

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

**МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу**

**ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРУЖНИХ  
ТА ПРУЖНЬО-ДИСИПАТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ  
РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ ТЯГОВОГО  
І МОТОРВАГОННОГО РУХОМОГО СКЛАДУ**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
до лабораторних робіт**

**із дисципліни**

***«ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ  
І ВИСОКОШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ»***

**Харків – 2025**

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу 27 січня 2025 р., протокол № 6.

Методичні вказівки призначено для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня спеціальності 273 «Залізничний транспорт» освітніх програм «Локомотиви та локомотивне господарство» та «Високошвидкісний рухомий склад».

Укладачі:

доц. А. Л. Сумцов,  
старш. викл. В. І. Коваленко

Рецензент

проф. Д. С. Жалкін

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 1. Визначення характеристик пружних елементів ресорного підвішування.....	5
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 2. Визначення характеристик гвинтових пружин.....	12
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 3. Визначення характеристики листової ресори.....	19
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 4. Визначення жорсткості гумовометалевих елементів ресорного підвішування.....	26
Список літератури.....	33

## ВСТУП

Методичні вказівки призначено для здобувачів вищої освіти спеціальності 273 «Залізничний транспорт» усіх форм навчання для підготовки до проведення лабораторних робіт.

Метою лабораторних робіт є закріплення і поглиблення знань про методи розрахунку та випробувань вузлів ресорного підвищування локомотивів.

До лабораторної роботи здобувач вищої освіти повинен готуватись самостійно заздалегідь та поза навчальними аудиторіями, а саме: докладно вивчити теоретичний матеріал відповідної лабораторної роботи, програму і методику лабораторних досліджень. Однією з ознак підготовки здобувача до лабораторної роботи є обов'язкова наявність заготовки звіту лабораторної роботи. Він має містити номер роботи, її назву та мету, послідовність проведення лабораторної роботи.

За результатами виконаної лабораторної роботи здобувачі вищої освіти оформлюють звіти та подають їх викладачу для захисту.

## **Лабораторна робота 1**

### **ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ**

**Мета роботи:** знати призначення і характеристики пружних елементів ресорного підвішування рухомого складу залізниць.

#### **Контрольні питання**

- 1 Призначення ресорного підвішування рухомого складу (РС).
- 2 Які елементи входять в ресорне підвішування РС.
- 3 Класифікація ресорного підвішування.
- 4 Параметри ресорного підвішування.
- 5 Жорсткість статична.
- 6 Жорсткість динамічна.
- 7 Статичний прогин.
- 8 Конструкція стенда для випробувань елементів ресорного підвішування.
- 9 Види погрешностей.
- 10 Види обробки дослідного матеріалу.
- 11 Суть методу найменших квадратів.

#### **Зміст звіту**

- 1 Номер роботи, її назва та ціль.
  - 2 Короткі відомості з теоретичного матеріалу та відповіді на контрольні питання.
  - 3 Розрахунок коефіцієнтів рівнянь регресії першого, другого та третього порядків та квадратів відхилень для кожного виду рівнянь.
  - 4 Отримати рівняння регресії по дослідним точкам з використанням програмних продуктів Microsoft Word і Excel.
- Висновки.

## **Теоретичний матеріал**

*Ресорним підвішуванням* (РП) називається механізм, який служить пружним зв'язком між колісними парами і буксами та рамою екіпажа.

*РП складається:* із пружин, ресор, балансірів і амортизаторів, деталей, які зв'язують їх разом.

*РП призначене:*

- для правильного розподілення навантаження від підресореної ваги локомотива між колісними парами;

- пом'якшення поштовхів та ударів у вертикальній площині, які виникають при русі поїзда по рейках.

*Підресореною вагою* називається вага тієї конструкції локомотиву, яка відділена від колісної пари ресорним підвішуванням.

*Непідресорена вага* – вага колісних пар, букс, та ін., не відділених від рейок пружними елементами (колісні пари, букси, зубчасті передачі, ресорні балансири з підвісками, ресори, 0,5 ваги ТЕД (при опорно-осьовій підвісці)).

*Класифікація ресорного підвішування:*

*за ступенями підвішування:*

- одноступеневе (локомотиви ТЕ3, ТЕ7, ТЕ10, ТЕП10, 2ТЕ10Л(В), 2ТЕ116, ТЕМ1, ТЕМ2 та ін.);

- двоступеневе (ТЕП60, ТЕП70, 2ТЕ121, ТЕМ7);

1 ступінь – між рамою візка і буксами;

2 ступінь – між рамою локомотива і кожним візком.

*за способом передавання навантаження на колісні пари:*

- індивідуальне (локомотиви: 2ТЕ10М, 2ТЕ116, ТЕП70 та ін.);

- збалансоване (локомотиви: ТЕ3, 2ТЕ10Л, ТЕМ2, ТЕП70 (до № 007), 2ТЕ121 та ін.)

*Параметри ресорного підвішування:*

- статичний прогин;

- статична жорсткість;
- динамічна жорсткість;
- гнучкість.

