

**МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**  
**Кафедра “Системи електричної тяги”**

**ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ**

**з дисципліни**

***«КОНСТРУКЦІЯ І ДИНАМІКА  
ЕЛЕКТРИЧНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ»***

**Харків 2011**

Лабораторний практикум розглянуто та

рекомендовано до друку на засіданні кафедри «Системи електричної тяги» 8 лютого 2011 р., протокол № 6.

Лабораторний практикум призначений для студентів спеціальності «Електричний транспорт», що вивчають курс «Конструкція і динаміка ЕРС» денної та заочної форм навчання.

Укладач

доц. Ю.О. Ярошок

Рецензент

доц. А.Ф. Агулов

## ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ

з дисципліни

*«КОНСТРУКЦІЯ І ДИНАМІКА  
ЕЛЕКТРИЧНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ»*

Відповідальний за випуск Ярошок Ю.О.

Редактор Еткало О.О.

---

Підписано до друку 22.03.10 р.

Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 2,25. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту  
61050, Харків - 50, майдан Фейербаха, 7

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

**УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ  
МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ  
Кафедра «Системи електричної тяги»**

**ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ  
з дисципліни  
*«КОНСТРУКЦІЯ І ДИНАМІКА  
ЕЛЕКТРИЧНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ»***

**Харків 2010**

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри «Системи електричної тяги» 8 лютого 2011 р., протокол № 6.

Методичні вказівки призначені для студентів спеціальності «Електричний транспорт», що вивчають курс «Конструкція і динаміка ЕРС» денної та заочної форм навчання.

Укладач

доц. Ю.О. Ярошок

Рецензент

доц. А.Ф. Агулов

## ЗМІСТ

ВСТУП	4
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 1	
Визначення характеристик гвинтових пружин системи ресорного підвішування локомотивів .....	5
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 2	
Визначення силової характеристики листової ресори ...	9
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 3	
Визначення силової характеристики гумового амортизатора підвіски ТЕД .....	15
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 4	
Моделювання силової характеристики пневморесори ..	20
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 5	
Конструкція фрикційного гасителя коливань. Моделювання силової характеристики пружнофрикційного з'єднання .....	26
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 6	
Конструкція гідравлічного гасителя коливань та діагностика його технічного стану .....	34
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 7	
Моделювання вільних коливань екіпажа .....	43
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 8	
Моделювання змушених коливань екіпажа .....	46
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ .....	50

## ВСТУП

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

Лабораторні роботи 1 і 2 можуть виконуватися або в умовах стендових випробувань, або на комп'ютерах з використанням відповідних програм *Virtual\_lab\_PR.exe* і *Virtual\_lab\_RES.exe* (CD «Навчальні матеріали»). Лабораторна роботи 6 є ознайомлювальною і виконується на основі теоретичного та мультимедійного матеріалу, що надається студентам під час роботи. Решта лабораторних робіт виконується на математичних моделях у комп'ютерній лабораторії кафедри СЕТ.

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.

Перед початком лабораторних робіт студенти повинні ознайомитись з основними правилами техніки безпеки при проведенні дослідів та суворо дотримуватись вказівок керівника лабораторних робіт.

Звіти з лабораторних робіт повинні містити в собі ескіз досліджуваного пружного елемента або деталі, дані з вимірювальної та реєструвальної апаратури, результати вимірювань, а для робіт на комп'ютері – розрахункову схему, математичну модель. У звіті обов'язково наводяться необхідні розрахунки та графіки і короткі висновки з виконаної роботи.

Приклади оформлення лабораторних робіт наведені на CD «Навчальні матеріали».

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 1

### ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГВИНТОВИХ ПРУЖИН СИСТЕМИ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ ЛОКОМОТИВІВ

Циліндричні гвинтові пружини для рухомого складу виготовляються з прутків круглого перерізу з пружинної сталі марок 55С2, 60С2.

Для цих сталей границя текучості  $\tau_T = 650 \div 700$  МПа. Допустимі напруження складають: для розрахунків від статичного навантаження  $\tau_{ст.маx} = 450 \div 500$  МПа, а з урахуванням додаткових динамічних навантажень –  $\tau_{д.маx} = 600 \div 650$  МПа. Найбільше навантаження, при якому випробовується пружина, визначається за величиною  $\tau_{д.маx} = 650$  МПа.

Для забезпечення повного прилягання пружини до опорної площини (рисунок 1.1) кінці заготівок відтягуються на довжину  $\frac{3}{4}$  витка. Кількість робочих витків тому виходить менше їх загальної кількості на 1,5 витка.

При застосуванні подвійних пружин, включених у роботу паралельно, зовнішня навивається з правим навиванням, а внутрішня – з лівим.

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

$$\alpha = \frac{F}{f} = \frac{Gd^4}{8D^3 n_p}, \quad (1.1)$$

де  $F$  – прикладене зусилля;

$f$  – осідання пружини під навантаженням;

$d$  – діаметр прутка;

$D$  – середній діаметр пружини,  $D = D_n - d$ ;

$n_p$  – кількість робочих витків;

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

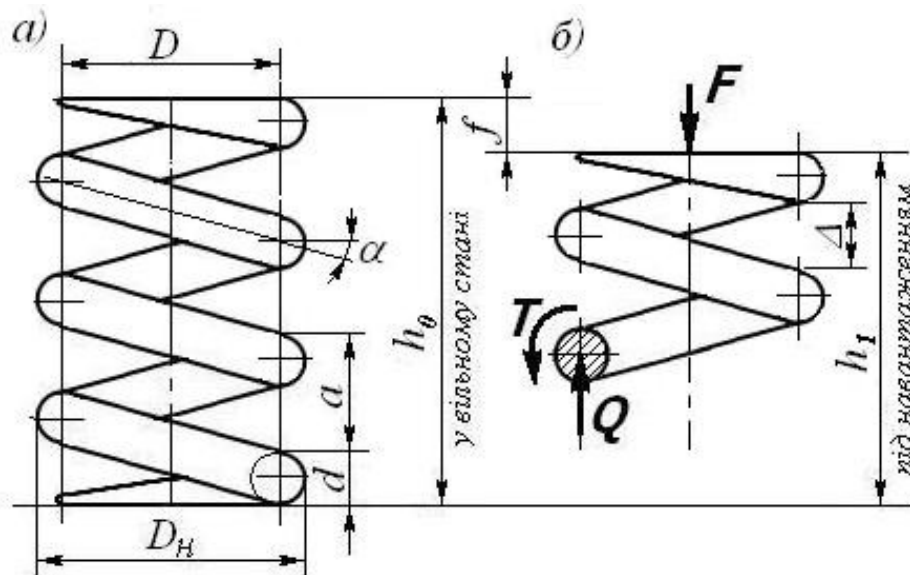


Рисунок 1.1 – Розрахункова схема циліндричної гвинтової пружини

Згідно з методом перерізів з умов рівноваги верхньої частини пружини (рисунок 1.1, б) визначаємо 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*  $\tau_{zc}$  та *кручення*  $\tau_{кр}$ .

Насправді при цьому ми нехтували малими за величиною подовжньою силою та згинальним моментом. Помилка при такому розрахунку буде тим більша, чим більший кут підйому витка  $\alpha$ .

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

$$\tau_{\max} = \tau_{\text{зс}} + \tau_{\text{кр}} = \frac{F}{A} + \frac{T}{W_p} = \frac{F}{\pi d^2 / 4} + \frac{F \cdot D/2}{\pi d^3 / 16} = \frac{4F}{\pi d^2} (1 + 2c), \quad (1.2)$$

де  $A$ ,  $W_p$  – площа та полярний момент опору перерізу прутка;  
 $c$  – індекс пружини,  $c = D/d$ .

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



Більш точний результат дає формула, яка враховує кривину витків,

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot F \cdot c \cdot k}{\pi \cdot d^2} \leq [\tau], \quad (1.3)$$

де  $k$  – поправочний коефіцієнт.  $k = (4c + 2)/(4c - 3)$ .

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

$$a = \frac{8 \cdot F_{\max} \cdot D^3}{G \cdot d^4} + d + \Delta', \quad (1.4)$$

де  $\Delta'$  – зазор між витками при максимальному навантаженні.

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 повинно бути обмежене:

для шарнірно закріплених опорних витків  $h_0 / D \leq 1,75$ ,

для жорстко закріплених опорних витків  $h_0 / D \leq 3,5$ .

### Порядок виконання лабораторної роботи

Викреслюється ескіз пружини (рисунок 1.1,  $a$ ). Основні розміри визначаються безпосереднім обмірюванням (при наявності натурального зразка) або за довідковими даними і записуються до таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Вихідні геометричні дані пружини

$D_n$ , мм	$d$ , мм	$D = D_n - d$ , мм	$n$	$n_p = n - 1,5$	$h_0$ , мм	$\Delta$ , мм	$a$ , мм

За величиною  $\tau_{d.\max}$  визначається навантаження  $F_{\max}$ . Потім перевіряється за формулою (1.4) умова, щоб при максимальному навантаженні зазор між витками пружини був не менше 3 мм.

Навантаження і вимірювання переміщень пружини здійснюються або на експериментальному стенді, або на віртуальній моделі (комп'ютерна програма *Virtual\_lab\_PR.exe*). Результати заносяться до таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Результати експерименту

	Навантаження				Розвантаження			
Сили, <i>кН</i>								
Переміщення, <i>мм</i>								

За даними таблиці 1.2 будується силова характеристика пружини – залежність деформації від прикладеного навантаження і визначається дійсна жорсткість *ж*. Теоретична жорсткість *ж<sub>т</sub>* визначається за формулою (1.1).

Розраховується погрішність  $|j_t - j| / j_t$  теоретичної формули.

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

### Контрольні питання

1 Чому кількість робочих витків, що міститься у розрахункових формулах, менше загальної кількості витків?

2 Що таке за визначенням коефіцієнт жорсткості пружини та в яких одиницях він вимірюється?

3 Що таке індекс пружини?

4 Чому міцність пружини визначається дотичними, а не нормальними напруженнями?

5 Як довести за допомогою діаграми «навантаження-розвантаження» відсутність дисипативних властивостей пружини?

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 2

## ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛИСТОВОЇ РЕСОРИ

Ресори для рухомого складу виготовляються з листів кременистої пружинної сталі марок 55С2, 60С2.

Верхній (найдовший) лист ресори називається *кореневим*, розташовані під ним листи такої ж довжини – *підкореневими*. Інші листи мають різну довжину і називаються *набірними*.

У гарячому стані листи згинають так, що більш короткі листи мають більшу кривину, що забезпечує їх щільне прилягання. Листи термообробляють (загартування при 870°C у маслі, відпуск при повторному нагріванні до 470°C). Після термооброблення листи піддають дробоструминному наклепу для підвищення межі витривалості. Для зменшення зносу листів та підвищення чутливості ресори до зміни навантаження листи змазують сумішшю машинного масла (25%), солідолу (25%) та графіту (50%). На пакет листів у середній частині одягають у гарячому стані хомут з м'якої сталі (Сталь 10 або Ст.3) та обтискають його одночасно з усіх боків на пресі.

За довжину ресори (рисунок 2.1) приймають відстань  $L$  між центрами отворів кореневого листа. Ця довжина змінюється в залежності від навантаження, тому за розрахункову приймають довжину під статичним навантаженням.

