідає навантаженню (O_1A), проходить вище від теоретичної (OC), а при розвантаженні (O_2B) – нижче від неї (рисунок 2.2).

Отже, ресора має як би два коефіцієнти жорсткості, півсума яких дорівнює теоретичному коефіцієнту жорсткості. Як видно з рисунка 2.2, збільшення навантаження, наприклад з P_1 до P_2 , викликає збільшення прогину на Δf . Зменшення ж навантаження з P_2 до P_3 не дає зміни прогину ресори, так як зміна навантаження

витрачається на подолання внутрішнього тертя між листами. Подальше зменшення навантаження, наприклад до P_4 , викликає зменшення прогину на величину Δf .

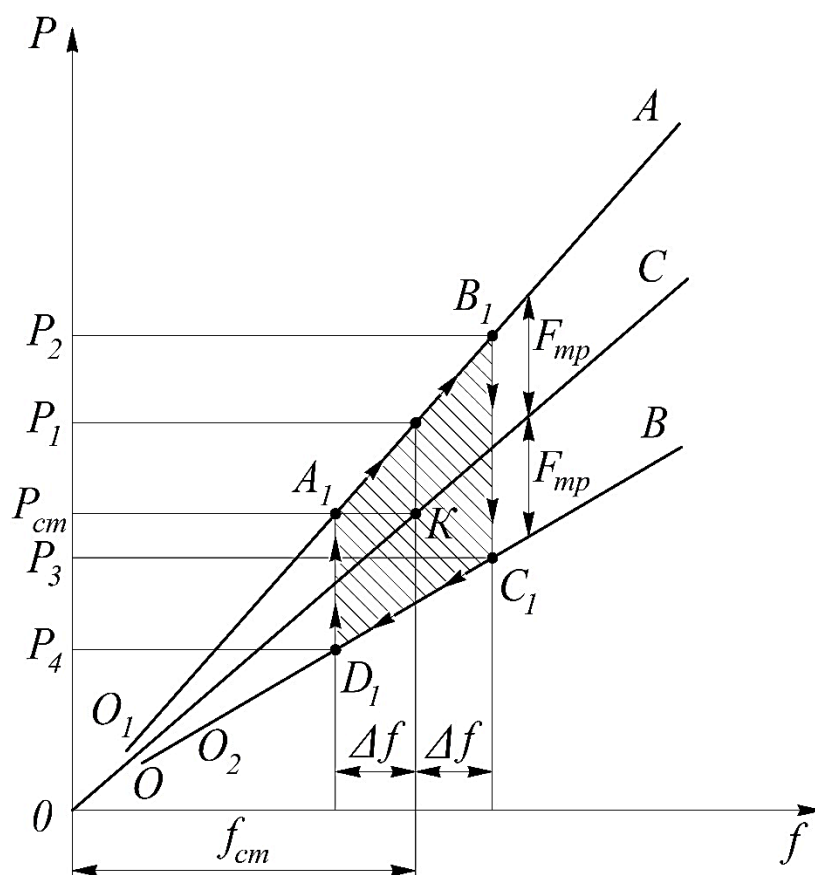


Рисунок 2.2 – Характеристика листової ресори

Площа фігури визначає роботу сил тертя. При зменшенні навантаження від P_2 до P_1 прогин ресори не змінюється, тобто в цій області ресора працює як жорстка балка і не пом'якшує удари, що передаються на раму візка. Відрізок AC визначає, таким чином, зону нечутливості ресори при цьому статичному прогині (навантаження передається на раму візка жорстко – у вигляді удару).

Велике внутрішнє тертя негативно впливає на роботу ресор. Інший недолік – мінливість величини внутрішнього тертя. Нові листи мають змащені поверхні, тому забезпечується порівняно невелике внутрішнє тертя. З часом коефіцієнт тертя між листами збільшується внаслідок забруднення поверхонь і появи іржі, і ресора стає більш жорсткою. У нових ресор зона нечутливості становить 10÷20 % (від статичного навантаження) для ресор

першого ступеня, але через чотири роки експлуатації зона нечутливості збільшується у 2÷3 рази. У цьому зв'язку, незважаючи на те, що застосування ресор у ряді випадків дає змогу спростити конструкцію підвішування, на сучасних пасажирських електровозах їх використовують обмежено; перевага віддається пружинам та іншим деталям.

При спрощеному розрахунку листових ресор не враховується ряд таких факторів:

- тертя між листами;
- закладення листів у хомуті;
- неоднакова кривизна листів;
- зміна довжини листів під навантаженням.

Ресора при такому розрахунку розглядається як балка розрахункової довжини, яка навантажена по кінцях і спирається посередині (рисунок 2.3).

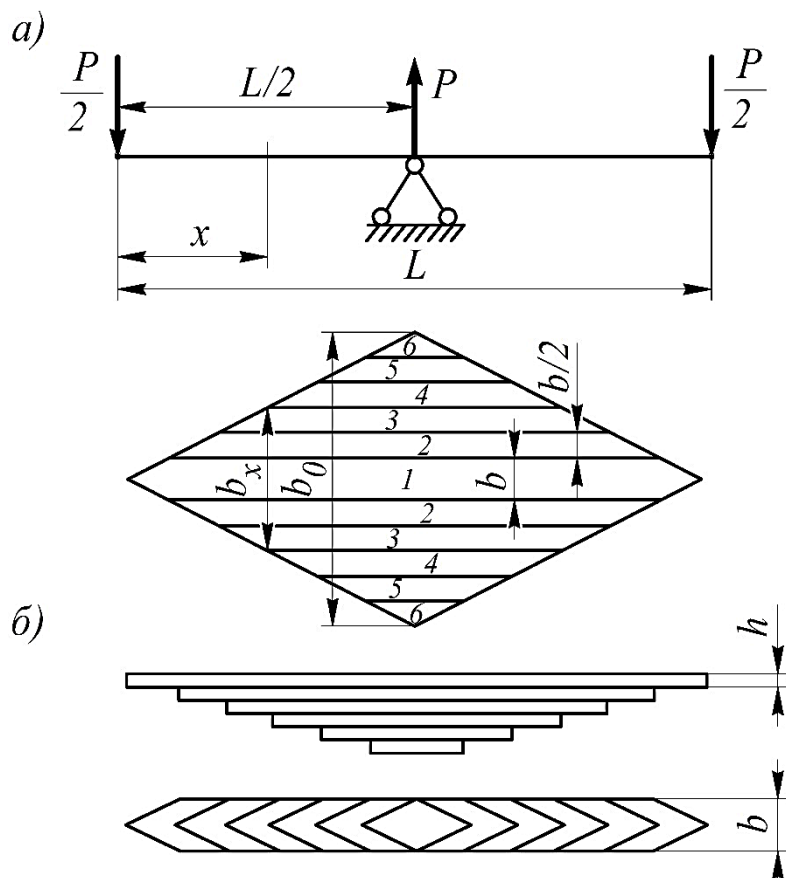


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема листової ресори як балки рівного опору

Найменшу вагу при заданому прогині має балка рівного опору згину. У такої балки в будь-якому перерізі з координатою x напруження від згину однакові. Цю умову задовольняє балка постійної висоти h , ширина b_x якої змінюється за лінійним законом.

Вихідними даними при розрахунку листової ресори служать: кількість кореневих листів n_k ; кількість набірних листів n_n ; ширина b і товщина h листів; розрахункова довжина ресори L ; ширина хомуа a .

Якщо розрізати лист, зображений на рисунку 2.3, *а*, на смуги та з'єднати частини, позначені однаковими цифрами 2÷6, то отримаємо теоретичну ресору (рисунок 2.3, *б*) у вигляді набору окремих смуг шириною

$$b = b_0/n, \quad (2.1)$$

де n – загальна кількість листів.

Напруження від згину в листах ресори під дією статичного навантаження згідно зі схемою (рисунок 2.3) визначається за формулою

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

Для листових ресор рухомого складу в розрахунках приймається допустиме напруження на згин $[\sigma] = 650 \div 850$ МПа, за величиною якого розраховується максимальне навантаження.

Теоретична жорсткість листової ресори визначається як

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

де E – модуль пружності;

b – ширина листа;

h – товщина листа;

L – довжина ресори;

a – ширина хомути;

n_k – кількість кореневих і підкорневих листів;

n_n – кількість набірних листів східчної частини.

Між листами ресори діють сили тертя, пропорційні натисканням листів один на інший. Ці сили змінюються пропорційно навантаженню P на ресору. Додаткові сили від стискання листів хомутом малі і ними можна нехтувати.

Тертя між листами ресори створює додаткову силу опору деформуванню, так звану силу тертя:

$$F_{\text{тр}} = \varphi \cdot P_{\text{ст}}, \quad (2.4)$$

де φ – коефіцієнт відносного тертя ресори, що визначається як

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

де μ – коефіцієнт тертя між листами ресори, який залежить від наявності мастила ($\mu \approx 0,3 \div 0,4$).

Залежність сили від прогину при навантаженні ресори (пряма OA)

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

а при розвантаженні (пряма BO)

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

При коливаннях надресорної будови з амплітудою Δf (рисунок 2.2) ресора працює у межах частини діаграми $A_1B_1C_1D_1$, так званої петлі гістерезису.