### *Опис стенда і вимірювальної апаратури*

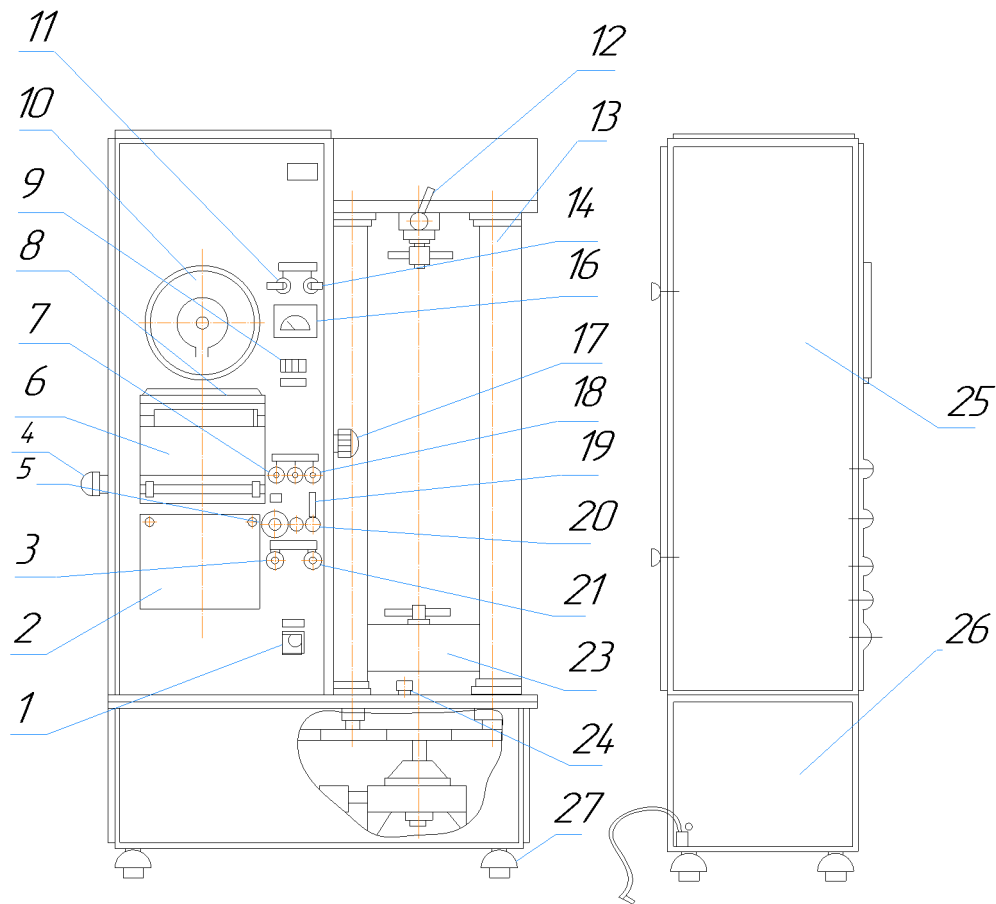
Лабораторні роботи зі зняття характеристик пружних елементів (пружин, листових ресор і гумометалевих пружних елементів) проводяться на розривній машині Р5 за ГОСТ 7855-84 (рисунок 1.1). Стенд обладнаний необхідною змінною оснасткою для встановлення і кріплення пружних елементів.

Перед початком роботи на лабораторному стенді здобувачі повинні ознайомитись з основними правилами техніки безпеки при проведенні дослідів на пресі і точно дотримуватись наказів керівника лабораторних робіт.

Основа машини являє собою зварну конструкцію з прокату. В середині основи розміщений електродвигун і редуктор привода активного захвату. На основі машини встановлена шафа та механізм самозбудження. В шафі машини знаходиться маятниковий силомір із знімними вагами.

На лицевій панелі шафи є відрахунковий пристрій вимірювача. На циферблаті відрахункового пристрою нанесені три шкали з цифрами, які відповідають діапазонам вимірювання навантаження.

Для встановлення на нуль відрахункового пристрою є ручка в нижній частині, переміщуючи яку вліво або вправо сполучають нуль шкали зі стрілкою.



1 – вимикач пакетний; 2 – кришка; 3 – регулятор швидкості (грубо); 4 – ручка перемотування діаграми; 5 – кнопка «Прискорено»; 6 – пристрій фіксуючий; 7 – кнопка «Зупинка»; 8 – каретка; 9 – вимірювач переміщення активного захвату; 10 – шкала навантажень; 11 – тумблер вмикання вимірювання швидкості; 12 – аретир; 13 – механізм переміщення траверси; 14 – перемикач вимірювача швидкості; 15 – захват пасивний; 16 – вимірювач швидкості; 17 – перемикач масштабів; 18 – кнопка «Вгору»; 19 – сигналізація; 20 – кнопка «Вниз»; 21 – регулятор швидкості; 22 – захват активний; 23 – траверса рухома; 24 – маслопоказчик; 25 – пульт управління; 26 – основа; 27 – опори

Рисунок 1.1 – Загальний вигляд стану для випробувань елементів ресорного підвішування



### *Обробка дослідного матеріалу*

У процесі замірів накопичуються погрішності, які пов'язані з конструктивними особливостями процесу при перетворенні механічних величин в електричні, підсиленні сигналів і наочному фіксуванні вихідних параметрів. Крім перерахованих погрішностей в процесі замірів нагромаджуються і випадкові погрішності, які призводять до розкиду дослідних значень.

Дослідні точки можуть бути апроксимовані математичним виразом (наприклад, поліномом) «методом найменших квадратів».