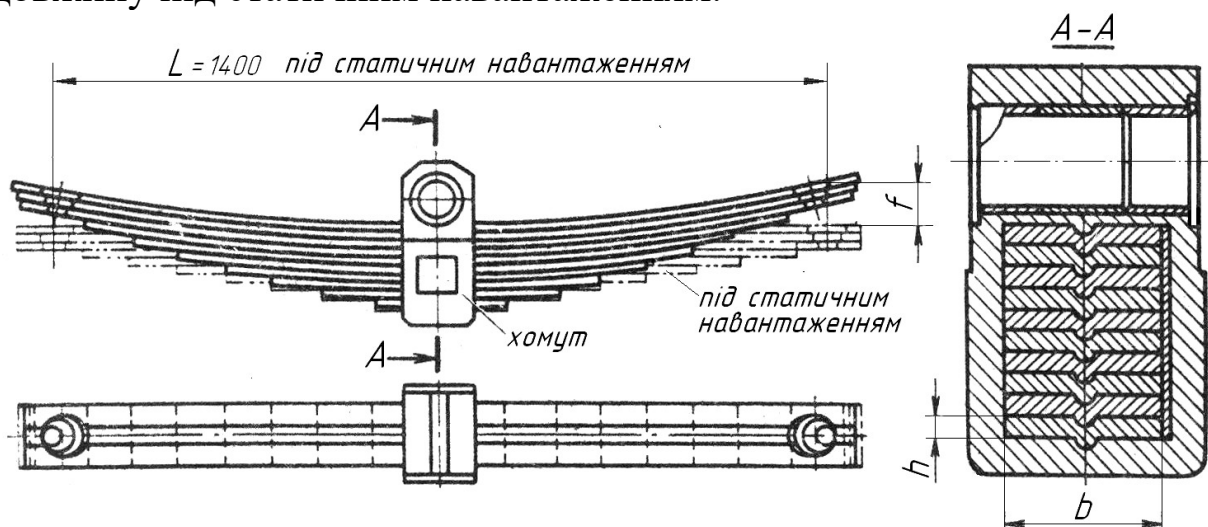


Рисунок 2.1 – Листова ресора

*Стрілою* викривлення ресори називають відстань від прямої, що з'єднує отвори у верхньому листі, до його поверхні у середній частині ресори. Ця відстань для ненавантаженої ресори

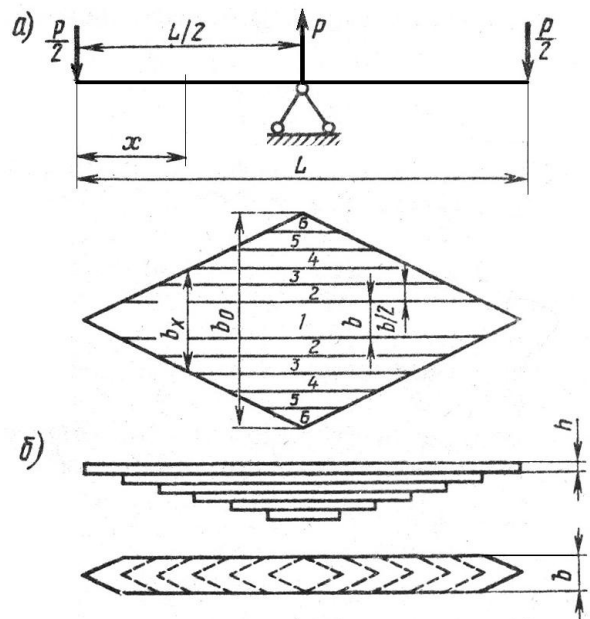
називається *фабричною стрілою*. *Прогин ресори  $f$*  – це різниця стріл фабричної та під статичним навантаженням. Фабричну стрілу роблять таку, щоб під максимальним навантаженням листи ресори майже випрямилися.

Ресору можна розглядати як балку, що навантажена по кінцях і спирається посередині (рисунок 2.2). 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.

Якщо розрізати лист, зображений на рисунку 2.2, а, на

смуги та з'єднати частини, позначені однаковими цифрами 2–6, то отримаємо теоретичну

Рисунок 2.2 – Схема ресори як балки рівного опору



ресору (рисунок 2.2, б) у вигляді набору окремих смуг шириною  $b = b_0 / n$ , де  $n$  – загальна кількість листів.

Напруження від згину в листах ресори під дією статичного навантаження згідно зі схемою (рисунок 2.2) визначається за формулою

$$\sigma = \frac{M_y}{W_y} = \frac{PL/4}{b_0 h^2 / 6} = \frac{3PL}{2nbh^2}. \quad (2.1)$$

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

$$j_c = \frac{4Eb^3(3n_k + 2n_c)}{3(L - a/3)^3}, \quad (2.2)$$

де  $E$  – модуль пружності (для сталі  $E = 205$  ГПа);

$b$  – ширина листа;

$h$  – товщина листа;

$L$  – довжина ресори;

$a$  – ширина хомута;

$n_k$  – число кореневих і підкореневих листів;

$n_c$  – число набірних листів східчастої 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.

Через дію сил тертя лінія навантаження ОВ та лінія розвантаження СО на діаграмі (рисунок 2.3) не збігаються. При відсутності тертя характеристика ресори визначається прямою ОК, що відповідає жорсткості  $j_c = P_{cm} / f_{cm}$ .

Тертя між листами ресори створює додаткову силу опору деформуванню, яку надалі будемо називати «силою тертя»  $F = \varphi \cdot P$ , де  $\varphi$  – коефіцієнт відносного тертя ресори.

Залежність сили від прогину при навантаженні ресори (пряма ОВ)

$$P_n = \varepsilon \cdot f + F = \varepsilon \cdot f(1 + \varphi), \quad (2.3)$$

а при розвантаженні (пряма СО)

$$P_p = \varepsilon \cdot f - F = \varepsilon \cdot f(1 - \varphi). \quad (2.4)$$

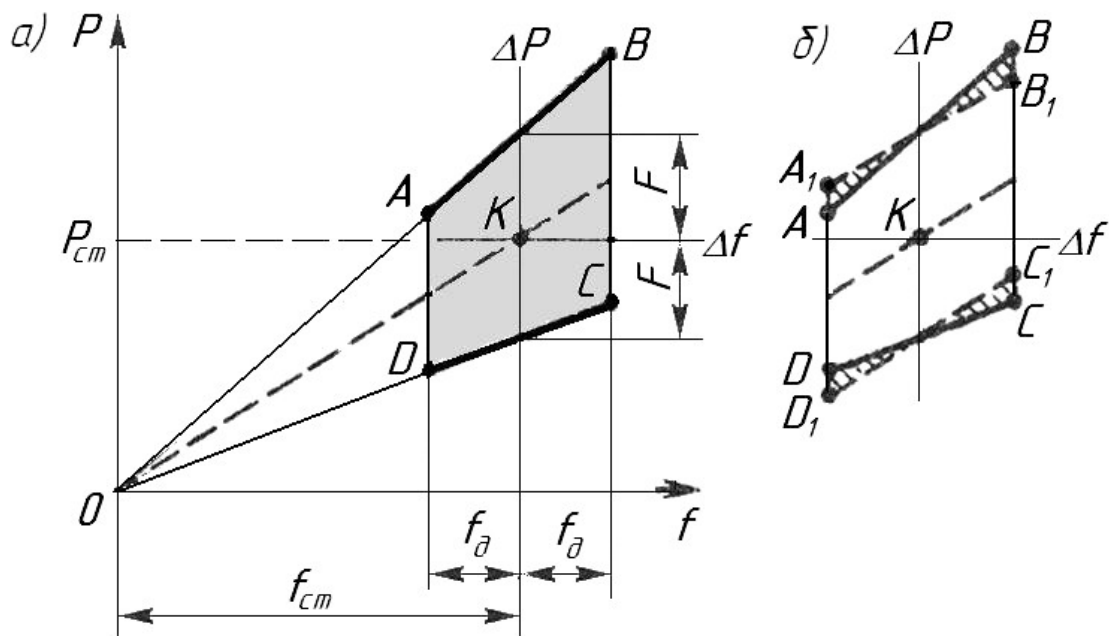


Рисунок 2.3 – Залежність прикладеної сили від прогину ресори

Коефіцієнт відносного тертя

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

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

При коливаннях надресорної будови з амплітудою  $f_0$  (рисунок 2.3, б) ресора працює у межах частини діаграми  $ABCD$ , так званої петлі гістерезису. Площа чотирикутника  $ABCD$  характеризує роботу сил тертя при коливаннях, тобто механічну енергію, яка розсіюється за один період коливань. Через те, що площі чотирикутника  $ABCD$  та паралелограма  $A_1B_1C_1D_1$  рівні, часто силу тертя у процесі коливань вважають постійною  $F = \varphi \cdot P_{cm}$ .

### Порядок виконання лабораторної роботи

У звіті обов'язково наводиться ескіз ресори або рисунок, виконаний на комп'ютері (рисунок 2.1), а також спрощена схема навантаження (рисунок 2.2).

Основні розміри визначаються безпосереднім обмірюванням (при наявності натурального зразка) або за довідковими даними і записуються до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Геометричні дані ресори

Довжина ресори $L, м$	Ширина хомути $a, м$	Розміри перерізу листів $b \times h, мм$	Кількість листів ресори	
			кореневих $n_k$	набірних $n_c$

Навантаження і вимірювання прогинів ресори здійснюються або на експериментальному стенді, або на віртуальній моделі (комп'ютерна програма *Virtual\_lab\_RES.exe*). Результати заносяться до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати експерименту

	Навантаження				Розвантаження			
Сили, $кН$								
Прогин, $мм$								

За результатами таблиці 2.2 будується діаграма «навантаження-розвантаження» (рисунок 2.3). За діаграмою



визначаються півсуми ординат лінії навантаження  $OB$  та лінії розвантаження  $CO$  для кількох значень прогину  $f_i$ , тобто будується умовна лінія  $OK$  чисто пружних сил. Умовна жорсткість листової ресори визначається як середнє значення

$$j_c = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{P_i}{f_i}, \quad (2.6)$$

де  $n$  – кількість точок, узятих по лінії  $OK$ .

Отримане значення жорсткості треба порівняти зі значенням, розрахованим за теоретичною формулою (2.2), для чого розраховується відносна погрішність  $|\frac{j_{cT} - j_c}{j_{cT}}$  теоретичної формули.

За формулою (2.5) розраховується середнє теоретичне значення коефіцієнта відносного тертя  $\Phi$  і середнє значення «сили тертя»

$$F = \varphi \cdot P_{cm}. \quad (2.7)$$

Визначається так звана *динамічна жорсткість* листової ресори в процесі коливань надресорної будови локомотива. Для цього потрібно з'єднати на діаграмі (рисунок 2.3) точки  $B$  і  $D$  прямою лінією і розрахувати тангенс кута нахилу цієї прямої:

$$j_{c\delta} = \frac{P_B - P_D}{f_B - f_D}, \quad (2.8)$$

де  $P_B, f_B$  – найбільші навантаження і прогин (відповідно т.  $B$  діаграми);

$P_D, f_D$  – найменші навантаження і прогин (відповідно т.  $D$  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 Назвіть (не використовуючи рисунок) основні конструктивні елементи листової ресори.

2 Як змінюється у процесі навантаження викривлення ресори?

3 Дайте словесне визначення, що таке прогин ресори.

4 Навіщо набірні листи ресори мають різну довжину? (Див. також питання 8).

5 Навіщо листи ресори змащують?

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

7 Що таке «сила тертя» листової ресори, чому при її визначенні використовується не звичайний коефіцієнт тертя  $\mu$ , а коефіцієнт відносного тертя  $\varphi$ ?

8 Міцність ресори визначається нормальними напруженнями за формулою (2.1). Чи відрізняється величина цих напружень у різних перерізах ресори? Що таке балка рівного опору згину? (Див. також питання 4).

9 Як довести за допомогою діаграми «навантаження-розвантаження» (рисунок 2.3) наявність дисипативних властивостей ресори? Як оцінити за допомогою тієї ж діаграми механічну енергію, яка розсіюється ресорою за один період при коливаннях надресорної будови?