Площа чотирикутника $A_1B_1C_1D_1$ характеризує роботу сил тертя при коливаннях, тобто механічну енергію, яка розсіюється за один період коливань.

Порядок виконання лабораторної роботи

У звіті обов'язково формулюється мета лабораторної роботи та викреслюється ескіз листової ресори (рисунок 2.1), а також її розрахункова схема (рисунок 2.3).

Основні розміри визначаються безпосереднім обмірюванням (при наявності натурального зразка) або згідно з індивідуальним варіантом за таблицею А.2 і записуються до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Геометричні дані листової ресори

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

Навантаження і вимірювання прогинів листової ресори здійснюються або на експериментальному стенді, або за допомогою віртуальної моделі, робочий інтерфейс якої має вигляд, наведений на рисунку 2.4. Результати заносяться до таблиці 2.2.

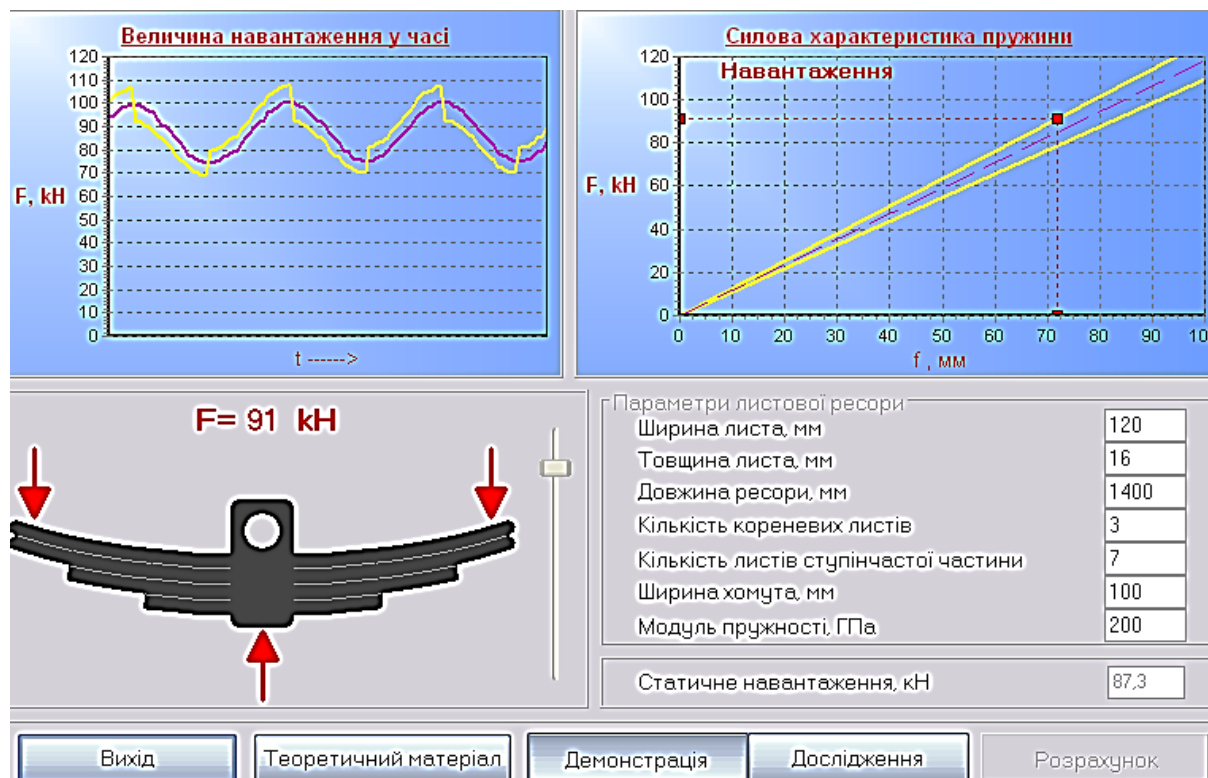


Рисунок 2.4 – Робочий інтерфейс віртуальної моделі для дослідження листової ресори системи ресорного підвішування

Таблиця 2.2 – Результати експерименту

Параметр	Навантаження				Розвантаження			
Сила F , кН								
Переміщення f , мм								

За результатами таблиці 2.2 будується діаграма «навантаження-розвантаження» (рисунок 2.2). За діаграмою визначаються півсуми ординат лінії навантаження OB_1 та лінії розвантаження C_1O для кількох значень прогину f_i , тобто будується умовна лінія OK суто пружних сил. Умовна жорсткість листової ресори визначається як середнє значення:

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

де m – кількість точок, узятих по лінії OK .

Отримане значення жорсткості треба порівняти зі значенням, розрахованим за теоретичною формулою (2.3), для чого розраховується відносна похибка теоретичної формули

$$\varepsilon = \frac{|j_{cm} - j_{cy}|}{j_{cm}} \cdot 100 \% . \quad (2.9)$$

Визначається так звана динамічна жорсткість листової ресори в процесі коливань надресорної будови локомотива. Для цього потрібно з'єднати на діаграмі (рисунок 2.2) точки B_1 і D_1 прямою лінією і розрахувати тангенс кута нахилу цієї прямої:

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

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

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

На основі аналізу наведених формул і розрахунків варто зробити висновок про вплив товщини листів і довжини ресори на її жорсткість. За діаграмою «навантаження-розвантаження» необхідно дати оцінку дисипативних властивостей пружини (здатність розсіювати енергію).

Контрольні питання

1 Для чого призначені листові ресори та з якого матеріалу вони виготовляються?

2 Яким чином здійснюється конструктивне формування листової ресори?

3 Яким чином підвищують чутливість ресори до зміни навантаження і зменшення зносу листів?

4 Що є основними характеристиками листової ресори?

5 Що називається довжиною листової ресори?

6 Що називається стрілою прогину листової ресори?

7 Що таке за визначенням коефіцієнт жорсткості ресори та в яких одиницях він вимірюється?

8 Що таке «сила тертя» листової ресори, чому при її визначенні використовується не звичайний коефіцієнт тертя μ , а коефіцієнт відносного тертя φ ?

9 Які фактори не враховуються при спрощеному розрахунку листової ресори?

10 Що таке балка рівного опору згину?

11 Як довести за допомогою діаграми «навантаження-розвантаження» наявність чи відсутність дисипативних властивостей ресори?

12 Як оцінити за допомогою діаграми «навантаження-розвантаження» механічну енергію, яка розсіюється ресорою за один період при коливаннях надресорної будови?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 3

МОДЕЛЮВАННЯ ПРУЖНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМОРЕСОРИ

У другому ступені підвищування електропоїздів усе більшого поширення набувають пневмоелементи (пневморесори). У пневматичних вібруючих елементах пружним тілом є стиснений газ або повітря, що заповнює гумокордну оболонку.

Преваги таких пневморесор такі:

- можливість забезпечення порівняно простими засобами великого статичного прогину, а також стабільного та надійного демпфірування коливань (це досягається створенням спеціальних отворів і каналів-дроселів, що пов'язують пневмобалони з додатковими резервуарами);

- змінюючи тиск, за допомогою таких ресор можна підтримувати постійну висоту підлоги кузова над головками рейок незалежно від завантаження вагона пасажирями;

- змінювати за бажанням співвідношення висот правої і лівої сторін надресорної будови під час руху в кривій, включаючи керування нахилом кузова.

Пружні характеристики пневморесори залежать від її геометричних розмірів, об'єму, тиску повітря, характеристик матеріалу пружної оболонки та ін. Змінюючи тиск повітря або його об'єм (для цього пневморесори з'єднують з допоміжним резервуаром), можна змінювати пружні характеристики підвищування. Потрібно відзначити, що пневморесори обмежені розмірами за умовою розміщення, тому їх з'єднують з додатковим резервуаром великого об'єму, що збільшує гнучкість. Як додатковий резервуар використовують внутрішні порожнини окремих балок рами візка. З'єднують пневморесори з додатковим резервуаром трубопроводами, які служать також клапанами, що забезпечують необхідний демпфуючий ефект. При великому завантаженні клапани подають у ресору повітря із запасного резервуара високого тиску, а при його зменшенні – випускають відповідну кількість повітря в атмосферу.

Після закінчення нормальної роботи ресори для запобігання небажаній втраті повітря в регулювальному клапані вмикаються

уповільнювальні елементи (дроселі), що виключають занадто швидкий впуск або випуск повітря.