Нехай проведено  $n$  спостережень та отримані значення  $y_i$  при значеннях незалежних змінних  $x_i$  (тобто пари точок  $(x_i, y_i)$ ). Для графічного зображення цих пар спостережень у вигляді експериментальних точок з координатами  $x_i, y_i$  на площині використовується система декартових координат. Рівняння залежності цих змінних записується у вигляді

$$y_i = f(x_i, a_0, a_1, \dots, a_n), \quad (i=0, 1, 2, \dots, n). \quad (1.1)$$

На практиці часто використовують пряму, квадратичну та кубічну залежності.

*Наприклад:*

$$Y = a_0 + a_1x \text{ – пряма залежність;}$$

$$Y = a_0 + a_1x + a_2x^2 \text{ – квадратична залежність;}$$

$$Y = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 \text{ – кубічна залежність.}$$

Оскільки рівняння (1.1) задовольняється не точно, то виникає деяке відхилення  $\varepsilon_1$ :

$$Y_i - f(x_i, a_0, a_1, \dots, a_n) = \varepsilon_1. \quad (1.2)$$



В основі методу Гауса лежить ідея послідовного виключення невідомих. Розрахункові схеми, у вигляді яких може бути реалізований цей метод, різні. Розв'язання системи лінійних рівнянь цим методом ділиться на 2 кроки:

- *1 крок* – спочатку система приводиться до трикутного вигляду (цей етап прийнято називати прямим ходом);

- *2 крок* – визначення невідомих (називають зворотним ходом).

У свою чергу перший крок поділяється на декілька етапів (скільки невідомих в системі рівнянь, стільки ж і етапів).

*1 етап.* У таблицю записуються коефіцієнти при невідомих і вільних членах заданої системи рівнянь. Потім до цих чисел приєднують рядок коефіцієнтів  $\alpha_{1k}$ .

Числа в цьому рядку отримуються діленням усіх елементів першого рядка на його крайній лівий елемент, взятий з протилежним знаком,

$$\alpha_{1k} = \frac{a_{1k}}{a_{11}} \quad (1.6)$$

*2 етап.* Розраховуються коефіцієнти  $a^{(1)}$  системи. До кожного елемента матриці  $A_i$  (крім першого та останнього рядка) додається добуток крайнього лівого елемента того ж рядка на крайній елемент того ж стовпця. Після цього розраховуються коефіцієнти  $\alpha_{2k} = a_{2k}/a_{22}$  шляхом ділення усіх елементів першого, знову отриманого, рядка на його крайній лівий елемент, взятий з протилежним знаком.

*Наступні етапи.* Аналогічно виконується та розраховується решта етапів. На останньому етапі відшукується остання ( $m$ -та) невідома.

На зворотному етапі розраховуються значення решти невідомих.

Ця методика реалізована у програмному продукті *Microsoft Excel*.

## **Лабораторна робота 2**

### **ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГВИНТОВИХ ПРУЖИН**

**Мета роботи:** знати призначення і характеристики гвинтових пружин.

#### **Контрольні питання**

- 1 Що називається пружиною?
- 2 З якого матеріалу виготовляються гвинтові пружини?
- 3 Які види зміцнення пружин ви знаєте?
- 4 Геометричні параметри гвинтової пружини?
- 5 Яка відмінність між повною кількістю витків пружини і робочою?
- 6 Характеристики пружини (жорсткість, дотична напруга, статичне і динамічне навантаження).
- 7 Умова стійкості пружини.
- 8 Як визначається жорсткість при різних включеннях пружин?

#### **Зміст звіту**

- 1 Номер роботи, її назва та мета.
  - 2 Короткі відомості теоретичного матеріалу та відповіді на контрольні питання.
  - 3 Ескіз гвинтової пружини та її заміри (таблиця 2.1).
  - 4 Визначення максимально допустимого навантаження на пружину.
  - 5 Результати стендових випробувань (таблиця 2.2).
  - 6 Побудувати залежність переміщення від сил навантаження.
  - 7 Визначення теоретичної і дійсної жорсткості.
  - 8 Визначення поправного коефіцієнта і гнучкості гвинтової пружини.
- Висновки.

Таблиця 2.1 – Геометричні параметри пружини

$D_n$	$D_{вн}$	$D_{св}$	$d$	$n_p$	$n_{п}$	$H$	$a$	$h$
мм	мм	мм	мм			мм	мм	мм

Таблиця 2.2 – Результати стендових випробувань

	Дослід 1		Дослід 2		Дослід 3	
	переміщення	сила	переміщення	сила	переміщення	сила
Наванта- ження						
Розванта- ження						

### Теоретичний матеріал

*Пружиною* називається пружна деталь, яка виробляється завивкою із одного прутка, штаби та ін.

*Виготовлення:* із прутків круглого перерізу діаметрами 22, 36, 38, 40 мм (ГОСТ 2052-53) відповідно до технічних умов ГОСТ 1425-62.

*Матеріал:* гарячекатана кремніста сталь марки 55С2, 60С2, 60С2А, 60С2ВА (ГОСТ 14959-88) / А-азот, С-2 % – кремній, В – вольфрам, Х – хром, Г – марганець, Ф – ванадій.

*Обробка:* термічна (загартування в мастилі при  $t=870$  °С і відпуск при  $t=460$  °С).

*Зміцнення:* а) наклепуванням шротом; б) обкаткою; в) шліфуванням (у ТЕП70) перед завивкою.