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 3

### ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГУМОВОГО АМОРТИЗАТОРА ПІДВІСКИ ТЕД

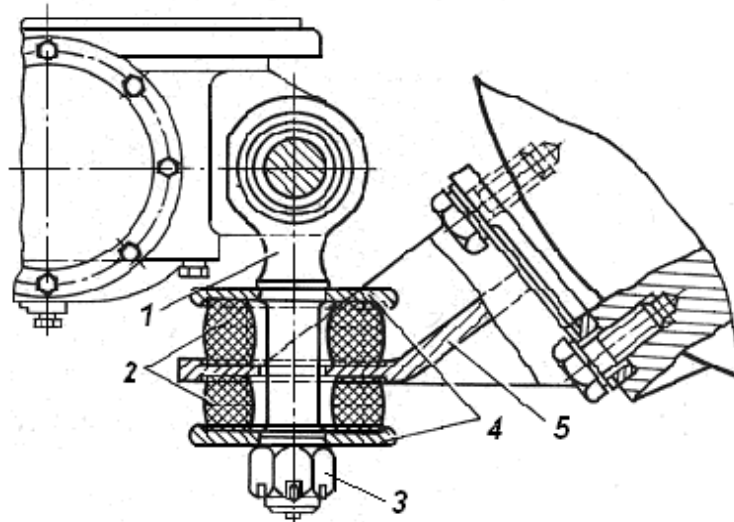
Гумові та гумометалеві амортизатори (ГМА) широко застосовуються як пружні елементи та рухомі з'єднання на рухомому складі.

Виконують ГМА у вигляді прямокутних пластин або у вигляді круглих суцільних або кільцевих шайб (у маятниковій підвісці ТЕД), у вигляді порожнистих конусів (у центральних

маятникових опорах кузова на візки локомотивів ВЛ60, ТЕП60) і втулок (у буксових повідцях та у циліндричних буксових напрямних). У таких амортизаторах гума зазнає деформації стиску, зсуву, а також складного опору. В умовах комбінованого деформування ГМА розрахунок силових характеристик, тобто залежностей між навантаженнями і деформаціями, може бути доволі складною задачею.

Як матеріал для перелічених деталей використовують морозостійкі гуми марок 7-1847, 7-2959, 7-2462.

Об'єктом дослідження лабораторної роботи є амортизатор підвіски ТЕД вантажного електровоза ВЛ80 (ВЛ10), виконаний у вигляді двох гумових шайб, між якими затиснутий з попереднім натягом кронштейн тягового двигуна (рисунок 3.1).



1 – підвіска; 2 – гумові шайби; 3 – гайка; 4 – сталеві шайби; 5 – кронштейн ТЕД

Рисунок 3.1 – Підвіска ТЕД вантажного електровоза

### **Порядок моделювання силової характеристики ГМА**

У звіті обов'язково наводиться ескіз досліджуваного ГМА або його рисунок, виконаний на комп'ютері (рисунок 3.1).

Розрахунки і побудова графіків виконуються за допомогою комп'ютер-ної математичної системи MathCAD і додаються як протокол до звіту з лабораторної роботи.

Викладачем за варіантами задаються вихідні дані, які заносяться у таблицю 3.1 і розрахунковий документ MathCAD.

Таблиця 3.1 – Дані для розрахунку силової характеристики амортизатора

Величини, одиниці вимірювання	Позначення	Значення
Вага тягового двигуна, кН	$P_D$	
Максимальна сила тяги, віднесена до однієї колісної пари (при коефіцієнті зчеплення $\Psi = \dots$ ), кН	$F_K$	
Діаметр колеса по колу катання, м	$D_k$	
Опорна база двигуна, м	$L$	
Модуль подовжньої пружності гуми (марки...), Н/мм <sup>2</sup>	$E$	
Зовнішній діаметр шайби, мм	$D$	
Внутрішній діаметр шайби, мм	$d$	
Висота шайби у вільному стані, мм	$h$	

Властивості гуми такі, що її об'єм при деформуванні практично не змінюється. Тому для того, щоб прогин амортизатора був можливий, гумовий елемент повинен мати поверхню, де гума буде випиратися.

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

$$E_y = E \cdot (1 + \alpha\phi) = E \cdot k, \quad (3.1)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт, що враховує спосіб кріплення торців (при відсутності переміщення опорних поверхонь гумових шайб відносно сталевих шайб, тобто міцному кріпленні торців  $\alpha = 4,67$  [2]);

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

Площа перерізу шайби  $S = \pi(D^2 - d^2) / 4$ .

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

$$\phi = \frac{\pi(D^2 - d^2) / 4}{\pi(D + d)h} = \frac{D - d}{4h}, \quad (3.2)$$

$$k = 4,67 \frac{D - d}{4h}. \quad (3.3)$$

Тепер можемо записати формулу та побудувати графік залежності сили стискання  $P$  і абсолютної деформації  $\Delta$  для окремо взятої гумової шайби (рисунок 3.2).

$$P(\Delta) = E \cdot k \cdot S \frac{\Delta}{h - \Delta} \cdot 10^{-3}. \quad (3.4)$$

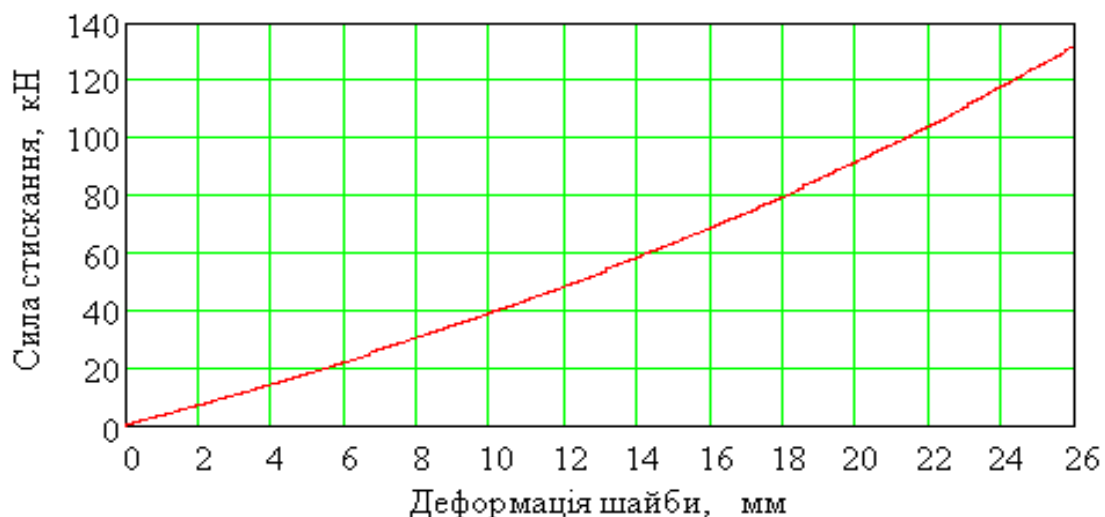


Рисунок 3.2 – Силова характеристика окремої гумової шайби

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

$$R_T = \frac{F_k \cdot D_k}{2 \cdot L}. \quad (3.5)$$

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

Деформацію попереднього натягу *верхньої шайби*  $\Delta_B$  визначимо з формули (3.4) за умови  $P(\Delta_B) = R_T$ :

$$\Delta_B = \frac{R_T \cdot h}{10^{-3} \cdot E \cdot k \cdot S + R_T}. \quad (3.6)$$

Деформація попереднього натягу *нижньої шайби*  $\Delta_H$  буде більшою за рахунок ваги двигуна:

$$R_H = R_T + 0.5 \cdot P_d, \quad (3.7)$$

$$\Delta_H = \frac{R_H \cdot h}{10^{-3} \cdot E \cdot k \cdot S + R_H}. \quad (3.8)$$

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

В єдиній системі координат силові характеристики мають вид:

$$\text{верхньої гумової шайби } P_B(\Delta) = P(\Delta + \Delta_B); \quad (3.9)$$

$$\text{нижньої гумової шайби } P_H(\Delta) = -P(\Delta_H - \Delta); \quad (3.10)$$

$$\text{спільна характеристика амортизатора } P_\Sigma(\Delta) = P_B(\Delta) + P_H(\Delta). \quad (3.11)$$

Будуються графіки силових характеристик верхньої, нижньої шайб та спільної характеристики ГМА (приклад на рисунку 3.3). Зауважимо, що за межами діапазону  $-\Delta_B \leq \Delta \leq \Delta_H$  ці характеристики не працюють, бо відбувається «розкриття амортизатора».

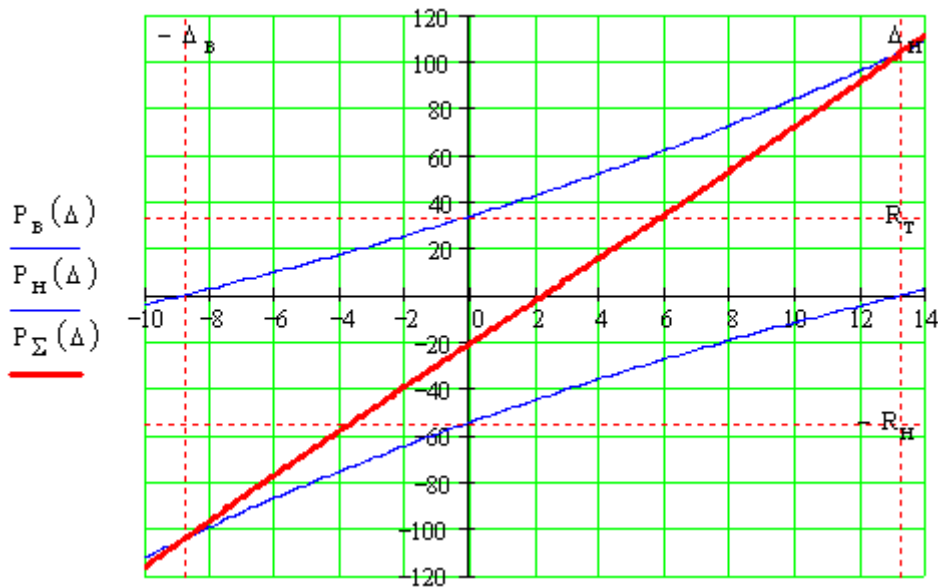


Рисунок 3.3 – Побудова силової характеристики ГМА

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

$$жс = \frac{2 \cdot P_{\Sigma}(\Delta_H + \Delta_B) \cdot 10^3}{\Delta_H + \Delta_B} \quad (3.12)$$

### Контрольні питання

1 Наведіть приклади використання ГМА на рухомому складі залізниць.

2 Навіщо в розрахунках вводиться умовний модуль пружності при стисканні гуми?

3 Навіщо в амортизаторі підвіски ТЕД (рисунок 3.1) створюється попередній натяг гумових шайб?