На рухомому складі застосовують такі типи пневморесор:

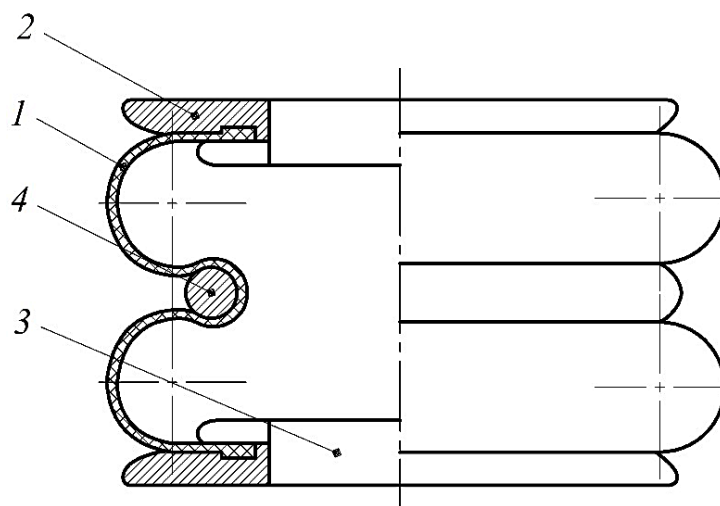
- балонного типу (рисунок 3.1), що сприймають тільки вертикальні навантаження;

- діафрагмового типу (рисунок 3.2), здатні сприймати і вертикальне і горизонтальне навантаження;

- подушкового типу (рисунок 3.3, а), що сприймають навантаження у вертикальному і поздовжньому напрямках;

- комбіновані пневморесори (рисунок 3.3, б), що допускають підвищені вертикальні переміщення порівняно з діафрагмовими.

Пружну оболонку 1 двовиткової пневморесори (рисунок 3.1) виготовляють з декількох шарів погумованого капронового корду, що має внутрішній герметизуючий і захисний зовнішній покривний шар гуми. Для посадки оболонки на елементи арматури (верхню 2 і нижню 3 основи) в бортах оболонки є бортові кільця зі сталевого дроту. Герметичність кріплення оболонки досягається або за допомогою притискних кілець, або натягом оболонки на частини арматури, що виступають.



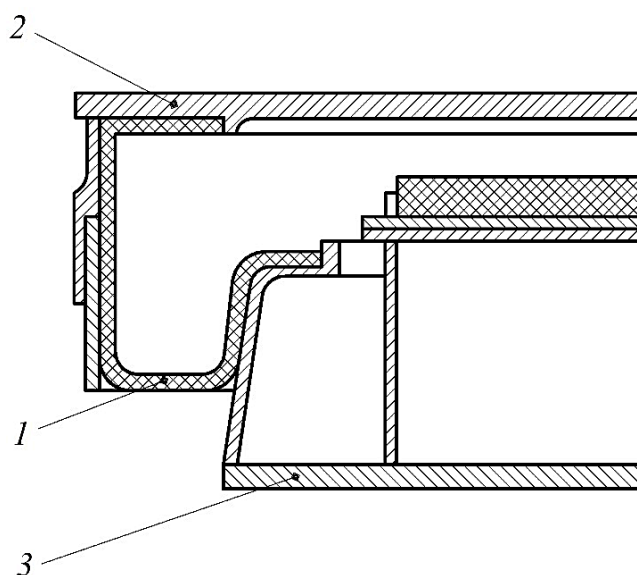
1 – пружна оболонка; 2, 3 – верхня і нижня підставки;
4 – оперізувальне кільце

Рисунок 3.1 – Балонна пневморесора

Під дією стиснутого повітря оболонка притискається до арматури, у результаті чого відбувається самоущільнення. Для збереження форми багатовиткових оболонок застосовують

оперізувальні кільця 4, які монтуються при складанні пневморесори. Двовиткові пневмобалони допускають робочий хід з амплітудою коливання близько 100 мм. Такі ж ресори були встановлені і випробувані в центральному підвішуванні дослідних вагонів електропоїздів EP22 у 1966-1967 рр. Якщо є потреба мати більший робочий хід, застосовують тривиткові балони. Прикладом можуть служити тривиткові пневмобалони, застосовані на вагонах експреса «Асаказа» (Японія).

На швидкісних електропоїздах EP200 застосована пневморесора діафрагмового типу (рисунок 3.2). Пружна оболонка 1 виготовлена з двох шарів погумованого капронового корду із захисним і герметизуючим шарами гуми. Зверху вона закривається звареним ковпаком 2, а знизу опирається на зварну основу 3. Виступи ковпака утворюють діафрагму у вигляді циліндра. Опір діафрагмової ресори поперечної деформації виникає внаслідок зміни площі й форми поверхні контакту оболонки з основою і частково за рахунок жорсткості оболонки. Пневморесора має внутрішній об'єм близько 15 л, допустимі вертикальні деформації ± 35 мм, поперечні ± 45 мм; витримує навантаження до 19,5 т.



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

Рисунок 3.2 – Діафрагмова пневморесора

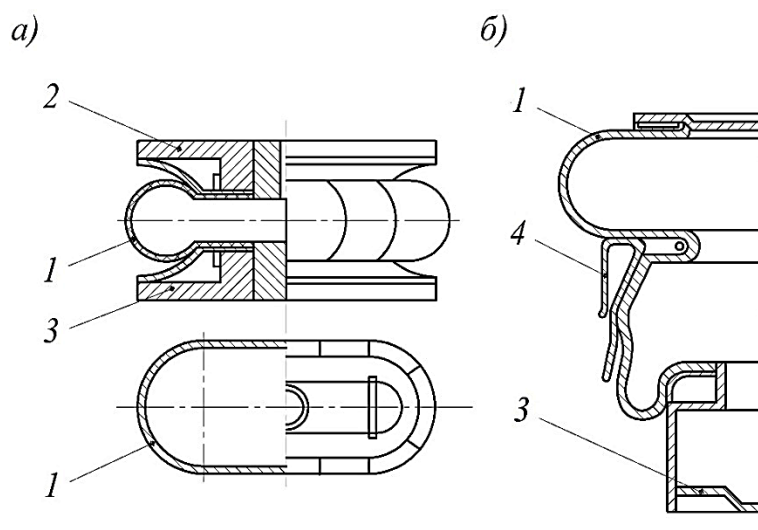
Таким чином, пневморесори з оболонкою балонного типу можуть бути використані при наявності повертальних пристроїв у

вигляді колиски або інших, а пневморесори з оболонкою діафрагмового типу не потребують спеціальних повертальних пристроїв, оскільки вони здатні сприймати не тільки вертикальні, але й горизонтальні (поперечні) зусилля.

Комбіновані ресори (рисунок 3.3, б) застосовуються у випадках необхідності отримання значних статичних прогинів.

Технічною характеристикою пневморесор є жорсткість – похідна вантажопідйомності по прогину. Вона залежить від об'єму самої пневморесори та об'єму додаткового резервуара.

За роки експлуатації пневморесор були виявлені певні труднощі, що не дають змоги широко застосовувати цей тип підресорювання. Справа в тому, що для підтримки необхідного тиску в системі і покриття витоків повітря потрібна досить велика витрата енергії. Крім того, реальна схема керування живленням ресор містить ряд складних апаратів для регулювання висоти ресори, аварійного скидання тиску в парній ресорі в разі прориву однієї з ресор для того, щоб уникнути поперечного перекосу кузова. До того ж за допомогою більш надійних, дешевих і традиційних способів із застосуванням металевих пружин можуть бути отримані граничні статичні прогини.



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

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

Для опису пружних властивостей пневморесор звичайно використовують рівняння стану газу при постійній температурі:

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

де n – показник політропи (при повільному статичному деформуванні пневморесори $n=1$, а при динамічному – $n=1,3 \div 1,4$);

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

Поточний тиск p та об'єм V повітря відповідно мають такий вигляд:

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

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

де p_a і p_n – відповідно атмосферний і надлишковий тиск повітря;
 S_e – ефективна (несуча) площа пневморесори;
 Δ – деформація пневморесори.

Навантаження на ресори визначається як сума навантажень, що сприймаються оболонкою й повітрям:

$$F = F_{об} + F_n = \mathcal{J}_{об} \cdot \Delta + p_n \cdot S_e = \mathcal{J}_{об} \cdot \Delta + (p - p_a) \cdot S_e. \quad (3.4)$$

Зробимо деякі припущення.

По-перше, жорсткість гумокордної оболонки $\mathcal{J}_{об}$ зазвичай мала, і тому першим доданком у формулі (3.4) можна нехтувати.

По-друге, при деформуванні пневморесори її зовнішній діаметр змінюється дуже мало. Тому ефективну (несучу) площу S_e гумокордної оболонки можна при математичному моделюванні пружної характеристики пневморесори вважати постійною величиною, незалежною від деформації Δ .

З урахуванням цих припущень, а також виразів (3.1)-(3.3) отримаємо остаточний вигляд функції, яка описує пружну силову характеристику пневморесори:

$$F(\Delta) = \left[\frac{p_0 \cdot V_0^n}{(V_0 - S_e \cdot \Delta)^n} - p_a \right] \cdot S_e. \quad (3.5)$$

Порядок виконання лабораторної роботи

У звіті обов'язково формулюється мета лабораторної роботи та викреслюється ескіз досліджуваної пневморесори (рисунки 3.1, 3.2 чи 3.3, *a*) згідно з індивідуальним варіантом за таблицею А.3, згідно з якою, окрім типу пневморесори, визначаються і вихідні дані:

- P – номінальна вантажопідйомність, кН;
- p_0 – внутрішній робочий тиск повітря, кПа;
- p_a – атмосферний тиск, кПа;
- d – діаметр пневморесори зовнішній, м;
- V_0 – об'єм гумокордної оболонки, м³;
- n – показник політропи;
- S_e – несуча площа оболонки, м², що розраховується як площа круга:

$$S_e = \frac{\pi \cdot d^2}{4}. \quad (3.6)$$

Розрахунки та побудова графіків виконуються за допомогою комп'ютерної математичної системи MathCAD, які додаються як протокол до звіту з лабораторної роботи.