*Геометричні параметри* (рисунок 2.1):

$d$  – діаметр прутка, мм;

$D$  – середній діаметр пружини, мм;

$D_n$  – зовнішній діаметр пружини, мм;

$D_{вн}$  – внутрішній діаметр пружини, мм;

$H_{св}$  – висота пружини, мм;  
 $n_p$  – кількість робочих витків;  
 $n_{п}$  – повна кількість витків;  
 $h$  – крок накрутки витків, мм;  
 $a$  – відстань між витками пружини, мм;  
 $c$  – індекс пружини,  $c=D/d$ ;  
 $\alpha$  – кут підйому витків.

Для забезпечення повного прилягання пружини до опорної площини кінці заготовок відтягуються на довжині витка. Тому робоча кількість витків виходить меншою від загальної на 1,5 витка.

*Характеристики пружини:*

- жорсткість пружини – визначається величиною навантаження в кН, під дією якого вона прогинається на 1 мм;
- гнучкість пружини – величина обернена жорсткості.

Для пружинних сталей напруження від статичного навантаження складає 450-500 МПа; від динамічного 600-650 МПа, а границя текучості – 750 МПа (для сталі 65С2ВА – 850 МПа). Найбільше навантаження, при якому випробовується пружина, визначається при величині напруження 650 МПа:

- статичне навантаження;
- динамічне навантаження.

*Умова стійкості пружини* – відношення довжини пружини у вільному стані до діаметра пружини не має перевищувати 3,5.

*Подвійні пружини:* зовнішня – з правою закруткою, внутрішня – з лівою закруткою.

Циліндричні гвинтові пружини при деформації енергію не розсіюють і на їхній характеристиці лінія навантаження і розвантаження практично співпадають.

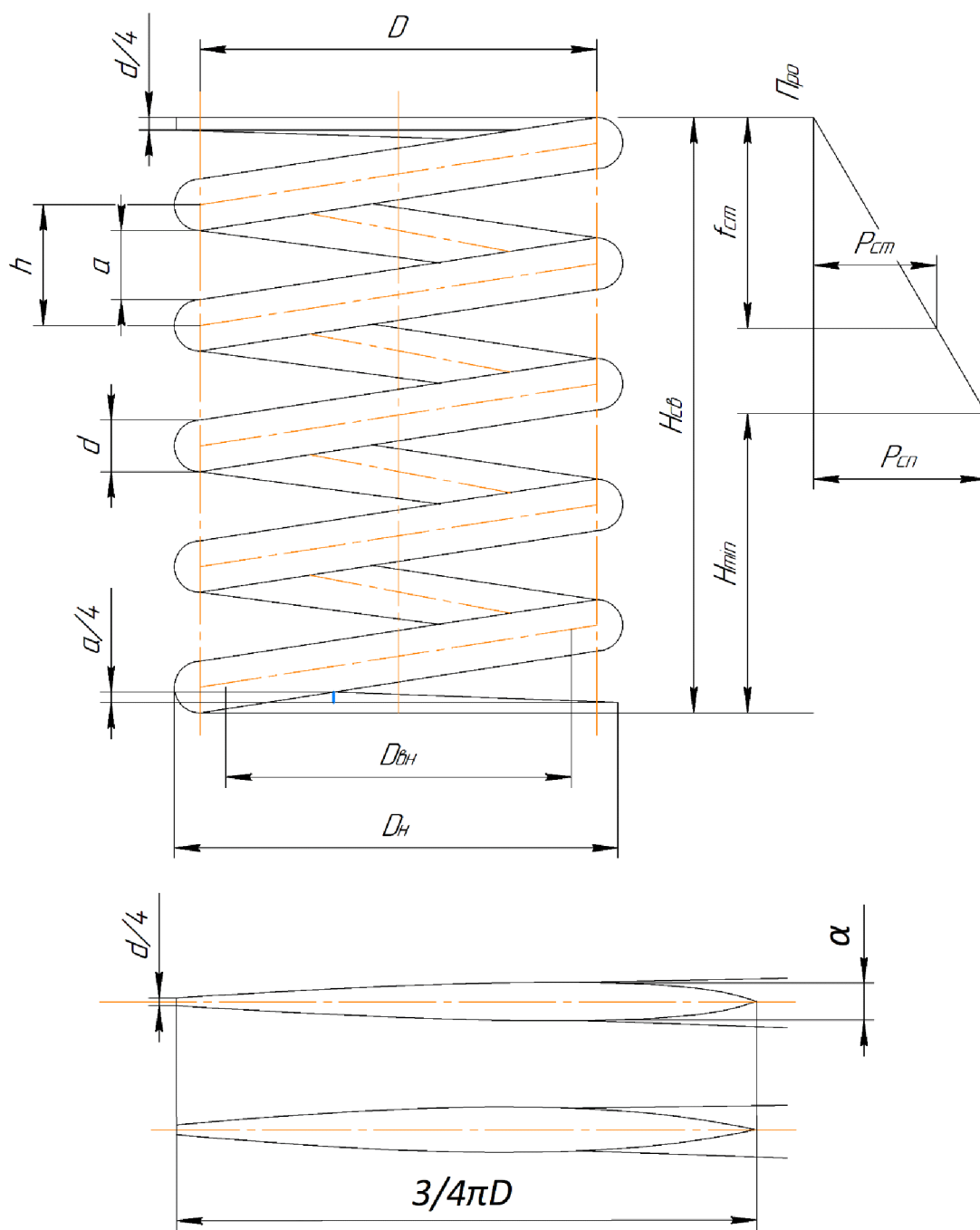


Рисунок 2.1 – Схема гвинтової пружини

### Порядок виконання роботи

- 1 Ескіз гвинтової пружини (рисунок 2.1).
- 2 Заміри основних параметрів пружини (таблиця 2.1).
- 3 Визначення максимального навантаження  $P_{\max}$  за величиною максимальної дотичної напруги  $\tau_{g\max}$ ,  $[\tau_{g\max}] = 650$  МПа.