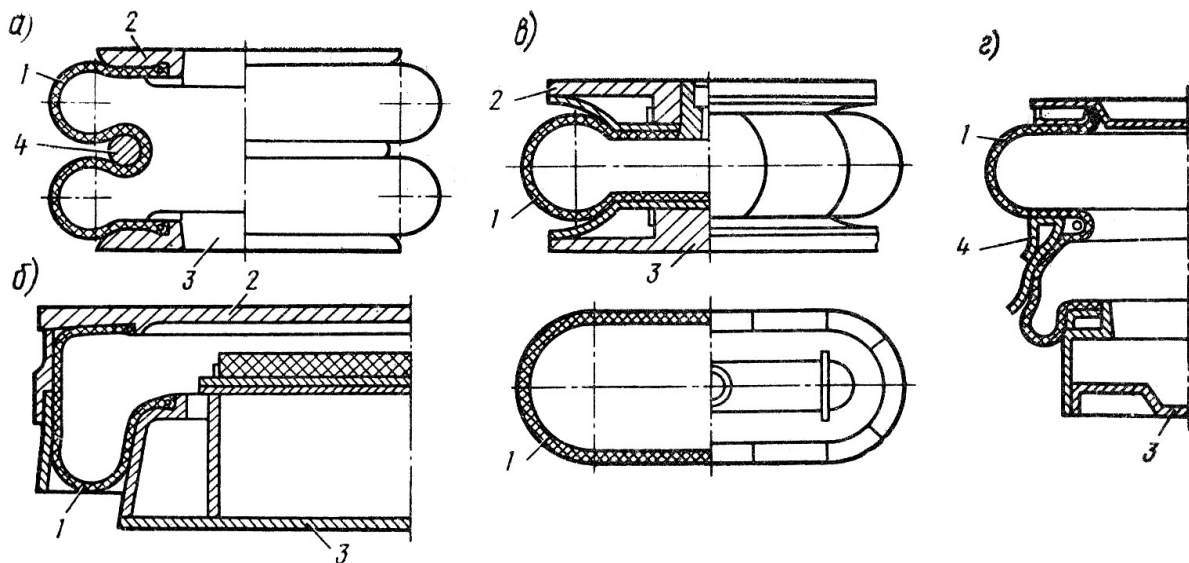
4 Опишіть «паралельне» та «послідовне» з'єднання пружних елементів. Який тип з'єднання гумових шайб реалізований у досліджуваному амортизаторі підвіски ТЕД?

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 4

### МОДЕЛЮВАННЯ СИЛОВОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМОРЕСОРИ

На залізничному рухомому складі вітчизняного виробництва поки що пневморесори застосовують не дуже часто, але у них є велика перспектива. На рисунку 4.1 наведені кілька конструкцій залізничних пневморесор, а в таблиці 4.1 – їх технічні характеристики [1].

Перевага таких ресор – можливість забезпечення порівняно простими засобами великого статичного прогину, а також стабільного й надійного демпфірування коливань. Останнє досягають, улаштовуючи спеціальні отвори й канали – дроселі, що зв'язують пневмобалони з додатковими резервуарами. Крім того, змінюючи тиск, за допомогою таких ресор можна підтримувати постійну висоту підлоги кузова над головками рейок незалежно від завантаження вагона пасажирями.



1 – гумокордна оболонка; 2 – поршень; 3 – основа ресори; 4 – стяжка

Рисунок 4.1 – Пневморесори балонна (а), діафрагмова (б), подушкова (в) і комбінована (г)



Таблиця 4.1 – Технічні характеристики пневморесор

Тип пневморесори	Навантаження $P$ , кН	Внутрішній робочий тиск, МПа	Максимальний прогин, мм	Діаметр зовнішній, мм	Висота, мм	Об'єм оболонки, дм <sup>3</sup>
Балонна	150	0,52	40	672	162	37
	100	0,50	50	572	152	26
	45	0,70	40	338	135	6
Діафрагмова	100	0,50	50	371	166	31
	100	0,50	30	570	165	22
	150	0,518	50	682	180	58
Подушкова	90	0,70	40	1100×24	110	15,5

Балонні пневморесори (рисунки 4.1, а) працюють тільки у вертикальному напрямку, подушкові (рисунки 4.1, в) – у вертикальному й поздовжньому, діафрагмові (рисунки 4.1, б) – у вертикальному й горизонтальному. Комбіновані пневморесори (рисунки 4.1, г) допускають підвищені вертикальні переміщення в порівнянні з діафрагмовими. Опір діафрагмової ресори поперечній деформації виникає внаслідок зміни площі й форми поверхні контакту оболонки з поршнем пневморесори й частково за рахунок жорсткості оболонки.

Для зниження вертикальної жорсткості пневморесори з'єднують з додатковим резервуаром великого об'єму, у якості якого використовують звичайно внутрішні порожнини окремих балок рами візка. З'єднують пневморесори з додатковим резервуаром трубопроводами, які використовують як дроселі, що забезпечують необхідний демпфівальний ефект.

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

$$p = p_0 \cdot (V_0 / V)^n, \quad (4.1)$$

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  $p$  й об'єм  $V$  повітря відповідно:

$$p = p_a + p_n; \quad V = V_0 - S_e \cdot \Delta, \quad (4.2)$$

де  $p_a$  й  $p_n$  – відповідно атмосферний і надлишковий тиск повітря;

$S_e$  – ефективна (несуча) площа пневморесори;

$\Delta$  – деформація пневморесори.

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

$$F = F_{об} + F_n = \mathcal{J}_{об} \cdot \Delta + p_n \cdot S_e = \mathcal{J}_{об} \cdot \Delta + (p - p_a) \cdot S_e. \quad (4.3)$$

Зробимо деякі припущення.

По-перше, жорсткість гумокордної оболонки  $\mathcal{J}_{об}$  зазвичай мала, і тому першим доданком у формулі (4.3) 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  $\Delta$ .

З урахуванням цих припущень, а також виразів (4.1) і (4.2) отримаємо остаточний вигляд функції, яка описує пружну силову характеристику пневморесори

$$F(\Delta) = \left[ \frac{p_0 V_0^n}{(V_0 - S_e \Delta)^n} - p_a \right] S_e. \quad (4.4)$$

### **Порядок моделювання силової характеристики пневморесори**

Для моделювання обирається балонна пневморесора.

У звіті обов'язково наводиться ескіз досліджуваної пневморесори або її рисунок, виконаний на комп'ютері (рисунок 4.1, а)

Розрахунки і побудова графіків виконуються за допомогою комп'ютер-ної математичної системи MathCAD і додаються як протокол до звіту з лабораторної роботи. Викладачем за варіантами задаються вихідні дані:

Номинальна вантажопідйомність	$P$ , кН
Внутрішній робочий тиск повітря	$p_0$ , кПа
Атмосферний тиск (760 мм рт. ст.)	$p_a$ , кПа
Діаметр пневморесори зовнішній	$d$ , м
Об'єм гумокордної оболонки	$V_0$ , м <sup>3</sup>
Показник політропи	$n$
Несуча площа оболонки розраховується як площа круга:	$S = \pi \cdot d^2 / 4.$

При дослідженні пружної характеристики пневморесори треба передбачити можливість варіантів розрахунків для різних значень робочого тиску повітря. Для цього пружну характеристику (4.4) задаємо як функцію двох аргументів:

$$F(\Delta, p) = \left[ \frac{p \cdot V_0^n}{(V_0 - S \cdot \Delta)^n} - p_a \right] \cdot S. \quad (4.5)$$

Статичному навантаженню пневморесори відповідає нульова деформація  $\Delta = 0$ . Таким чином, функція  $F(0, p)$  одного аргументу  $P$  дозволяє відстежити залежність між статичним навантаженням і тиском в оболонці, щоб забезпечити постійний рівень підресореної маси відносно рейок (рисунки 4.2).

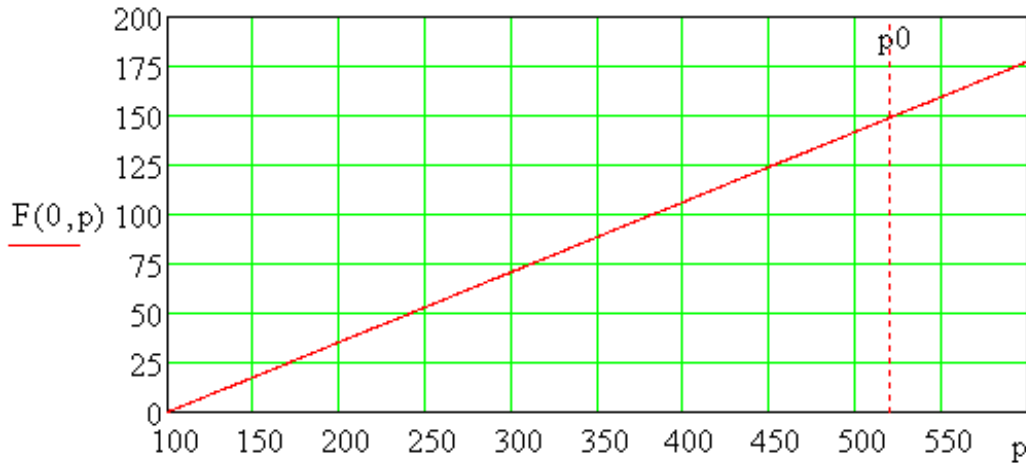


Рисунок 4.2 – Залежність робочого тиску в пневморесорі відповідно до різних статичних навантажень

На завершення будуються пружні характеристики пневморесори (4.5) для кількох значень робочого тиску повітря (рисунок 4.3).

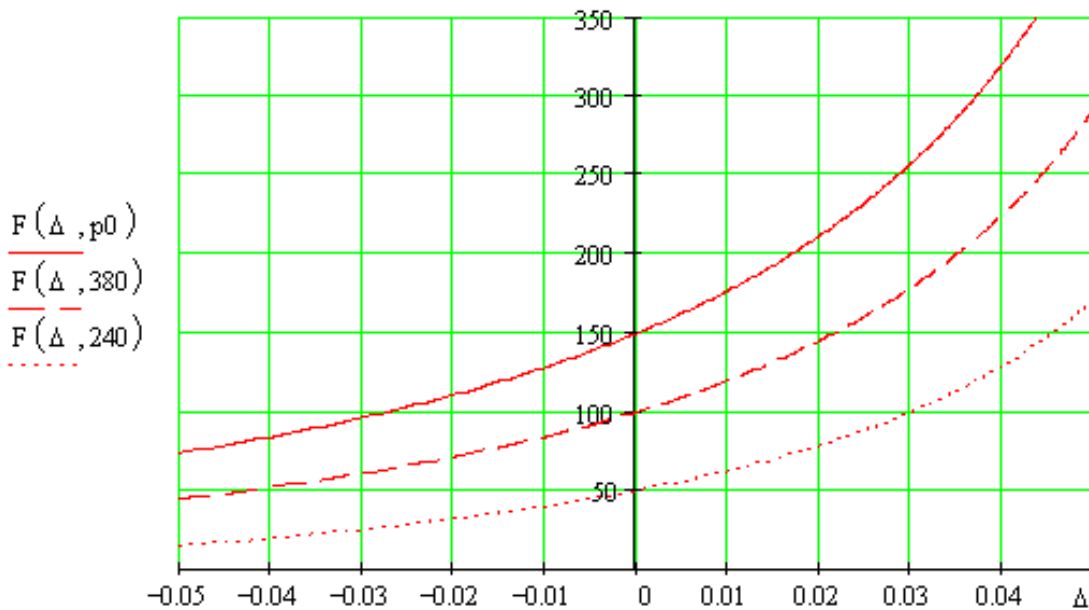


Рисунок 4.3 – Пружні характеристики пневморесори:  $p_{var} = (p_0, 380, 240)$  кПа

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 Які вам відомі типи конструкцій залізничних пневморесор?

2 Які переваги та особливості мають пневморесори у порівнянні з пружинними?

3 Яким чином здійснюється демпфірування коливань при застосуванні пневморесор?

4 Як співвідносяться сили пружного опору стисненого повітря із силами, що виникають за рахунок деформації самої гумокордної оболонки пневморесори?

5 Чи треба враховувати при визначенні силової характеристики балонної пневморесори зміну зовнішнього діаметра оболонки? Чи можна при математичному моделюванні пружної характеристики ефективну (несучу) площу  $S_e$  гумокордної оболонки вважати постійною величиною, незалежною від деформації  $\Delta$ ?