При дослідженні пружної характеристики пневморесори треба передбачити можливість варіантів розрахунків для різних значень робочого тиску повітря. Для цього пружну характеристику (3.5) задаємо як функцію 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 нульова деформація $\Delta = 0$. Таким чином, функція $F(0, p)$ одного аргументу p дає змогу відстежити залежність між статичним навантаженням

і тиском в оболонці, щоб забезпечити постійний рівень підресореної маси відносно рейок.

На завершення будуються пружні характеристики пневморесори (3.7) для кількох значень робочого тиску повітря.

Звіт з роботи завершується висновками щодо особливостей пневморесор як елементів ресорного підвішування та особливостей побудованих пружних характеристик, зокрема можливостей змінювати ці характеристики в процесі експлуатації.

Контрольні питання

1 У чому полягають переваги застосування пневморесор на залізничному транспорті?

2 Від яких параметрів залежать пружні характеристики пневморесор?

3 Яким чином працюють пневморесори?

4 Які типи пневморесор застосовують на рухомому складі?

5 Охарактеризуйте конструкцію та принцип дії балонної пневморесори.

6 Охарактеризуйте конструкцію та принцип дії діафрагмової пневморесори.

7 Що є технічною характеристикою пневморесори та від яких параметрів вона залежить?

8 Які труднощі, виявлені за роки експлуатації, не дають змоги широко застосовувати пневморесори?

9 Чи треба враховувати при визначенні силової характеристики балонної пневморесори зміну зовнішнього діаметра оболонки?

10 Яке рівняння використовують для опису пружних властивостей пневморесор?

11 Чи можна при математичному моделюванні пружної характеристики ефективну (несучу) площу S_e гумокордної оболонки вважати постійною величиною, незалежною від деформації Δ ?

12 Яким чином можна регулювати жорсткість пневморесори при зміні статичного навантаження на неї?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 4

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГУМОВОГО АМОРТИЗАТОРА ПІДВІСКИ ТЯГОВОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Гумові деталі широко застосовуються як пружні елементи і рухомі з'єднання на рухомому складі. Завдяки порівняно високим допустимим відносним деформаціям і наявності внутрішнього тертя вдається створювати компактні пружні елементи, які реалізують також розсіювання енергії, що дає змогу, наприклад, обходитися при їх застосуванні без гасителів коливань у буксовому ступені підвішування. Внутрішнє тертя в гумі особливо ефективно сприяє заглушенню високочастотних вібрацій – шумів. Однак розсіювання енергії призводить до підвищення температури матеріалу гуми, що в окремих випадках може виявитися небажаним.

Високі допустимі відносні деформації зсуву дають змогу створювати сферичні і циліндричні шарніри – сайлент-блоки, багатошарові рухомі опори та інші рухомі з'єднання, у яких не виникає поверхневого тертя, а отже, не відбувається зношування, і немає необхідності в застосуванні мастила. Здатність гасити коливання залежить від марки гуми. Жорсткість гуми може відрізнитися в 10÷20 разів при зміні марки гуми. До недоліків гуми слід віднести високу жорсткість, зміну фізико-механічних властивостей від температури навколишнього середовища.

Гумометалеві несучі деталі (ГМА), часто звані амортизаторами, виконують у вигляді прямокутних пластин, або у вигляді круглих суцільних і кільцевих шайб (підвіска ТЕД), у вигляді порожніх конусів (у центральних маятникових опорах кузова, на візках локомотивів ВЛ60, ТЕП60) і втулок (у буксових повідцях у циліндричних буксових напрямних). У таких амортизаторах гума відчуває деформації стиснення, зсуву, а також складного опору.

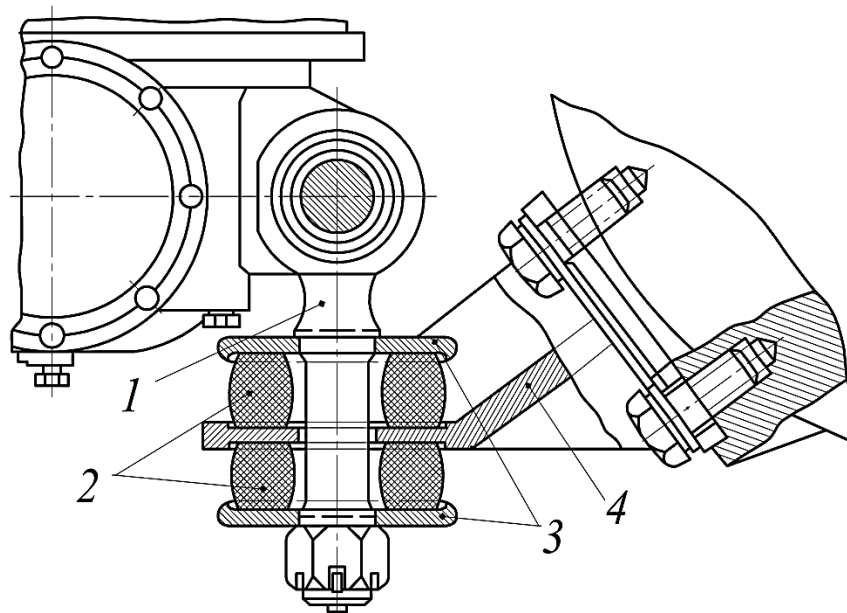
Як матеріал для перерахованих деталей застосовують морозостійкі гуми марок 7-1847, 7-2959, 7-2462. Досліди показують, що при деформації гуми об'єм її практично не

змінюється, і вона є нестискаючою. Для того, щоб у амортизатора був прогин, гума повинна мати можливість випиратися.

Об'єктом дослідження лабораторної роботи є амортизатор підвіски ТЕД вантажного електровоза ВЛ80, виконаний у вигляді двох гумових шайб, між якими затиснутий з попереднім натягом кронштейн тягового двигуна (рисунок 4.1).

Порядок виконання лабораторної роботи

У звіті обов'язково формулюється мета лабораторної роботи та викреслюється ескіз досліджуваного ГМА (рисунок 4.1).



1 – підвіска; 2 – гумові шайби; 3 – сталеві шайби;
4 – кронштейн ТЕД

Рисунок 4.1 – Пружна підвіска тягового двигуна

Згідно з індивідуальним варіантом за таблицею А.4 обираються вихідні дані та за допомогою комп'ютерної математичної системи MathCAD здійснюються розрахунки і побудова графіків, що додаються як протокол до звіту з лабораторної роботи. Вихідними даними при виконанні лабораторної роботи є:

- P_0 – вага тягового двигуна, кН;

- F_k – максимальна сила тяги, віднесена до однієї колісної пари, кН;
- D_k – діаметр колеса по колу кочення, м;
- L – опорна база двигуна, м;
- E – модуль пружності гуми, Н/мм²;
- D – зовнішній діаметр шайби, мм;
- d – внутрішній діаметр шайби, мм;
- h_u – висота шайби у вільному стані, мм.

Для врахування впливу форми гумового елемента та особливостей його закріплення вводять умовний модуль пружності при стисканні:

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

де α – коефіцієнт, що враховує спосіб кріплення торців (при відсутності переміщення опорних поверхонь гумових шайб відносно сталевих шайб, тобто міцному кріпленні торців, $\alpha = 4,67$);

φ – коефіцієнт форми, рівний відношенню площі S , на яку передається навантаження, до поверхні випирання.

Для нашого випадку гумовий елемент є циліндричною шайбою з вільними бічними поверхнями, тому коефіцієнт форми гумової шайби визначається як

$$k_\varphi = 1 + 4,67 \cdot \frac{D - d}{4 \cdot h_u}, \quad (4.2)$$

Площа перерізу шайби, мм², визначається як

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

Силова характеристика гумової шайби є нелінійною:

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

де $P(\Delta)$ – сила стиснення, кН;

E – модуль пружності гуми, Н/мм²;

Δ – деформація шайби, мм.

За формулою (3.3) необхідно побудувати графік силової характеристики гумової шайби, тобто залежність сили стиснення від деформації.

При реалізації максимальної сили тяги на підвіску тягового двигуна діє додаткове (тягове) навантаження:

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

Щоб унеможливити «розкриття амортизатора», коли тягове навантаження спрямоване донизу, треба забезпечити попередній натяг верхньої гумової шайби саме на величину сили R_m .

Деформацію попереднього натягу верхньої шайби Δ_g можна визначити за умови $P(\Delta_g) = R_m$ за формулою

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

Деформація попереднього натягу нижньої шайби Δ_n буде більшою за рахунок ваги двигуна (при навантаженні R_n):

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

де

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

Для побудови в єдиній координатній системі силових характеристик кожної шайби та спільної характеристики комплекту з двох шайб треба вибрати початок відліку деформацій Δ таким чином, щоб у стані попереднього натягу був умовний нуль деформацій. Крім того, треба врахувати зворотний напрямок сил стиснення у верхній та нижній шайбах.