Сумарне дотичне напруження розраховується за формулою

$$\tau_{g\max} = \tau_1 + \tau_2 = 650(\text{МПа}) \quad , \quad (2.1)$$

де  $\tau_1$  – дотичне напруження при крученні, Па;

$\tau_2$  – дотичне напруження від перерізуючої сили рівномірно розподіляється по перерізу дроту.

Дотичне напруження при крученні

$$\tau_1 = \frac{k_1 * 8 * P * D}{\pi * d^3} \quad , \quad (2.2)$$

де  $k_1$  – коефіцієнт, який враховує вплив крутизни витків пружини.

Коефіцієнт, що враховує вплив крутизни витків пружини

$$k_1 = 1 + 1,25/C + 0,875/C^2 + 1/C^3 \quad , \quad (2.3)$$

де  $C$  – індекс пружини,  $C = D/d$ .

Дотичне напруження від перерізуючої сили рівномірно розподіляється по перерізу дроту



$$\tau_2 = \frac{4 * P}{\pi * d^2} \quad (2.4)$$

Із рівнянь 2.1 – 2.3 визначаємо максимальне навантаження на пружину

$$P_{max} = \frac{\tau_{gmax}}{\left(\frac{8 * k_1 * D + 4 * d}{\pi * d^3}\right)} \quad (2.5)$$

4 Перевірка на зазор між витками пружини (зазор між витками пружини не має бути меншим 0,003 м).

$$\Delta' = h - a - \frac{8 * P_{max} * D^3}{G * d^4} \quad (2.6)$$

де G – модуль пружності при зрушенні,  $G=8*10^{10}$  Па.

*Висновок:* за результатами розрахованого зазору.

5 Проведення стендових навантажень пружини. Результат випробувань заносимо в таблицю 2.2.

6 На ПЕОМ виконати згладжування дослідних даних за методом найменших квадратів.

7 Побудова залежності переміщення пружини  $\Delta$  від навантаження P (рисунок 2.2).

8 Розрахуємо дійсну жорсткість пружини:

$$Ж_{\Pi} = P_{сер} / \Delta_{сер} \quad (2.7)$$

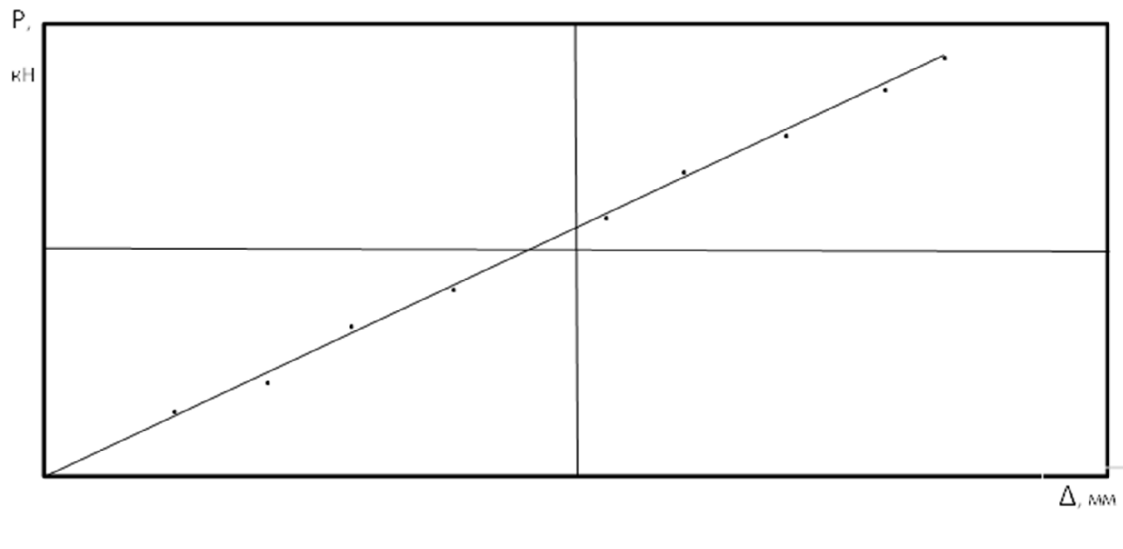


Рисунок 2.2 – Залежність сили навантаження від переміщення

9 Розрахуємо теоретичну жорсткість пружини:

$$J_{\text{п}} = \frac{G * d^4}{8 * D^3 * n_p} \quad (2.8)$$

10 Розрахуємо поправочний коефіцієнт

$$k = J_{\text{а}}/J_{\text{т}} \quad (2.9)$$

11 На ПЕОМ промоделювати теоретичні характеристики гвинтової пружини при зміні таких величин:

- діаметра прутка;
- діаметра пружини;
- кількості робочих витків.