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

## **ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 5**

### **КОНСТРУКЦІЯ ФРИКЦІЙНОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛИВАНЬ. 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. ін. Тому і гасителі, у яких використовується *сухе тертя*, також називаються *фрикційними*.

За конструкцією фрикційні гасителі коливань підрозділяються на важільно-дискові, клинові і телескопічно-поршневі. Важільно-дискові гасителі коливань (рисунки 5.1)

установлені на візках моторних вагонів електропоїздів ЕР2, ЕР2Р, ЕР2У, ЕР9 в/і, ЕПЛ2Т, ЕПЛ9Т, дизель-поїздах Д1 і ДР1, клинові – на візках головних і причіпних вагонів електропоїзда ЕР9, телескопічно-поршневої конструкції – на тепловозах ТЕ10М, 2ТЕ10В, 2ТЕ116.

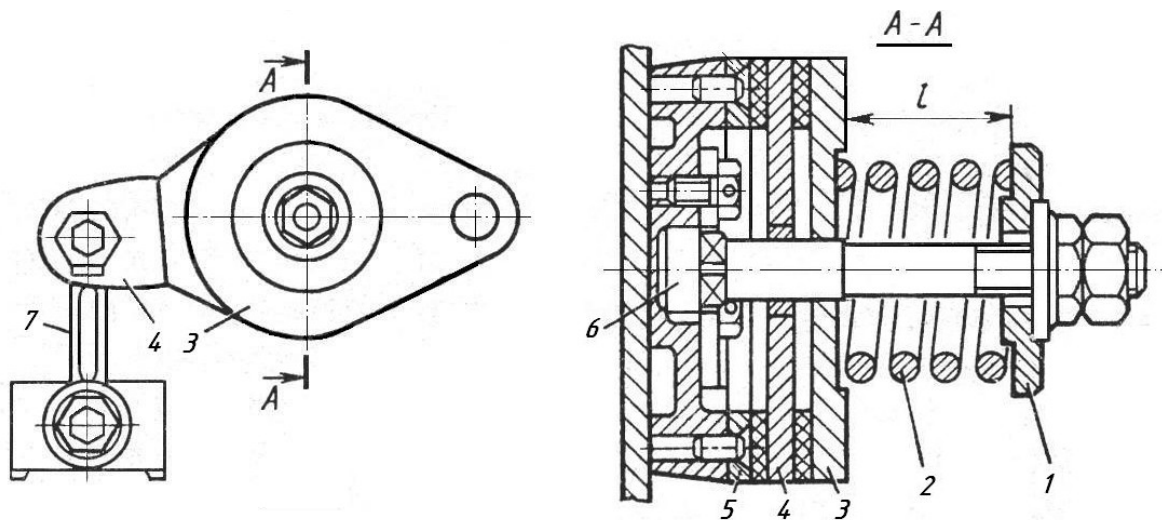


Рисунок 5.1 – Важільно-дисковий (поворотний) фрикційний гаситель

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 стягаються 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.

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, складає 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 тертьових пар додає еластичність 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).

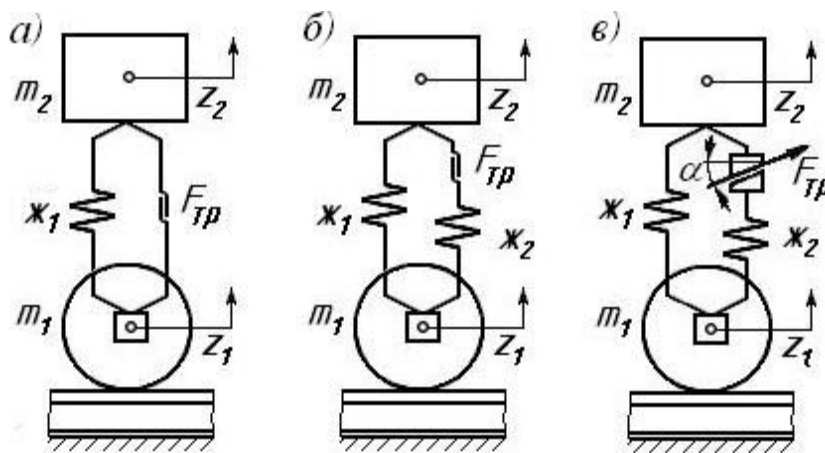


Рисунок 5.2 – Схеми пружнофрикційних з'єднань

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  $\mathcal{J}_2$ , називають *пружноізолюваним*. У гасителі (рисунок 5.2, в) сила тертя пропорційна переміщенню, тобто сила тертя створюється фрикційними елементами залежно від сили натискання 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, менше 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 моделювання силової характеристики

Розрахунки і побудова графіків виконуються за допомогою комп'ютер-ної математичної системи MathCAD і додаються як протокол до звіту з лабораторної роботи.

Для моделювання характеристики пружнофрикційного з'єднання за схемою **рисунка 5.2, а** задаються параметри:

коефіцієнт жорсткості пружного елемента	$\mathcal{J}_1$ ;
сила тертя фрикційного гасителя	$F_{TP}$ ;
сила статичного навантаження	$F_{CT} = m_2 \cdot g$ ;
амплітуда деформацій пружного елемента	$\Delta_a$ .

Указані параметри задаються викладачем за варіантами або визначаються студентами самостійно за довідковими даними для вказаної марки електропоїзда.

Характеристика пружного елемента

$$F_{уп} = \mathcal{J}_1 \cdot \Delta;$$

характеристика фрикційного елемента



$$F_{\text{фр}} = F_{\text{ТР}} \cdot \text{sign}(\dot{\Delta}),$$

де  $\Delta = z_2 - z_1$  – 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:

$$F(\Delta) = F_{\text{уп}} + F_{\text{фр}} = \varepsilon_1 \cdot \Delta + F_{\text{ТР}} \cdot \text{sign}(\dot{\Delta}). \quad (5.1)$$

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

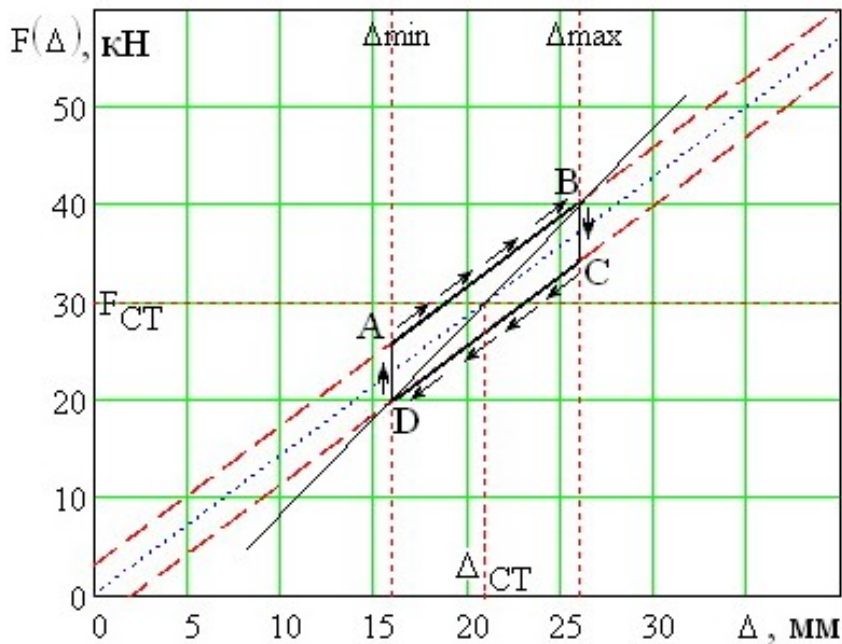


Рисунок 5.3 – Характеристика пружнофрикційного з'єднання за схемою рисунка 5.2, а

Для моделювання характеристики пружнофрикційного з'єднання за схемою рисунка 5.2, б задаються два

коефіцієнти жорсткості  $\varepsilon_1$  і  $\varepsilon_2$ . 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.

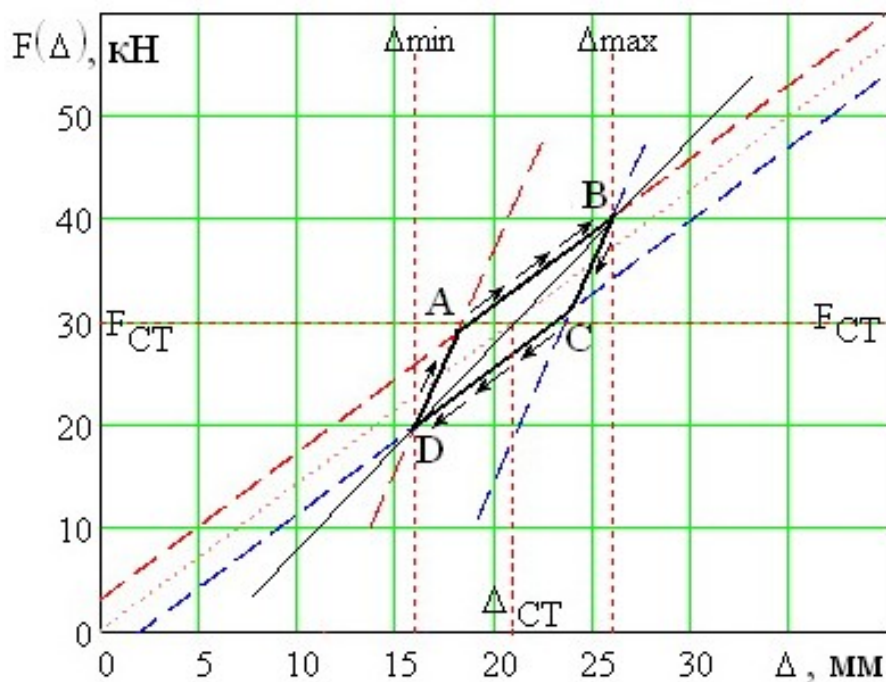


Рисунок 5.4 – Характеристика пружнофрикційного з'єднання з пружноізолюваним гасителем за схемою рисунка 5.2, б

Лінія АВ навантаження і лінія CD розвантаження пружнофрикційного комплексу при одночасній роботі пружного елемента  $\varepsilon_1$  і фрикційного гасителя описуються тією ж формулою (5.1), а графічно виглядають як 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  $\varepsilon_2$ .

Відрізок DA характеристики на рисунку 5.4 відповідає першій стадії навантаження, коли сила тертя змінює напрям

(знак), а фрикційні диски гасителя ще не проковзують. Рівняння прямої DA:

$$F_{12}(\Delta) = (\mathcal{J}_1 + \mathcal{J}_2) \cdot \Delta - \mathcal{J}_2 \cdot \Delta_{\min} - F_{TP}. \quad (5.2)$$

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

$$F_{22}(\Delta) = (\mathcal{J}_1 + \mathcal{J}_2) \cdot \Delta - \mathcal{J}_2 \cdot \Delta_{\max} + F_{TP}. \quad (5.3)$$

Площа петлі ABCD на обох рисунках 5.3 і 5.4 з урахуванням масштабів сил  $F$  і деформацій  $\Delta$  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

$$\mathcal{J}_{\text{дин}} = \frac{F_B - F_D}{\Delta_{\max} - \Delta_{\min}} = \frac{(\mathcal{J}_1 \cdot \Delta_{\max} + F_{TP}) - (\mathcal{J}_1 \cdot \Delta_{\min} - F_{TP})}{\Delta_{\max} - \Delta_{\min}} = \mathcal{J}_1 + \frac{F_{TP}}{\Delta_a}. \quad (5.4)$$

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 пружно-фрикційному підвішуванні:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\mathcal{J}_{\text{дин}}}{m_2}}. \quad (5.5)$$

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

Треба відмітити, що динамічна жорсткість, а отже, і власна частота коливань підресореної будови залежить від сили тертя та амплітуди коливань. Наприклад, збільшуючи зтяжку пружини фрикційного гасителя, ми будемо збільшувати силу тертя і відповідно до формул (5.4) і (5.5) будуть збільшуватися динамічна жорсткість і власна частота. Можна оцінити, наскільки значним (у відсотках) є вплив  $F_{TP}$  і  $\Delta_a$  на власну частоту.