У єдиній системі координат силові характеристики мають вигляд:

- верхньої гумової шайби:

$$P_g(\Delta) = P(\Delta + \Delta_g); \quad (4.9)$$

- нижньої гумової шайби:

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

- спільна характеристика підвіски:

$$P_\Sigma(\Delta) = P_g(\Delta) + P_n(\Delta). \quad (4.11)$$

За межами діапазону $-\Delta_g \leq \Delta \leq \Delta_n$ ці характеристики не працюють, бо відбувається «розкриття амортизатора».

Коефіцієнт жорсткості підвіски, Н/мм, може бути визначений як тангенс нахилу кута силової характеристики за формулою

$$жс = \frac{2 \cdot P(\Delta_n + \Delta_g) \cdot 10^3}{\Delta_n + \Delta_g}. \quad (4.12)$$

Контрольні питання

1 Наведіть приклади використання ГМА на рухомому складі залізниць.

2 У чому полягають переваги і недоліки застосування гумових елементів?

3 Від чого залежить деформація стиснення гумового амортизатора?

4 Від чого залежить модуль пружності гуми?

- 5 Що таке відносна деформація гумового амортизатора?
- 6 Від чого залежить довговічність гумових елементів?
- 7 Як визначаються напруження стиску гумової пластини?
- 8 Що відображає коефіцієнт форми гуми?
- 9 Як залежить жорсткість гумової пластини від виду з'єднання гуми з металом?
- 10 Як визначаються напруження зсуву гумової пластини?
- 11 Які види навантажень може відчувати гумова пластина?
- 12 Як можна зменшити теплоутворення в гумі?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 5

МОДЕЛЮВАННЯ СИЛОВОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРУЖНОФРИКЦІЙНОГО З'ЄДНАННЯ

Матеріали з високим коефіцієнтом тертя називаються фрикційними. Такі матеріали застосовують, наприклад, у гальмівних колодках, фрикційних муфтах зчеплення і т. п. Тому і гасителі, у яких використовується сухе тертя, також називаються *фрикційними*.

За конструкцією фрикційні гасителі коливань підрозділяються на *важільно-дискові*, *клинові* та *телескопічно-поршневі*. Важільно-дискові гасителі коливань (рисунок 5.1) установлені на візках моторних вагонів електропоїздів EP2, EP2P, EP9, ЕПЛ2Т, ЕПЛ9Т, дизель-поїздах Д1 і ДР1, клинові – на візках головних і причіпних вагонів електропоїзда EP9, телескопічно-поршневої конструкції – на тепловозах ТЕ10М, 2ТЕ10В, 2ТЕ116.

Основою гасителя (рисунок 5.1) є опорний диск 5, укріплений на рамі візка. У центральний отвір диска вставляється вісь 6, на яку надівається поворотний важіль 4, кришка 3, натискна пружина 2, фігурна шайба 1. Усі деталі стягуються спеціальною гайкою і фіксуються контргайкою. Обидві поверхні поворотного важеля, звернені до опорного диска і кришки, мають фрикційні диски-накладки. Подовжена частина поворотного важеля 4 кріпиться до буксового вузла повідцем 7 за допомогою втулок і болтів. У вушка повідця 7 уставлені гумові втулки, що компенсують поперечні перекося кінців повідця.

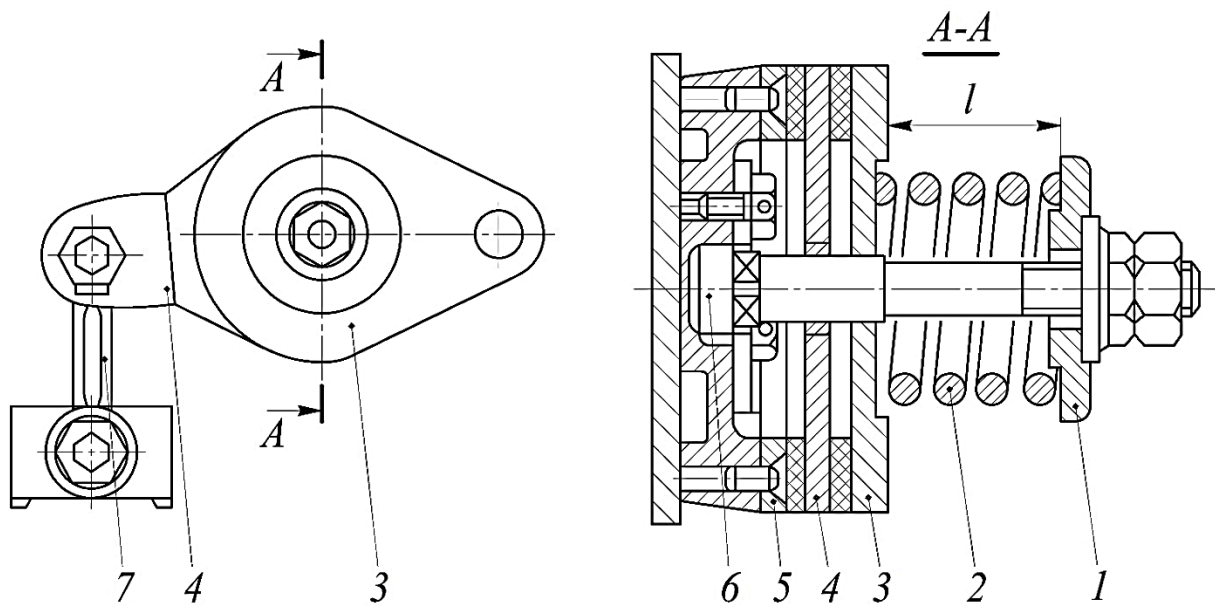


Рисунок 5.1 – Важільно-дисковий (поворотний) фрикційний гаситель

При вертикальних коливаннях рами візка відносно букси відбувається кутове переміщення і тертя дисків. Момент сил тертя перешкоджає цим переміщенням, і за рахунок роботи сил тертя відбувається розсіювання (дисипація) енергії коливань, коливання гасяться. Сили тертя визначаються нормальною силою підтискання фрикційних дисків, яка залежить від затяжки натискної пружини. При жорсткості натискної пружини 425 Н/мм і стисканні на 27 мм сила тертя, приведена до повідця, становить приблизно 5,2 кН.

Основні вимоги, які висуваються до матеріалів пари тертя в гасителях: стабільність коефіцієнта тертя, висока зносостійкість пари, малий модуль пружності і твердість матеріалу, низький коефіцієнт теплового розширення, хороша припрацьовуваність фрикційного матеріалу, достатня механічна міцність, теплостійкість. Застосування різних композиційних матеріалів для третьових пар додає еластичності шарам тертя, що також сприяє зниженню тиску і поліпшує припрацьовуваність матеріалу. Застосування металокерамічних матеріалів на залізній основі сприяє підвищенню коефіцієнта тертя і зносостійкості.

Об'єктом аналізу в лабораторній роботі є *пружнофрикційні з'єднання*, які реалізують, включаючи паралельно або послідовно-паралельно пружини і фрикційні гасителі коливань (рисунок 5.2).

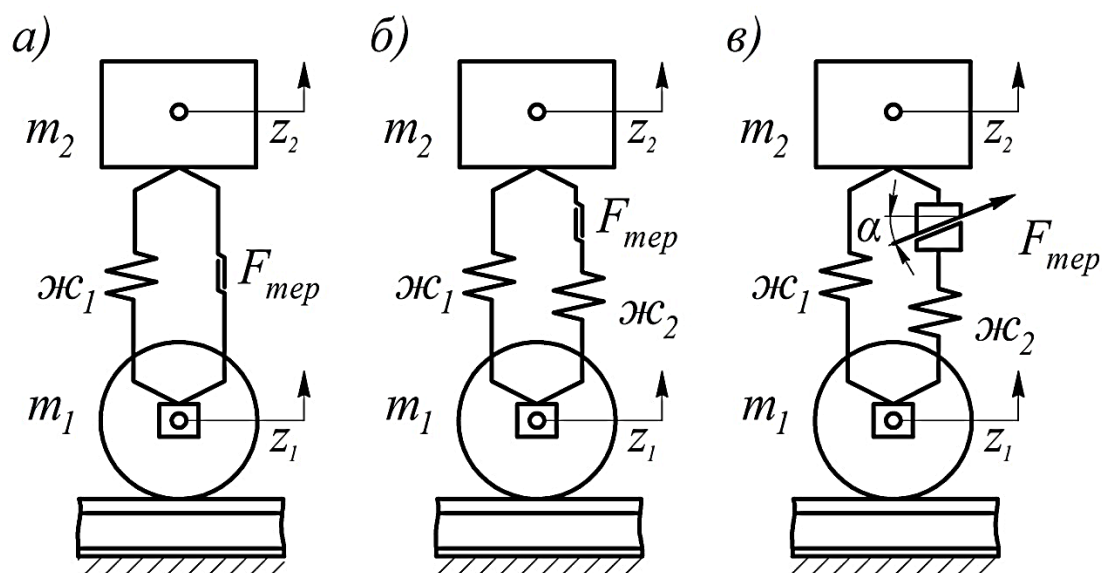


Рисунок 5.2 – Схеми пружнофрикційних з'єднань

Характеристики цих з'єднань можна одержати, використовуючи поняття жорсткості як сили, що відповідає одиничному переміщенню при одиничній швидкості. Найбільш часто в ресорному підвішуванні екіпажів застосовують включення пружини й фрикційного гасителя коливань паралельно (рисунок 5.2, а). При послідовно-паралельній схемі (рисунок 5.2, б) фрикційний гаситель з послідовно включеною пружиною, що має жорсткість $Ж_2$, називають *пружноізованим*. У гасителі (рисунок 5.2, в) сила тертя пропорційна переміщенню, тобто сила тертя створюється фрикційними елементами залежно від сили натиснення цих елементів, що пропорційна прогину пружини.