**Висновки**

## **Лабораторна робота 3**

### **ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛИСТОВОЇ РЕСОРИ**

**Мета роботи:** навчитися визначати характеристики листової ресори.

#### **Контрольні питання**

- 1 Що називається листовою ресорою?
- 2 З якого матеріалу виготовляють листові ресори?
- 3 Які види зміцнення листових ресор ви знаєте?
- 4 Геометричні параметри листової ресори.
- 5 Що називається прогином ресори під статичним навантаженням?
- 6 Що називається довжиною ресори? Як вона визначається?
- 7 Що називається коефіцієнтом відносного тертя?
- 8 Чи виконує роботу листові ресори?
- 9 Яка жорсткість листової ресори більша, динамічна чи статична?
- 10 Як впливає товщина та довжина ресори на її жорсткість?
- 11 Як впливає швидкість локомотива на динамічну жорсткість листової ресори?
- 12 Як впливає кількість корінних та ступеневих листів ресори на її жорсткість?

#### **Зміст звіту**

- 1 Номер роботи, її назва.
- 2 Короткі відомості з теоретичного матеріалу та відповіді на контрольні питання.
- 3 Ескіз листової ресори.
- 4 Заміри основних параметрів листової ресори (таблиця 3.1).
- 5 Визначення максимально допустимого навантаження на листову ресору.
- 6 Результати стендових випробувань листової ресори (таблиця 3.2).

- 7 Побудувати залежність переміщення від сил навантаження.
  - 8 Визначення теоретичної, дійсної та динамічної жорсткостей.
  - 9 Визначення поправочного коефіцієнта.
- Висновки.

Таблиця 3.1 – Геометричні параметри листової ресори

$2l$	$a$	$b$	$S$	$h$	$n_k$	$n_c$
мм	мм	мм	мм	мм		

Таблиця 3.2 – Результати стендових випробувань

	Дослід 1		Дослід 2		Дослід 3	
	переміщення	сила	переміщення	сила	переміщення	сила
Наванта- ження						
Розванта- ження						

## Теоретичний матеріал

### Загальні відомості

*Листовою ресорою* називається пружна деталь, яка збирається із листів, смуг або кілець.

*Виготовлення:* із листів, штабою або кілець. Хомут одягають у гарячому стані і одночасно обтискують зі всіх кінців (розміри за ГОСТ 7419-55). Для попередження поперечного зсуву листи здебільшого виконують із жолобчатої сталі.

*Матеріал:* кремниста сталь марок 55С2 та 60С2 (ГОСТ 14959-88) А-азот, С-2%-кремній.

*Обробка:* загартування при  $t=880\text{ }^{\circ}\text{C}$  в мастилi і відпуск при повторному нагріванні до  $t=510\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

*Зміцнення:* дробеструйним наклепом (збільшує межу витривалості).

Для підвищення чутливості ресори до зміни навантаження і зменшення зносу листів їх поверхню змазують сумішшю машинного мастила (25 %), солідолу (25 %) і графіту (50 %).

*Випробування:* навантаженням, яке відповідає розрахунковому напруженню 1000 МПа.

Остаточна деформація *не допускається!!!*

*Склад:* корінні та ступінчасті листи, хомут.

*Характеристики листової ресори:*

- жорсткість (дійсна, теоретична та динамічна);
- коефіцієнт відносного тертя.

*Геометричні параметри (рисунок 3.1):*

$2l$  – довжина прутка, мм;

$a$  – середній діаметр пружини, мм;

$b$  – зовнішній діаметр пружини, мм;

$S$  – внутрішній діаметр пружини, мм;

$h$  – висота пружини у вільному стані, мм;

$n_k$  – кількість робочих витків;

$n_c$  – повна кількість витків.

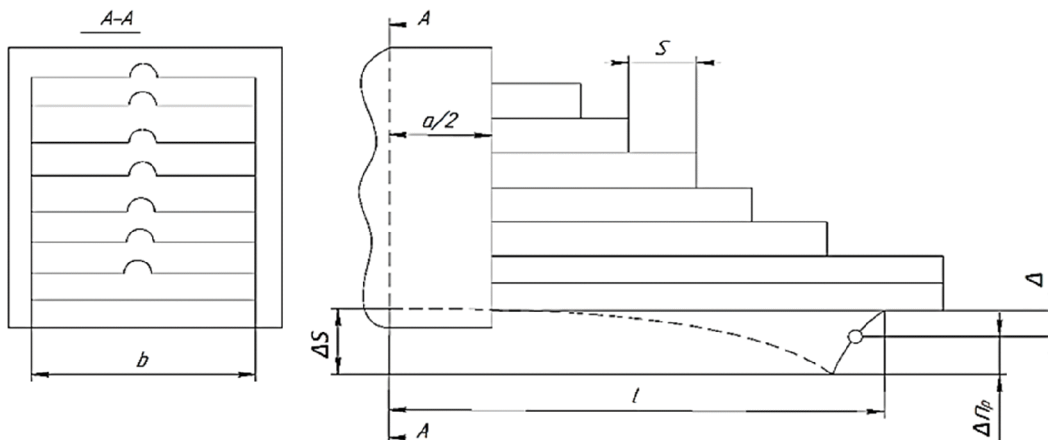


Рисунок 3.1 – Ескіз листової ресори локомотива

### **Основні терміни**

*Довжина ресори* – відстань між центрами отворів корінного листа.

*Стріла прогину* – відстань від прямої, яка з'єднує центри отворів у верхньому листі до його поверхні в середній частині ресори.

*Прогин ресори* – різниця стріл прогину без навантаження і під навантаженням.

*Статичний прогин* – прогин ресори під статичним навантаженням  $P_{ст}$ .