**Примітка** – Моделювання силової характеристики пружнофрикційного з'єднання за схемою рисунка 5.2, в є не обов'язковим і виконується студентами лише за бажанням (наприклад з метою підвищити оцінки модульного контролю).

### **Контрольні питання**

1 Поясніть термін «фрикційний». Які вимоги висуваються до фрикційних матеріалів, що застосовуються в гасителях коливань?

2 Які вам відомі типи конструкцій фрикційних гасителів? Викладіть коротко принцип дії важільно-дискового фрикційного гасителя.

3 Яким чином регулюється сила тертя важільно-дискового фрикційного гасителя (рисунок 5.1)?

4 Чому при застосуванні фрикційного гасителя можливе «заклинювання» ресорного підвішування? Як запобігти «заклинювання»?

5 Як за допомогою силової характеристики з'єднання (рисунки 5.3, 5.4) оцінити величину енергії, яка розсіюється гасителем за один цикл коливань?

6 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. Якщо рідина ідеально в'язка, то приблизно можна вважати, що сила опору руху поршня  $F_d$  (дисипативна сила гасителя) пропорційна швидкості переміщення штока поршня щодо циліндра  $\dot{\Delta}$ :

$$F_d = \beta \cdot \dot{\Delta}, \quad (6.1)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт в'язкого опору гасителя або його параметр.

Для реальної рідини  $F_d = \beta \cdot \dot{\Delta}^n$ , де  $1 \leq n \leq 2$ . На ЕРС застосовують гідравлічні гасители дво- та одnobічної дії. У кожному ступені ресорного підвішування допускається установлення тільки однакових гасителів.

Телескопічний гідравлічний гаситель двосторонньої дії (рисунок 6.1, а) складається з циліндра 1, у якому міститься шток 2 з поршнем і верхнім клапаном. У нижню частину циліндра запресований корпус 13 з нижнім клапаном 14. У верхній частині циліндра 1 надпоршнева порожнина обмежена буксою 11. Верхня частина штока 2 ущільнена обоймою 3 і двома каркасними сальниками 6. Гайка 4 фіксує положення деталей гасителя й одночасно розтискає гумове кільце 10, що ущільнює нарізне сполучення корпусу гасителя 12. До кронштейнів рам кузова й візка гаситель кріпиться через верхню 7 і нижню 15 головки з вушками. На верхню головку накручується захисний кожух 5, що фіксується стопорним болтом 9. Стопорний гвинт 8 запобігає відкручуванню нарізного сполучення штока 2 з верхньою головкою 7.

У процесі роботи гасителя робоча рідина поршнем послідовно переміщається через вузькі канали – дросельні отвори. Хід поршня гасителя нагору називають *віддачею*, а донизу – *стиском*.

При ході поршня нагору (рисунок 6.1, б) тиск робочої рідини в надпоршневій порожнині А підвищується, диск верхнього клапана в поршні притискається до корпусу й рідина перетікає через щілинні дросельні канали диска в підпоршневу порожнину В. Через малий переріз щілинних каналів створюється великий опір перетіканню й з'являється дисипативна сила  $F_d$ . Однак тиск у підпоршневій порожнині знижується, бо вивільнюваний об'єм під поршнем більше об'єму рідини, що надійшла.

Вільний об'єм під поршнем заповнюється в результаті створеного розрядження шляхом усмоктування рідини із запасного резервуара В через канали в нижньому клапані й пропускні отвори клапана 14. При підвищенні тиску в надпоршневій порожнині А понад 4,41 МПа спрацьовує верхній кульковий клапан у поршні й частина рідини переходить у підпоршневу порожнину В. Тиск у надпоршневій порожнині знижується, і кулька під дією пружини закриває отвір клапана.

При ході поршня донизу (рисунок 6.1, в) тиск робочої рідини в підпоршневій порожнині Б підвищується, диск нижнього клапана 14 притискається до корпусу 13 і частина рідини переходить через щілинні дросельні канали в запасний резервуар В. При цьому також створюється дисипативна сила  $F_d$ . Одночасно при цьому ході тиск рідини в надпоршневій порожнині А знижується, диск робочого клапана в поршні піднімається й частина рідини перетікає через пропускні отвори клапана в надпоршневий простір. При підвищенні тиску в підпоршневій порожнині Б понад 4,41 МПа спрацьовує нижній кульковий клапан у корпусі 13 і частина рідини переходить у запасний резервуар В. Тиск у підпоршневій порожнині падає, кулька під дією пружини закриває отвір. Як робочу рідину в цих гасителях використовують приладове масло марки МВП або його замінники в кількості 0,65-0,9 л на один гаситель. У гідравлічному гасителі одnobічної дії сила опору розвивається тільки при ході стиску, а хід розтягання є підготовчим.

Дисипативна сила гасителя, що визначається формулою (6.1), збільшується з ростом частоти. Дійсно, якщо умовно прийняти гармонійний закон відносного переміщення  $\Delta = \Delta_a \cdot \sin \omega t$ ,

то швидкість  $\dot{\Delta} = \Delta_a \cdot \omega \cdot \sin \omega t$ . Тому гідравлічні гасителі, як правило, установлюють у другому ступені ресорного підвішування між візком і кузовом, частоти коливань яких не перевищують 10–17 Гц. Гідравлічні гасителі, установлювані в першому ступені підвішування (ЧС4, EP200), де частоти коливань можуть досягати 100 Гц, обладнують запобіжними клапанами для того, щоб при високочастотних коливаннях  $F_d$  не збільшувалася. З цією ж метою в головках гасителів установлюють гумові втулки, які являють собою пружний елемент, що працює послідовно з гасителем. Крім того, застосовують так званий кінематичний захист гасителя, який полягає в тому, що гідравлічний гаситель встановлюють під кутом не менш  $10^\circ$  до вертикалі.

### **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 й автоматизованим способами. Вручну в основному контролюють гасителі при технічному обслуговуванні, а механізованим і автоматизованим способами – при їхньому виготовленні й ремонті. Для випробування гасителів коливань використовують спеціальні стенди [3].

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 попередження 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 – вибіркового.

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

*Експлуатаційний* – має два різновиди відповідно звичайної й дослідної експлуатації.

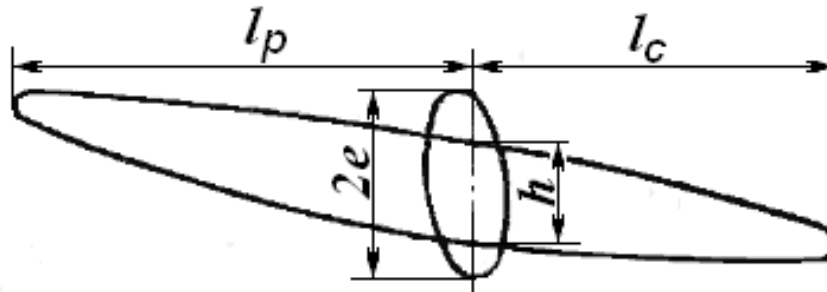
Контроль звичайної експлуатації роблять працівники депо, пунктів технічного обслуговування, групи надійності рухомого складу. Крім забезпечення безпеки руху, вони повинні аналізувати відмови й несправності, розробляти пропозиції щодо їхнього попередження, подавати рекламації та ін.

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

Випробування гідравлічного гасителя на стенді з метою *діагностування його технічного стану і визначення його параметра опору  $\beta$*  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. Витоку рідини через ущільнення штока й корпусу 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 (рисунок 6.2).



$l = l_p + l_c$ ,  $h$  – довжина й ширина робочої діаграми (площа еліпса 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

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

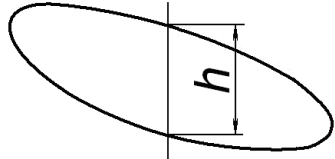
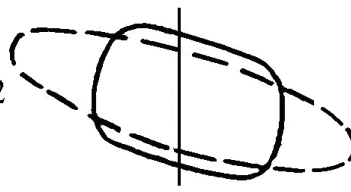

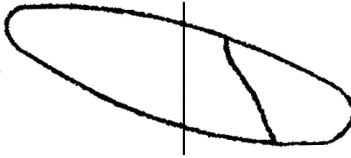
де  $k$  – коефіцієнт лінеаризації ( $k = 0.85 \div 1$ );

$m_F$  – масштаб зусилля реєструвального пристрою;

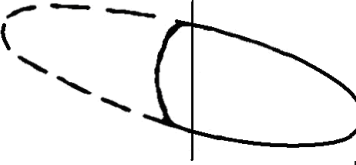
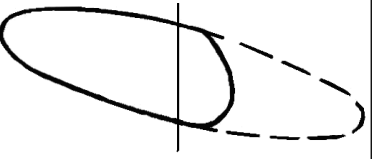
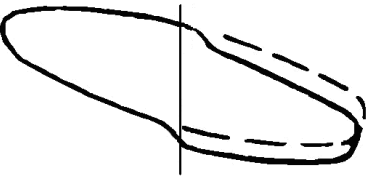
$n$  – частота коливань повзуна, Гц.

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

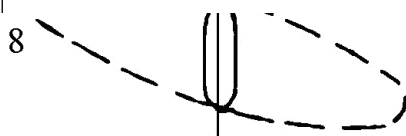
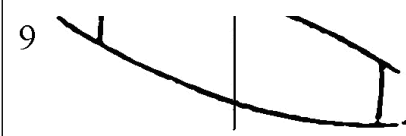
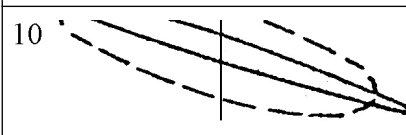
Вид діаграми		Можливі несправності гасителя	Спосіб усунення несправності
Розтяг	Стиск		
1	2	3	4

<p>1</p> 	<p>Гаситель справний</p>	
<p>2</p>  <p>Малий параметр гасителя</p>	<p>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 в <i>a</i> і <i>б</i>  6 Послабились, зношені або зламані компресійні кільця</p>	<p>1 Замінити напрямну штока  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</p>
<p>3</p>  <p>Параметр гасителя більше допустимої величини</p>	<p>1 Кільцеве зношення дросельної пластини клапана гасителя</p>	<p>1 Замінити дросельну пластину</p>
<p>4</p> 	<p>1 Мало масла (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>

Продовження таблиці 6.1

1	2	3	4
5		<p>1 Збільшений дросельний отвір верхнього клапана</p> <p>2 Вигвинчене сідло верхнього клапана</p> <p>3 Нещільне прилягання тарілки верхнього клапана внаслідок зношування</p> <p>4 Забруднення верхнього клапана</p> <p>5 Руйнування, послаблення або зношування поршневого кільця</p>	<p>1 Дросельний отвір відновити</p> <p>2 Поставити сідло клапана на місце</p> <p>3 Привалкові поверхні тарілки та сідла клапана притерти</p> <p>4 Промити гаситель</p> <p>5 Замінити поршневе кільце</p>
6		<p>1 Збільшений дросельний отвір нижнього клапана</p> <p>2 Нещільне прилягання тарілки до сідла в нижньому клапані (забруднення або зношування)</p> <p>3 Зазор у з'єднанні циліндра з корпусом нижнього клапана</p>	<p>1 Дросельний отвір відновити</p> <p>2 Промити гаситель; при необхідності притерти привалкові поверхні тарілки та сідла нижнього клапана</p> <p>3 Замінити ущільнювальне кільце циліндра</p>
7		<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>

Продовження таблиці 6.1

1	2	3	4
8		1 Відсутність масла в гасителі  2 Не працюють верхній та нижній клапани	1 Перевірити сальники та ущільнювальні кільця резервуара, непридатні замінити. Перевірити оболонку резервуара, нещільності заварити 2 Перевірити роботу клапанів
9		1 Сухе тертя в гасителі внаслідок неправильного (з перекосом) установлення на стенді або задирок на поршні та циліндрі	1 Усунути перекіс гасителя, допущений при установленні, перевірити стан поверхонь поршня та циліндра
10		1 Заклинений поршень у циліндрі	1 Перевірити стан поверхонь поршня та циліндра

### Контрольні питання

1 Викладіть коротко 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 встановлений 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?