Пружнофрикційні елементи можуть зменшувати число степенів вільності через «заклинювання» ресорного підвішування. Якщо сила $m_2 \cdot \ddot{z}_2$, передана від маси m_2 на рисунку 5.2, а, менша від сили тертя, то деформації пружини не відбувається й обидві маси рухаються як одне ціле, тобто $z_2 = z_1$. «Заклинювання» ресорного підвішування спостерігається в окремих конструкціях рухомого складу при малих швидкостях руху й невисокому рівні збурювання. У схемах рисунка 5.2, б, в, навіть коли фрикційний елемент (гаситель) не працює, «заклинювання» ресорного підвішування не відбувається.

Порядок виконання лабораторної роботи

У звіті обов'язково формулюється мета лабораторної роботи та викреслюється схема досліджуваного пружнофрикційного з'єднання.

Згідно з індивідуальним варіантом за таблицею А.5 вибираються вихідні дані та за допомогою комп'ютерної математичної системи MathCAD здійснюються розрахунки і побудова графіків, що додаються як протокол до звіту з лабораторної роботи. Вихідними даними при моделюванні характеристики пружнофрикційного з'єднання за схемою рисунка 5.2, а є:

- \mathcal{J}_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.

Характеристика пружного елемента визначається як

$$F_{пр} = \mathcal{J}_1 \cdot \Delta, \quad (5.1)$$

а характеристика фрикційного елемента:

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

де Δ – деформація пружного елемента, $\Delta = z_2 - z_1$;

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

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

$$F(\Delta) = F_{пр} + F_{фр} = \mathcal{J}_1 \cdot \Delta + F_{тер} \cdot \text{sign}(\dot{\Delta}), \quad (5.3)$$

При коливаннях надресорної будови навколо положення статичної рівноваги отримаємо петльову характеристику *ABCD* (рисунок 5.3).

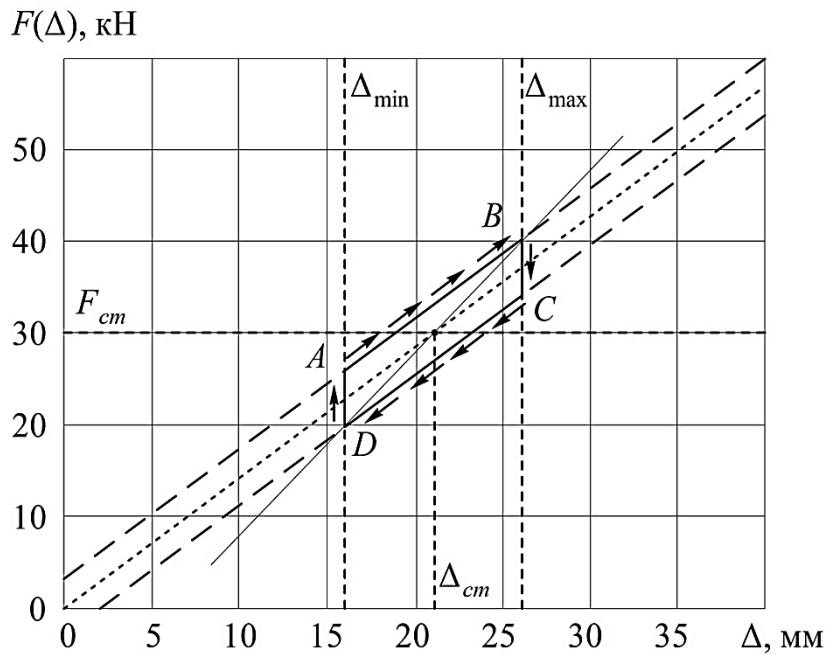


Рисунок 5.3 – Характеристика пружнофрикційного з'єднання за схемою рисунка 5.2, а

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

За результатами моделювання будується петльова характеристика $ABCD$ (рисунок 5.4), що відповідає коливанням надресорної будови навколо положення статичної рівноваги.

Лінія AB навантаження і лінія CD розвантаження пружнофрикційного комплекту при одночасній роботі пружного елемента \mathcal{K}_1 і фрикційного гасителя описуються тією ж формулою (5.3), а графічно виглядають як це показано на рисунку 5.3. Але 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{K}_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

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

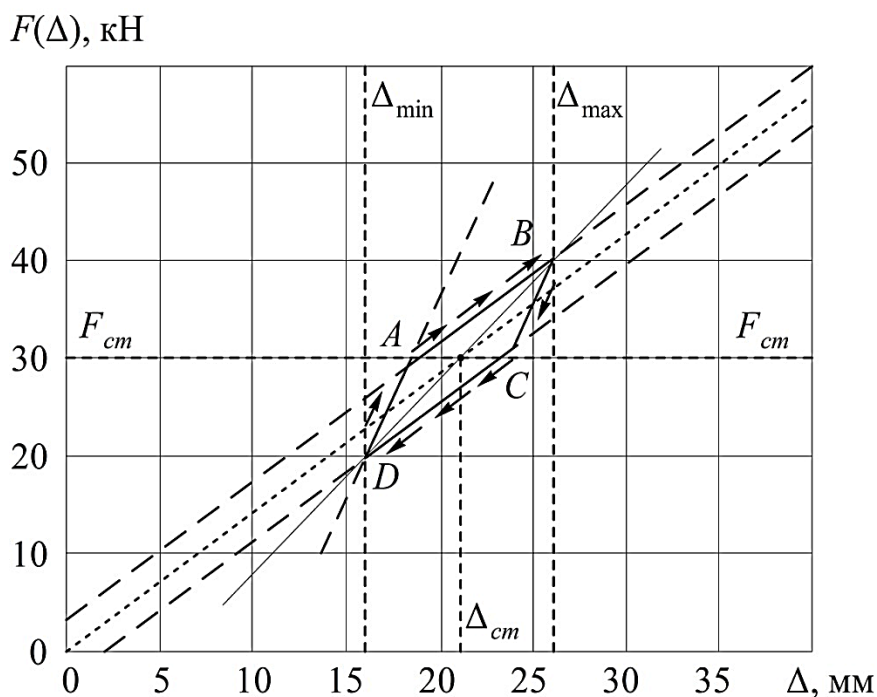


Рисунок 5.4 – Характеристика пружнофрикційного з'єднання з пружноізолюваним гасителем за схемою рисунка 5.2, б

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

$$F_{22}(\Delta) = (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \cdot \Delta - \varepsilon_2 \cdot \Delta_{\max} + F_{\text{мер}}. \quad (5.5)$$

Площа петлі $ABCD$ на 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 треба розрахувати так звану динамічну жорсткість пружнофрикційного з'єднання:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{дин}} &= \frac{F_B - F_D}{\Delta_{\max} - \Delta_{\min}} = \frac{(\varepsilon_1 \cdot \Delta_{\max} + F_{\text{мер}}) - (\varepsilon_1 \cdot \Delta_{\min} - F_{\text{мер}})}{\Delta_{\max} - \Delta_{\min}} = \\ &= \varepsilon_1 + \frac{F_{\text{мер}}}{\Delta_a}. \end{aligned} \quad (5.6)$$

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 .

Використовуючи поняття динамічної жорсткості, можна, наприклад, розрахувати власну частоту, Гц, коливань надресорної будови при пружнофрикційному підвішуванні:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{Ж_{дин}}{m_2}}, \quad (5.7)$$

де

$$m_2 = \frac{F_{cm}}{g}. \quad (5.8)$$

У висновках до лабораторної роботи треба вказати на те, що силова характеристика пружнофрикційного з'єднання має нелінійний (петльовий) вигляд, і зв'язати це з дисипативними властивостями фрикційного гасителя.

Контрольні питання

- 1 Поясніть термін «фрикційний».
- 2 Які вимоги висуваються до фрикційних матеріалів, що застосовуються в гасителях коливань?
- 3 На якому рухомому складі які типи фрикційних гасителів коливань застосовують?
- 4 Які вам відомі типи конструкцій фрикційних гасителів?
- 5 Викладіть коротко принцип дії важільно-дискового фрикційного гасителя.
- 6 Яким чином регулюється сила тертя важільно-дискового фрикційного гасителя?
- 7 Чому при застосуванні фрикційного гасителя можливе «заклинювання» ресорного підвішування? Як йому запобігти?
- 8 Як за допомогою силової характеристики з'єднання (рисунки 5.3, 5.4) оцінити величину енергії, яка розсіюється гасителем за один цикл коливань?
- 9 Що таке «динамічна жорсткість» пружнофрикційного з'єднання та від чого вона головним чином залежить?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 6

КОНСТРУКЦІЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛИВАНЬ ТА ДІАГНОСТИКА ЙОГО ТЕХНІЧНОГО СТАНУ

Гідравлічний гаситель розсіює енергію коливань за рахунок сил в'язкого тертя, що виникають при продавлюванні рідини поршнем через дросельні канали в робочому клапані. Цей тип гасителів має також назву гасителі в'язкого тертя і гідродемфери. Гасителі можуть бути встановлені між рамами кузова і візків (на електровозах ВЛ10, ВЛ80 всіх індексів, на електропоїздах у другому ступені з крученими пружинами) і між рамою візка і буксами (на електровозах ЧС4, ЕП1 та ін.).