*Коефіцієнт відносного тертя* – визначається планиметрируванням діаграми «навантаження/розвантаження» листової ресори і являє собою відношення площі, що чисельно дорівнює роботі тертя, до площі, що чисельно дорівнює половині роботи «пружних сил» за цикл «навантаження/розвантаження».

*Жорсткість* – визначається величиною навантаження в кН, під дією якого вона прогинається на 1 мм.

### **Порядок виконання роботи**

- 1 Ескіз листової ресори (рисунок 3.1).
- 2 Заміри основних параметрів листової ресори (таблиця 3.1).
- 3 Проведення стендових навантажень пружини. Результати випробувань заносимо в таблицю 3.2.
- 4 Побудова залежності переміщення пружини  $\Delta$  від навантаження  $P$  (рисунок 3.2).
- 5 Розрахуємо дійсну жорсткість листової пружини за даними експерименту

$$J_d = \frac{\sum_{i=1}^n p_i / \Delta_i}{n} . \quad (3.1)$$

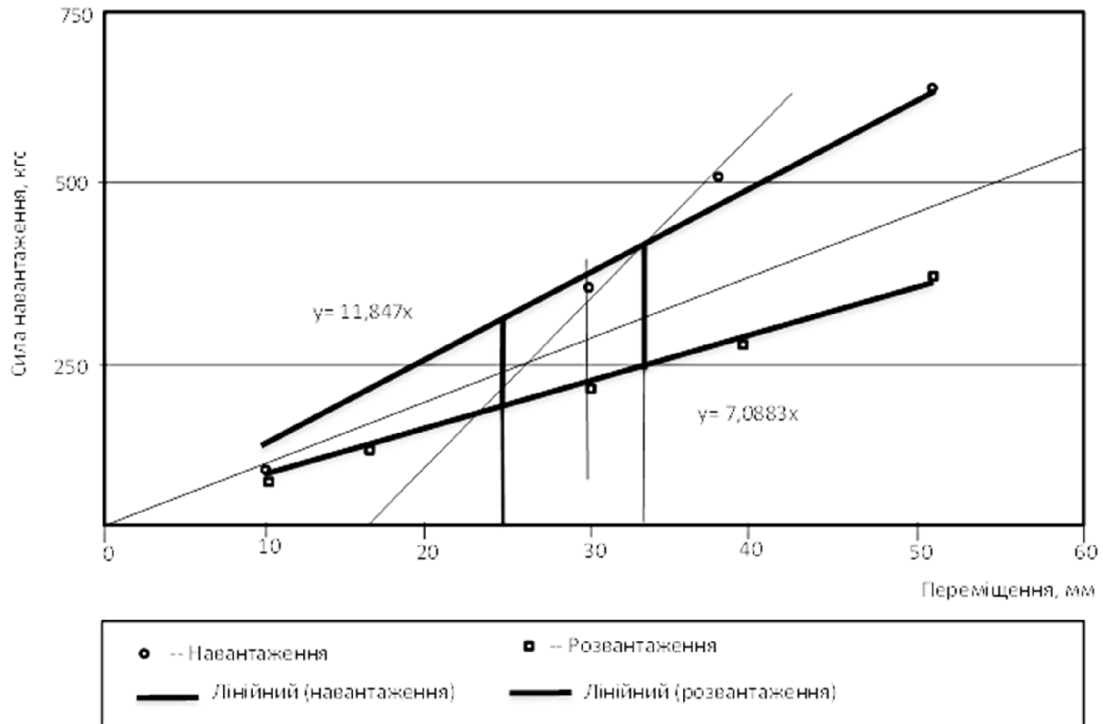


Рисунок 3.2 – Приклад графіка залежності переміщення пружини  $\Delta$  від навантаження  $P$

5 На ПЕОМ виконати згладжування дослідних даних за методом найменших квадратів.

6 Теоретична жорсткість листової ресори

$$J_T = \frac{E * b * h^3 * (3n_t + 2n_c)}{6 \left(1 - \frac{a}{6}\right)^3}, \quad (3.2)$$

де  $E$  – модуль пружності,  $E=205 * 10^9$  Па.

7 На ПЕОМ промоделювати теоретичні характеристики листової ресори при зміцнюванні таких величин:

- ширини листа;

- товщини листа;
- довжини ресори;
- кількості листів.

За результатами розрахунків побудувати залежності теоретичних характеристик листової ресори.

8 Розрахуємо поправочний коефіцієнт

$$K_{\text{попр}} = J_{\text{л}}/J_{\text{т}} \quad . \quad (3.3)$$

9 Тертя оцінюється коефіцієнтом відносного тертя

$$\mu = 2\varphi(n_k + n_c - 1) \frac{h}{2l} \quad , \quad (3.4)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт тертя між листами ресори,  $\varphi = 0,3 \dots 0,4$ .

10 Визначимо приведений коефіцієнт вертикальної динаміки за формулою

$$k'_{\text{д}} = \frac{P_{\text{Б}}}{P_{\text{С}}} - 1 \quad , \quad (3.5)$$

де  $P_{\text{С}}$  – приведене навантаження на ресору,  $P_{\text{С}} = (P_{\text{А}} + P_{\text{Б}})/2$ .