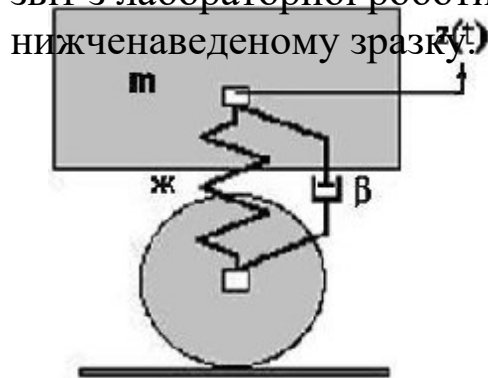
## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 7

### МОДЕЛЮВАННЯ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ЕКІПАЖА

Досліджувана розрахункова схема екіпажа наведена на рисунку 7.1.

Чисельні значення параметрів розрахункової схеми видаються викладачем за варіантами кожному студенту.

Моделювання виконується за допомогою комп'ютерної математичної системи MathCAD, розрахунки і графіки додаються як протокол до звіту з лабораторної роботи. Допускається весь звіт з лабораторної роботи виконати в MathCAD, як це зроблено у



Параметри моделі:

- $m := 6 \cdot 10^3$  – підресорена маса, кг;
- $ж := 4 \cdot 10^5$  – коефіцієнт жорсткості ресорного підвішування, Н/м;
- $β := 10 \cdot 10^3$  – коефіцієнт демпфірування, Н·с/м.

Рисунок 7.1

При побудові математичної моделі будемо вважати, що силові характеристики пружного і дисипативного елементів (ресори і гасителі коливань) лінійні. Це означає, що ми приймаємо пропорційні залежності між пружною силою і деформацією ресори ( $F_{пруж} = ж \cdot z$ ), а також між силою опору гасителя і швидкістю взаємного переміщення колеса і маси ( $F_{опор} = β \frac{d}{dt} z$ ).

Вільні коливання здійснюються при відсутності будь-яких збурюючих сил. У цьому випадку диференціальне рівняння руху підресореної маси має такий вид:

$$m \cdot \frac{d^2}{dt^2} z(t) + β \cdot \frac{d}{dt} z(t) + ж \cdot z(t) = 0 \quad (7.1)$$

Введемо позначення:

- власна частота недемпфированої системи  $k := \sqrt{\frac{ж}{m}}$  ;

- параметр демпфірування  $b := \frac{\beta}{2m}$  ;

- частота вільних коливань демпфированої системи

$$k_1 := \sqrt{k^2 - b^2} .$$

З урахуванням цих позначень диференціальне рівняння (7.1) буде мати такий вигляд:

$$\frac{d^2}{dt^2} z(t) + 2 \cdot b \cdot \frac{d}{dt} z(t) + k^2 \cdot z(t) = 0 . \quad (7.2)$$

Початкові умови:  $z_0 := 0.05$ ;  $z'_0 := 0$  .

Це рівняння має аналітичний розв'язок:

$$z(t) := e^{-b \cdot t} \left( z_0 \cdot \cos(k_1 \cdot t) + \frac{z'_0}{k_1} \cdot \sin(k_1 \cdot t) \right) . \quad (7.3)$$

### Результати розрахунків

Заданий коефіцієнт демпфірування, Н·с/м  $\beta = 1 \times 10^4$  .

Частоти вільних коливань, 1/с :  $k = 8.165$ ;  $k_1 = 8.122$  .

«Період» загасаючих коливань  $T := \frac{2\pi}{k_1}$ , с  $T = 0.774$  .

Графік процесу вільних коливань наведений на рисунку 7.2.

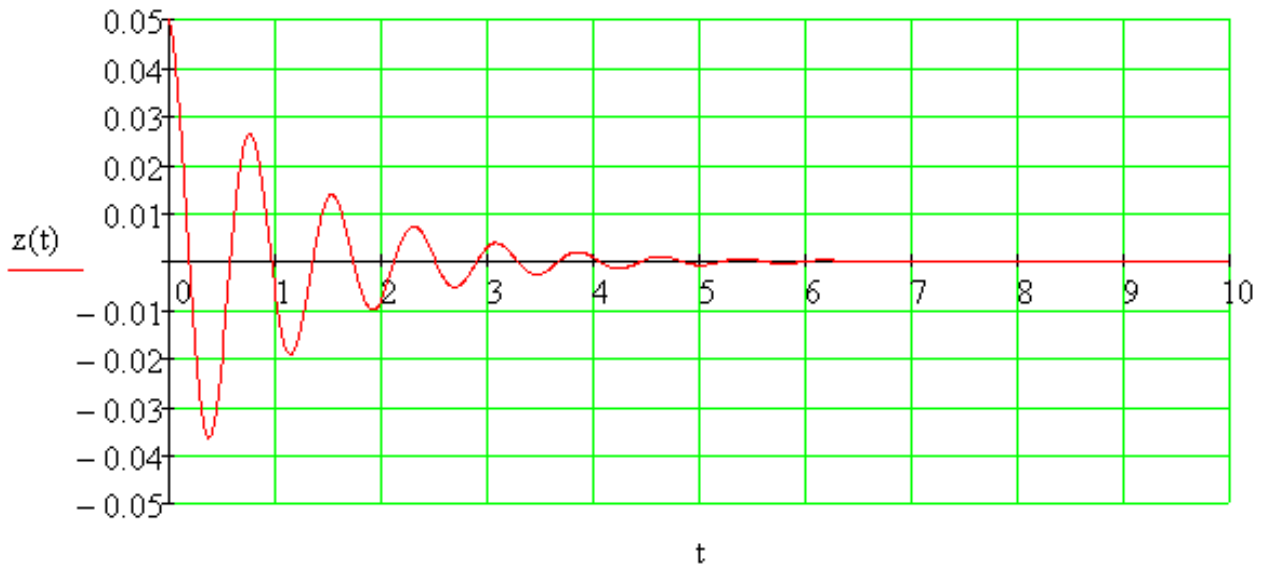


Рисунок 7.2

### Контрольні питання

- 1 Які коливання називаються «вільними»?
- 2 Які параметри треба задати для побудови моделі вільних коливань?
- 3 Що таке власна частота і скільки їх має коливальна система?
- 4 Як впливають на власні частоти інерційні і пружні елементи?
- 5 Як впливають на вільні коливання дисипативні елементи?
- 6 Як впливають на графік процесу вільних коливань початкові умови?

**Примітка** – Відповіді на питання 4 – 6 можна отримати шляхом безпосередніх дослідів на моделі в MathCAD.



## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 8

### МОДЕЛЮВАННЯ ЗМУШЕНИХ КОЛИВАНЬ ЕКІПАЖА

Досліджувана розрахункова схема екіпажа наведена на рисунку 8.1.

Рекомендується виконання й оформлення лабораторних робіт 7 і 8 в одному математичному документі MathCAD. У цьому разі деякі параметри моделі ( $m$ ,  $\beta$ ) зберігаються, їх не треба задавати повторно.

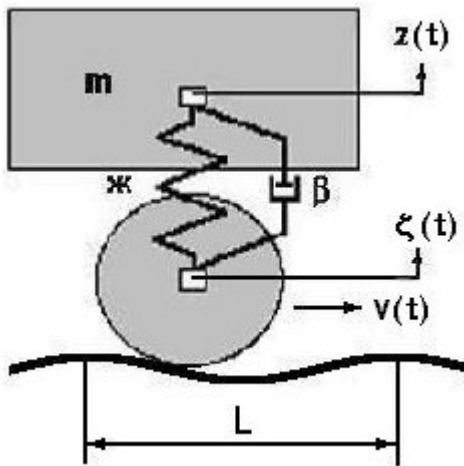


Рисунок 8.1

Припустимо, що змушені коливання збурюються *кінематично*: за рахунок переміщення колеса по нерівностях  $\zeta$  рейкового шляху (колії).

Для спрощення задачі прийемо *гармонічний* закон зміни нерівностей  $\zeta(t)$  з такими параметрами:

$\zeta_0 := 0.01$  – амплітуда нерівності колії, м;

$L := 10$  – довжина хвилі нерівності, м.

Кінематичне збурення, тобто закон  $\zeta(t)$  підстрибування колеса, та його частота  $\omega$ , 1/с, залежать від швидкості руху  $v$ , км/год:

$$\zeta(t) = \zeta_0 \cdot \sin(\omega(v) \cdot t) \quad , \quad \omega(v) := \frac{2 \cdot \pi \cdot v}{L \cdot 3.6} \quad (8.1)$$

Ілюстрація залежності частоти від швидкості наведена на рисунку 8.2.

На швидкості  $v_p$ , при якій частота збурення дорівнює власній частоті ( $\omega = k$ ), настає *резонанс*. Визначимо резонансну швидкість:

$$v_p := \frac{L \cdot 3.6 \cdot k}{2 \cdot \pi} \quad v_p = 46.782 \quad (8.2)$$

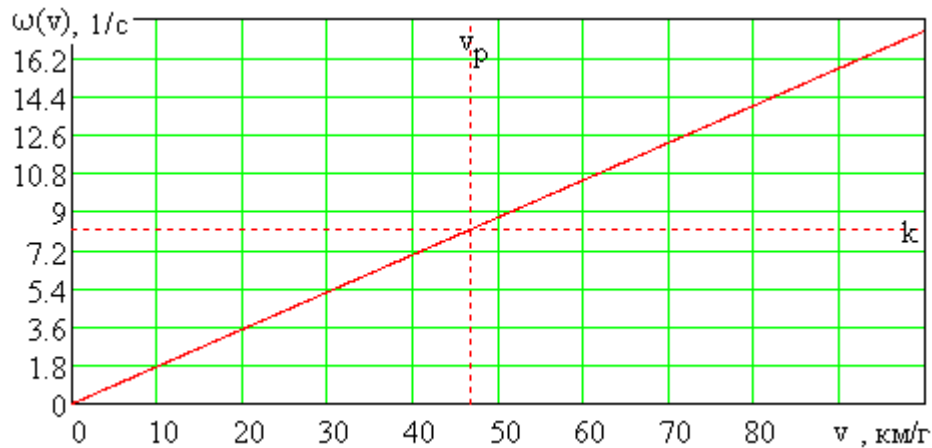


Рисунок 8.2

Диференціальне рівняння змущених коливань підресореної маси:

$$m \cdot \frac{d^2}{dt^2} z(t) + \beta \cdot \frac{d}{dt} (z(t) - \zeta(t)) + ж \cdot (z(t) - \zeta(t)) = 0 \quad (8.3)$$

Залежність амплітуди змущених коливань від частоти збурення (швидкості руху) можна знайти аналітично при розв'язанні цього диференціального рівняння:

$$A(v) := \zeta_0 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot b^2 \cdot \omega(v)^2 + k^4}{4 \cdot b^2 \cdot \omega(v)^2 + (k^2 - \omega(v)^2)^2}} \quad (8.4)$$

Графік цієї залежності (рисунок 8.3) зазвичай називають «резонансною кривою».