Існуючі конструкції гідравлічних гасителів класифікують за такими типами:

- *телескопічні*, до переваг яких відносять автономність, легкість установлення в ресорному підвішуванні, простоту виготовлення і ремонту. Недоліками цього типу є трудність герметизації, знос ущільнювальних пристроїв;

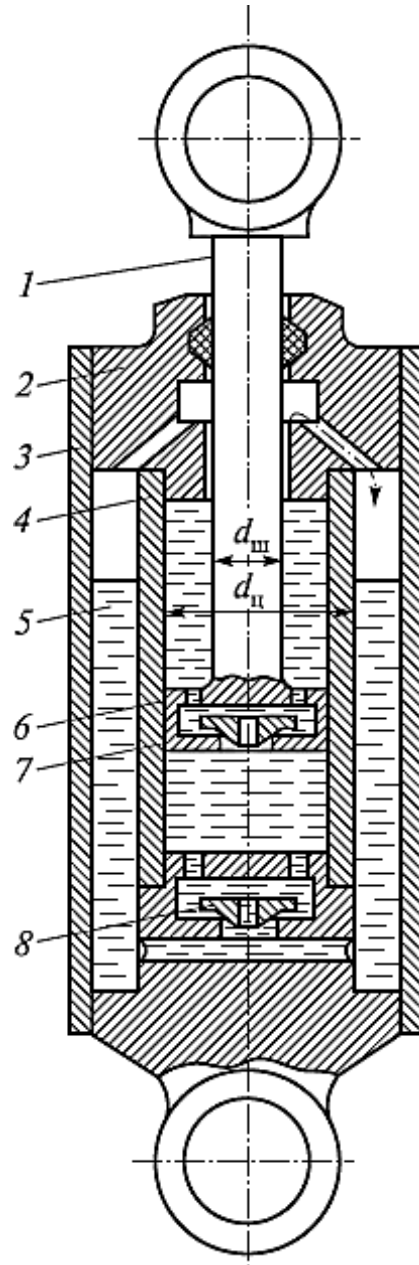
- *важільні*, серед переваг яких можна відзначити хорошу герметизацію циліндрів, можливість різного установлення системи важелів. Недоліками, характерними для них, є наявність зношених шарнірів, слабе гасіння коливань з невеликою амплітудою, трудомісткість монтажу, велика маса;

- *крильчасті*, що мають хорошу герметизацію камер, високу надійність, можливість установлення в різних положеннях. До їх недоліків належать обмежений кут зсуву важеля, наявність зношених шарнірів і важільної передачі, велика маса.

Роботу гідрогасителя розглянемо на прикладі телескопічного гасителя коливань (рисунок 6.1).

При переміщенні поршня вниз (хід стиску) верхній клапан 7 піднімається і частина рідини з порожнини під поршнем перетікає в порожнину над поршнем. Інша частина рідини з порожнини під поршнем перетікає через дросельний отвір нижнього клапана 8 у резервуар 5, створюючи опір переміщенню поршня. При переміщенні поршня вгору (хід розтягування) верхній клапан 7 закривається, рідина з порожнини над поршнем проходить через

дросельний отвір у порожнину під поршнем, одночасно в порожнину під поршнем надходить рідина з резервуара 5 через відкритий клапан 8. При протіканні рідини через отвори малого перерізу (дросельні отвори) виникають сили непружного опору, що використовуються для гасіння коливань.



1 – шток; 2 – напрямна 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

При малих відносних швидкостях вважають, що сила опору F пропорційна швидкості V переміщення поршня відносно циліндра:

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

Коефіцієнт пропорційності β називають *коефіцієнтом в'язкого опору* або *параметром опору демпфера*.

Фізичний зміст залежності такий: якщо $\beta = 0$, то маса здійснює незгасаючі коливання; чим більше β , тим меншу кількість коливань зробила пружно підвішена маса до повернення в початкове положення. Швидкість поршня за час його ходу від одного крайнього положення до другого змінюється від нуля (у крайніх положеннях) до найбільшого значення.

Зміна сили за період коливання з амплітудою Δf графічно може бути подана еліпсом, а робота сил опору – площею еліпса. Енергія, що розсіюється гідравлічним демпфером, пропорційна квадрату динамічного прогину підвішування df , так як демпфуюча сила пропорційна швидкості коливань (або швидкості переміщення поршня). При цьому, якщо прирощення енергії коливальної маси під дією збуджуючих сил у який-небудь момент перевищує поглинаючу здатність гідравлічного демпфера й амплітуди коливань ростуть, то збільшення амплітуд буде призупинено, як тільки поглинаюча здатність демпфера, що зростає пропорційно квадрату Δf , перевищить роботу збуджуючих сил.

Гідравлічний демпфер повинен мати в робочому діапазоні лінійну залежність між силою і швидкістю поршня. Однак для того, щоб уникнути можливості появи великих демпфуючих сил, які можуть призвести до поломки демпфера або будуть передаватися на підресорені маси, доцільно при великих швидкостях мати пологоу характеристику, тобто обмежити максимальну силу демпфера.

При розташуванні гідрогасителя в буксовому підвішуванні він буде сприймати під час руху колеса різноманітні впливи колії, які можуть мати досить виражені імпульси, що може спричинити гідравлічний удар у гасителів. Для виключення такого негативного

явища гасителі повинні мати пружинні запобіжні клапани з достатнім отвором для перепуску рідини.

Контроль та діагностування гідравлічних гасителів коливань. На заводах і в депо застосовують спеціальну систему контрольних перевірок і випробувань на різних стадіях ремонту або виготовлення гасителів коливань. Контрольні перевірки можна здійснювати ручним, механізованим і автоматизованим способами. Вручну в основному контролюють гасителі при технічному обслуговуванні, а механізованим і автоматизованим способами – при їх виготовленні й ремонті. Для випробування гасителів коливань використовують спеціальні стенди.

Застосовують нижченаведені види контролю гасителів коливань.

Вхідному контролю піддають матеріали, напівфабрикати, вузли, що комплектуються, і готові, які надходять від промислових підприємств для перевірки відповідності їхнім технічним умовам і запобігання пропуску бракованої продукції у виробництво (склад).

Поточний контроль здійснюють у процесі виготовлення, складання або ремонту гасителів коливань.

Приймальний – дає висновок про якість виготовлених або відремонтованих гасителів коливань. Для автономних гасителів він звичайно *суцільний*, а для вбудованих – *вибірковий*.

Випробний – призначений для оцінювання параметрів і характеристик гасителів та відповідності їх заданим технічним умовам і виконується на випробних установках та в експлуатаційних умовах за спеціальними програмами.

Експлуатаційний – має два різновиди відповідно звичайної й дослідної експлуатації.

Контроль *звичайної* експлуатації роблять працівники депо, пунктів технічного обслуговування, групи надійності рухомого складу. Крім гарантування безпеки руху, вони повинні аналізувати відмови й несправності, розробляти пропозиції щодо їх запобігання, подавати рекламачії та ін.

Контроль *дослідної* експлуатації виконують спільно з фахівцями проектних, науково-дослідних організацій та інститутів для оцінювання надійності гасителів, розроблення заходів щодо збільшення їхнього ресурсу, інструкцій, технічних умов та ін.

Випробування гідравлічного гасителя на стенді для діагностування його технічного стану і визначення його параметра опору β здійснюється у нижченаведеному порядку.

Гаситель коливань установлюють на стенд під кутом, що відповідає його робочому положенню в ресорному підвішуванні. Гаситель кріплять у кронштейнах стенда спеціальними конусними затискачами. Зазори у вузлах кріплення не допускають. Кожух гасителя коливань повинен бути відвернутий від верхньої головки й опущений донизу. Перед випробуванням гасителя вимикають (блокують) реєструвальний пристрій стенда. Вмикають стенд і реалізують циклічне зворотно-поступальне переміщення штока поршня щодо циліндра. Протягом 60 с прокачують гаситель і спостерігають за роботою його ущільнень. Виток рідини через ущільнення штока й корпуса не допускають. Верхня манжета не повинна мати переміщень щодо обойми.

Після 60 с роботи стенда вмикають його реєструвальний пристрій і на бланку планшета записують робочу діаграму гасителя, що має вигляд, наведений на рисунку 6.2, на якому $l = l_p + l_c$, h – довжина й ширина робочої діаграми (площа еліпса, що характеризує роботу сил опору гасителя); $2e$ – ширина діаграми при повільному повороті маховика стенда, близька до розмаху повзуна (площа діаграми характеризує роботу сил тертя в рухомих з'єднаннях гасителів коливань).

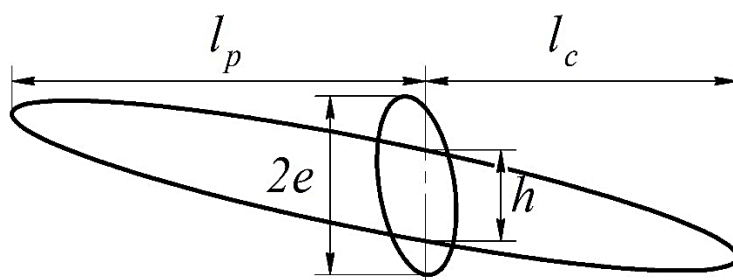


Рисунок 6.2 – Робоча діаграма справного гасителя коливань

За формою робочої діаграми визначають можливі дефекти (таблиця 6.1) і параметр опору гасителя за формулою

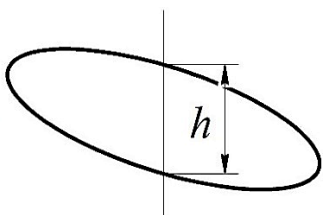
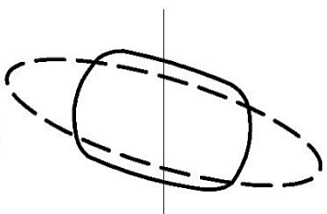
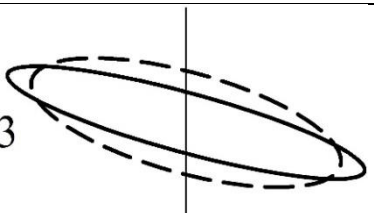
$$\beta = k \cdot \frac{l \cdot m_F}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot h}, \quad (6.2)$$

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

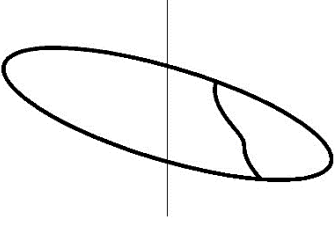
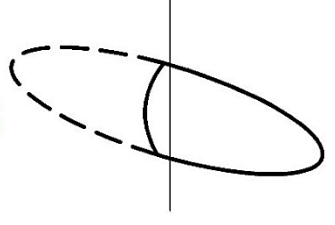
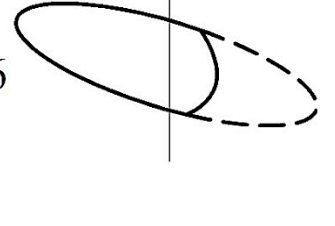
m_F – масштаб зусилля реєструвального пристрою;

n – частота коливань повзуна, Гц.

Таблиця 6.1 – Основні несправності гасителів коливань (пунктиром показані діаграми справного гасителя)

Вид діаграми		Можливі несправності гасителя	Спосіб усунення несправності
Розтяг	Стиск		
1	2	3	4
1		Гаситель справний	-
2	 Малий параметр гасителя	1 Кільцевий зазор між штоком та його прямою перевищує допустиму величину (0,05 мм) 2 Збільшені дросельні отвори в каналах 3 Зазор у з'єднанні прямої штока з циліндром 4 Нещільне прилягання клапанів до сідел (задирка) 5 Нещільне прилягання або тріщини пластин клапанів 6 Послабились, зношені або зламані компресійні кільця	1 Замінити пряму шток 2 Дросельні отвори відновити 3 Замінити ущільнювальне кільце 4 Поверхні прилягання клапанів до сідел притерти 5 Промити пластини, прогнуті або з тріщинами – замінити 6 Замінити компресійні кільця
3	 Параметр гасителя більший від допустимої величини	1 Кільцеве зношення дросельної пластини клапана гасителя	1 Замінити дросельну пластину

Продовження таблиці 6.1

1	2	3	4
<p>4</p> 		<p>1 Мало мастила (надпоршнева порожнина циліндра ще заповнюється) 2 Заїдає тарілку нижнього клапана гасителя КВЗ</p>	<p>1 Протерти сальники і непридатні замінити; перевірити оболонку резервуара і нещільності заварити 2 Замінити напрямне кільце або тарілку в нижньому клапані</p>
<p>5</p> 		<p>1 Збільшений дросельний отвір верхнього клапана 2 Вигвинчене сідло верхнього клапана 3 Нещільне прилягання тарілки верхнього клапана внаслідок зношування 4 Забруднення верхнього клапана 5 Руйнування, послаблення або зношування поршневого кільця</p>	<p>1 Дросельний отвір відновити 2 Поставити сідло клапана на місце 3 Привалкові поверхні тарілки та сідла клапана притерти 4 Промити гаситель. 5 Замінити поршневе кільце</p>
<p>6</p> 		<p>1 Збільшений дросельний отвір нижнього клапана 2 Нещільне прилягання тарілки до сідла в нижньому клапані (забруднення або зношування) 3 Зазор у з'єднанні циліндра з корпусом нижнього клапана</p>	<p>1 Дросельний отвір відновити 2 Промити гаситель; якщо є потреба притерти привалкові поверхні тарілки та сідла нижнього клапана 3 Замінити ущільнювальне кільце циліндра</p>

Продовження таблиці 6.1

1	2	3	4
<p>7</p> 		<p>1 Самовідгвинчування гайки резервуара в експлуатації або при збиранні гасителя ця гайка була загвинчена до положення, що не забезпечує жорсткого кріплення циліндра відносно оболонки резервуара</p>	<p>1 Підтягнути гайку резервуара і поставити стопорну пластинку</p>
<p>8</p> 		<p>1 Відсутність мастила в гасителі 2 Не працюють верхній та нижній клапани</p>	<p>1 Перевірити сальники та ущільнювальні кільця резервуара, непридатні замінити. Перевірити оболонку резервуара, нещільності заварити 2 Перевірити роботу клапанів</p>
<p>9</p> 		<p>1 Сухе тертя в гасителі внаслідок неправильного (з перекосом) встановлення на стенді або задирок на поршні та циліндрі</p>	<p>1 Усунути перекіс гасителя, допущений при встановленні, перевірити стан поверхонь поршня та циліндра</p>
<p>10</p> 		<p>1 Заклинений поршень у циліндрі</p>	<p>1 Перевірити стан поверхонь поршня та циліндра</p>

Порядок виконання лабораторної роботи

У звіті обов'язково формулюється мета лабораторної роботи та викреслюється принципова схема телескопічного пристрою гасителя коливань (рисунок 6.1) і робоча діаграма його справного стану (рисунок 6.2).

Згідно з індивідуальним варіантом за таблицею А.6 необхідно обрати види діаграм несправних гасителів (наведені в таблиці 6.1), викреслити їх на міліметровому папері, визначити параметр опору гасителя за формулою (6.2) та проаналізувати причини виникнення і способи усунення цих несправностей.

Контрольні питання

1 У чому полягає принцип дії гідравлічного гасителя коливань?

2 Чи є лінійною силова характеристика гідравлічного гасителя?

3 Обґрунтуйте залежність сили опору гідравлічного гасителя від частоти коливань.

4 Яким чином захищають гідравлічний гаситель від перевантаження при високих частотах (наприклад коли гаситель установлений у буксовому ступені ресорного підвішування)?

5 У чому полягає кінематичний спосіб захисту гасителя від перевантаження?

6 Як за допомогою робочої діаграми гасителя оцінити величину енергії, яка розсіюється за один цикл коливань?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Механическая часть тягового подвижного состава [Текст] : учеб. для вузов ж.-д. тр-та / И. В. Бирюков, А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак [и др.] ; под ред. И. В. Бирюкова. – М. : Транспорт, 1992. – 440 с.

2 Гурский, Д. А. Вычисления в MathCAD [Текст] / Д. А. Гурский. – Минск: Новое знание, 2003. – 814 с.

ДОДАТОК А
Вихідні дані до виконання лабораторних робіт

Таблиця А.1 – Вихідні дані до 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	4	50
8	148	40	4,5	53
9	152	42	5	56
10	156	44	5,5	59
11	160	46	6	62
12	164	48	6,5	65
13	168	50	7,0	68

Таблиця А.2 – Вихідні дані до лабораторної роботи 2

Варіант	L , мм	a , мм	$b \times h$, мм	Кількість листів ресори		E , ГПа
				n_k	n_H	
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
10	1420	142	121×20	4	8	209
11	1440	144	122×21	3	7	212
12	1460	146	123×22	4	6	215
13	1480	148	124×23	3	11	218

Таблиця А.3 – Вихідні дані до 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
10	Балонна	170	540	105	0,64	0,048
11	Діафрагмова	180	550	110	0,69	0,052
12	Подушкова	190	560	115	1,20	0,056
13	Балонна	200	570	120	0,75	0,060

Таблиця А.4 – Вихідні дані до лабораторної роботи 4

Варіант	P_d , 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
10	46	65,8	1,22	1,20	4,8	194	84	84
11	48	66,1	1,23	1,21	5,0	196	86	86
12	50	66,4	1,24	1,22	5,2	198	88	88
13	52	66,7	1,25	1,23	4,4	200	90	90

Таблиця А.5 – Вихідні дані до лабораторної роботи 5

Варіант	J_{c1} , 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
10	1,440	3,3	33	5,3
11	1,445	3,4	34	5,4
12	1,450	3,5	35	5,5
13	1,455	3,6	36	5,6

Таблиця А.6 – Вихідні дані до 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
10	2, 4
11	3, 5
12	6, 8
13	7, 9