Здійснимо математичний експеримент: проведемо для довільної швидкості руху  $v$  екіпажа чисельне інтегрування диференціального рівняння коливань (8.3) і побудуємо «осцилограму»  $z(t)$ .

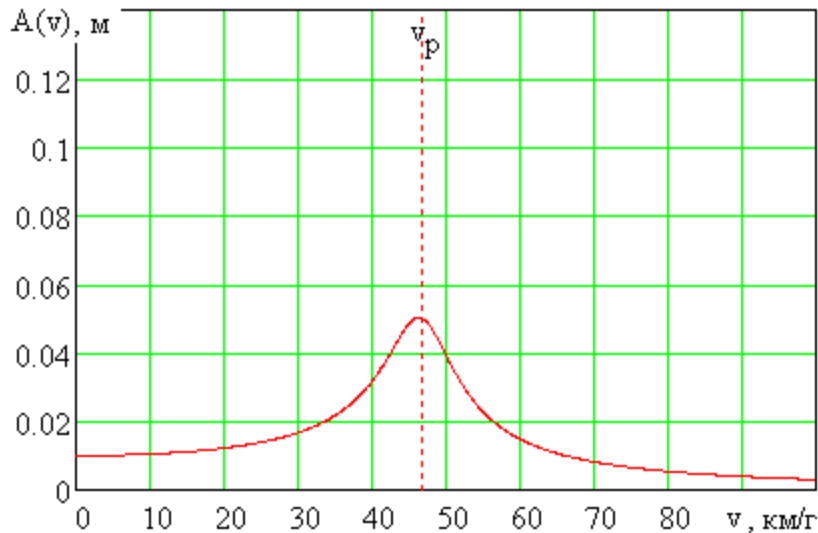


Рисунок 8.3 – Амплітуда сталих змушених коливань

$$v := 45$$

Частота і період кінематичного збурення:

$$\omega_v := \frac{2 \cdot \pi \cdot v}{L \cdot 3.6} \quad \omega_v = 7.854 \quad T := \frac{2\pi}{\omega_v} \quad T = 0.8$$

Закон підстрибування колеса:  $\zeta(t) := \zeta_0 \cdot \sin(\omega_v \cdot t)$

Скористаймося процедурою Рунге-Кутта **rkfixed(...)** чисельного інтегрування з MathCAD. Усі процедури такого типу вимагають запису одного чи кількох диференціальних рівнянь у стандартній формі системи рівнянь, розв'язаних відносно похідних першого порядку:

$$\begin{cases} \frac{dZ_1}{dt} = f_1(Z_1, Z_2, \dots, t); \\ \dots \\ \frac{dZ_n}{dt} = f_n(Z_1, Z_2, \dots, t); \end{cases} \quad \text{Вектор } \mathbf{Z} \text{ – це вектор фазових координат:}$$

$Z_1$  – переміщення  $z$ ,  
 $Z_2$  – швидкість переміщення  $\frac{d}{dt}z$

Далі згідно з вимогами стандартної процедури задаємо одностовпчиковий вектор **ff(t,Z)** (ім'я вектора довільне), елементами якого є праві частини цієї системи рівнянь:

$$ff(t,Z) := \begin{bmatrix} Z_2 \\ \frac{-1}{m} \cdot \left[ \alpha \cdot (Z_1 - \zeta(t)) + \beta \cdot \left( Z_2 - \frac{d}{dt} \zeta(t) \right) \right] \end{bmatrix}.$$

Інтервал інтегрування:  $t_0 := 0$      $t_1 := 20$   
 Кількість точок, у яких видається результат  
 (осцилограма):             $N := 1000$

Початкові умови:         $Z_0 := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$

Підготовчий етап завершено, запускаємо процедуру інтегрування.

$$TZ := rkfixed(Z_0, t_0, t_1, N, ff)$$

Отриманий результат має вигляд матриці  $TZ$  з трьох стовпчиків довжиною  $N$  елементів. Перший стовпчик – це дискретний час  $t_i$  в інтервалі  $[t_0, t_1]$ , другий – переміщення  $z(t_i)$ , третій – швидкість  $v(t_i)$ . Виріжемо кожний стовпчик і перейдемо до звичних позначень:

$$t := TZ^{(1)} \quad z := TZ^{(2)} \quad vz := TZ^{(3)}$$

Будуємо графік коливального процесу  $z(t_i)$  підстрибування підресореної маси екіпажа (рисунок 8.4). Маємо можливість порівняти амплітуду усталених змушених коливань за осцилограмою, отриманою методом математичного експерименту, з амплітудою коливань за побудованою аналітично резонансною кривою (рисунок 8.3) на заданій швидкості руху.

Для коливальних систем з нелінійними характеристиками аналітичний метод часто стає неможливим, і у цьому випадку математичний експеримент (чисельне інтегрування диференціальних рівнянь руху) проявляє себе як універсальний і ефективний метод.

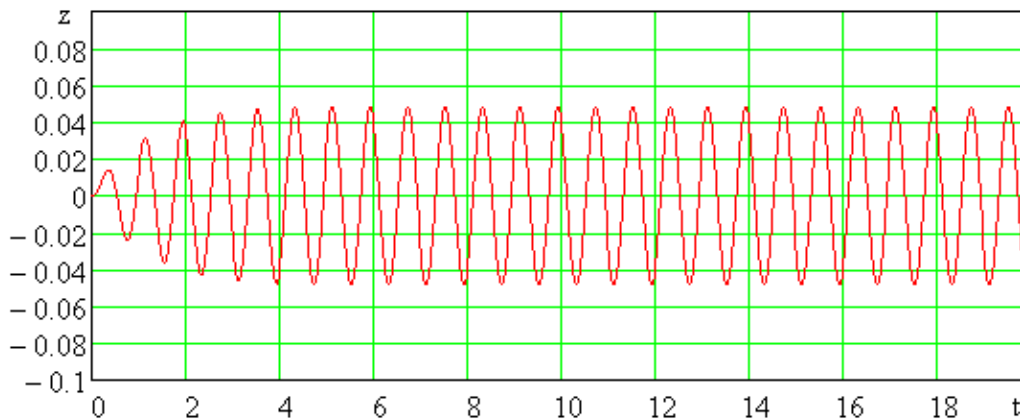


Рисунок 8.4 – Змушені коливання підресореної маси  
(при швидкості руху  $v = 45$  км/год)

### Контрольні питання

- 1 Що таке змушені коливання, які їх головні відмінності від вільних коливань?
- 2 Чим визначається частота змушених коливань?
- 3 Як змінити частоту збурення в моделі, розрахункова схема якої наведена на рисунку 8.1?
- 4 Що таке резонанс? На якій швидкості руху екіпажа настає резонанс?
- 5 Чи можливо запобігти резонансу? Як зменшити амплітуду резонансних коливань?
- 6 Що таке резонансна крива, як вона будується в даній лабораторній роботі?
- 7 Що таке математичний експеримент (в контексті даної лабораторної роботи)? Яка основна математична процедура його здійснення?

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Механическая часть тягового подвижного состава [Текст] / под ред. И.В. Бирюкова. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.
- 2 Григорьев Е.Т. Расчет и конструирование резиновых амортизаторов [Текст] / Е.Т. Григорьев. – М.: Машгиз, 1960. – 160 с.
- 3 Соколов М.М. Гасители колебаний подвижного состава: справочник [Текст] / М.М. Соколов, В.И. Варава, Г.М. Левит. – М.: Транспорт, 1985. – 216 с.
- 4 Гурский Д.А. Вычисления в MathCAD [Текст] / Д.А. Гурский. – Минск: Новое знание, 2003. – 814 с.

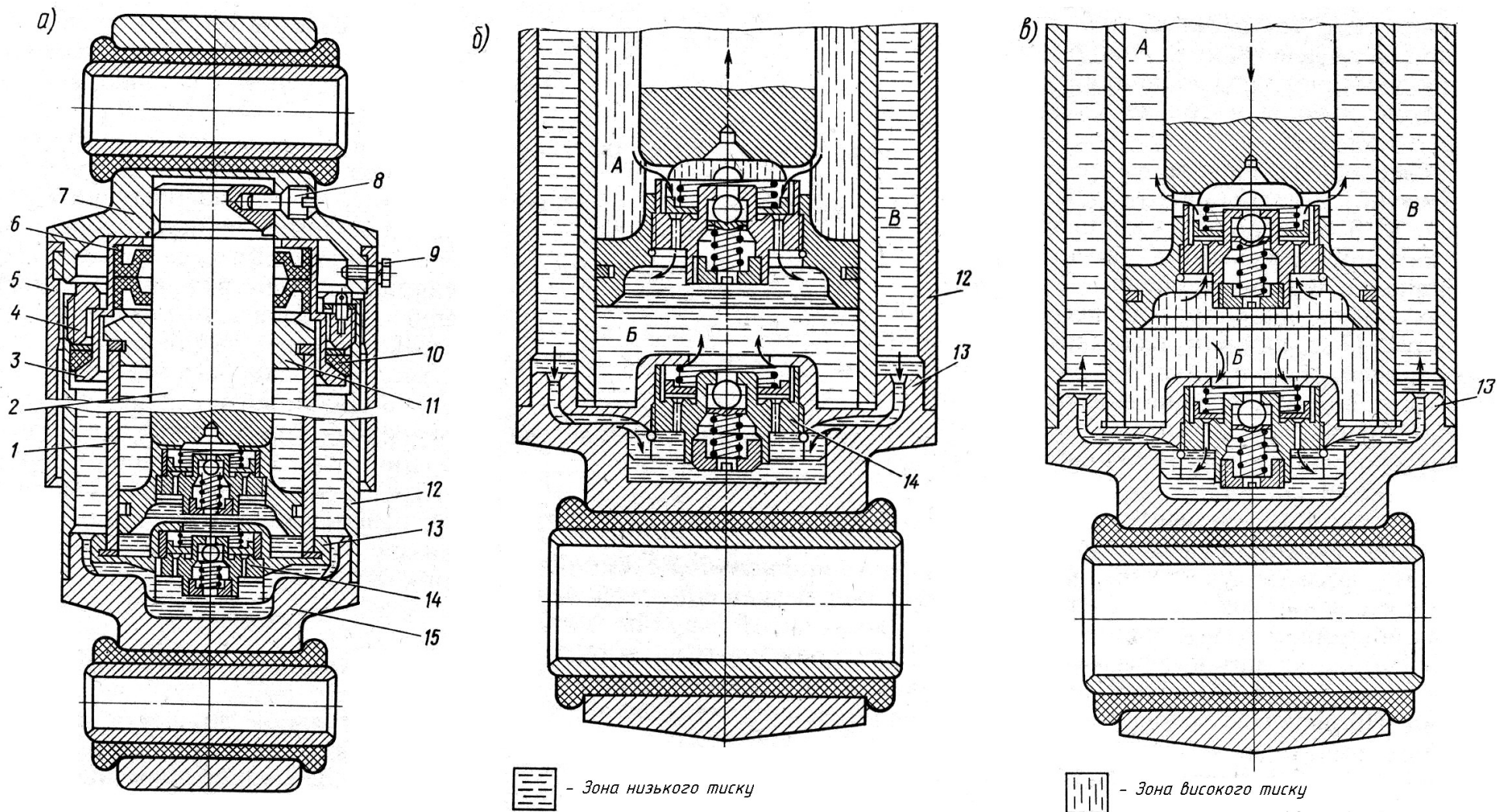


Рисунок 6.1 – Гідравлічний гаситель двосторонньої дії (а) та схеми перетікання рідини при ході його поршня вгору (б) та донизу (в)