11 Зміну величини приведеного коефіцієнта вертикальної динаміки залежно від швидкості руху визначимо за емпіричною формулою

$$k'_{\text{д}} = 0,1 + 0,0002 \frac{v}{\Delta_{\text{ст}}} \quad . \quad (3.6)$$

12 Динамічна жорсткість листової ресори



$$Ж_{д} = Ж \frac{k'_{д}(1 - \mu^2)}{k'_{д} - \mu} \quad (3.7)$$

13 Із умов, які визначаються формою ресори, в усіх місцях виникають напруження від згину

$$\sigma = \frac{3 * P * l}{b * h^2 * (n_k + n_c + 1)} \quad (3.8)$$

## **Висновки**

## **Лабораторна робота 4**

### **ВИЗНАЧЕННЯ ЖОРСТКОСТІ ГУМОВОМЕТАЛЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ**

**Мета роботи:** вивчення і визначення основних характеристик гумових пружних елементів ресорного підвішування локомотивів.

#### **Контрольні питання**

- 1 Що називається гумово-пружним елементом?
- 2 Де на локомотиві застосовуються гумові пружні елементи?
- 3 Основні характеристики гумово-пружних елементів.
- 4 Яку форму мають гумово-пружні елементи ресорного підвішування?
- 5 За рахунок чого гумово-пружні елементи поглинають енергію коливань?
- 6 Як визначається твердість гумово-пружних елементів?
- 7 Коефіцієнт форми гумового пружного елемента.

#### **Зміст звіту**

- 1 Номер роботи, її назва та мета.
  - 2 Короткі відомості з теоретичного матеріалу та відповіді на контрольні питання.
  - 3 Ескіз гумовометалевого елемента та заміри основних його параметрів (рисунок 4.1, таблиця 4.1).
  - 4 Результати стендових випробувань гумовометалевого елемента (таблиця 4.2).
  - 5 Розрахунок напруги та жорсткості гумового елемента.
  - 6 Графік залежності сили від деформації.
- Висновки.

Таблиця 4.1 – Геометричні параметри гумового елемента

Марка гуми та її твердість, за Шором	$D_1$ , м	$D_2$ , м	$H$ , м	$\alpha$ , град	$H'$ , м

Таблиця 4.2 – Результати стендових випробувань

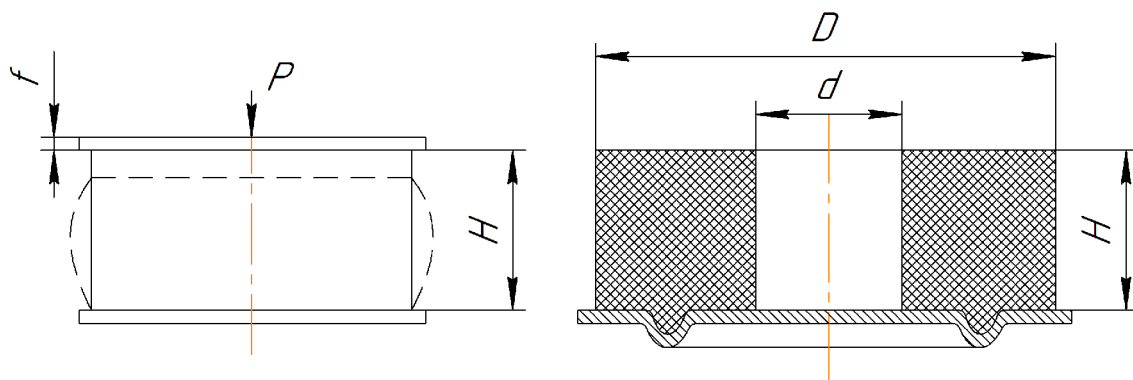
	Дослід 1		Дослід 2		Дослід 3	
	переміщення	сила	переміщення	сила	переміщення	сила
Наванта- ження						
Розванта- ження						

### Теоретичний матеріал

#### *Загальні відомості*

У ресорному підвішуванні гумові елементи використовують у вигляді пластин, пологих конусів і втулок. Кільцеві та циліндричні пластини встановлюють послідовно з пружинами і ресорами. Конічні амортизатори використовуються для передавання вертикальних та горизонтальних навантажень в опорно-повертальному пристрої локомотивів (ТЕП60, ВЛ60). Гумовометалеві втулки (сайлент-блоки) встановлюються в повідках, які з'єднують букси з рамою візка.

Гумові амортизатори мають велике внутрішнє тертя, за рахунок чого вони можуть поглинати енергію коливань, тобто працювати як демпфіруючі елементи. Крім того, значно зменшується амплітуда високочастотних прискорень, які передаються непідресореними частинами кузова локомотива. Для амортизаторів використовують гуму, яка може працювати при температурах від мінус 45-50°C до плюс 80°C (таблиця 4.3).



а) – циліндричного; б) – кільцевого

Рисунок 4.1 – Гумовометалеві елементи ресорного підвішування

Таблиця 4.3 – Механічні характеристики гумових амортизаторів

Показник	Марка гуми		
	7-1847	7-2959	7-2462
Міцність, за Шором	42,5	52,5	67,5
Модуль пружності, МПа	1,7	2,3	5,7
Модуль пружності при зсуві, МПа	0,48	0,67	1,5
Коефіцієнт Пуассона	0,492	0,487	0,482
Опір розриву, МПа	18,0	18,0	7,5
Відносне подовження при розриві, %	675	550	325
Температурний інтервал працездатності	-50°C +80°C	-50°C +80°C	-50°C +80°C

Гумові амортизатори повинні мати довговічність, яка буде достатньою для пробігу локомотива до заводського ремонту. Гума амортизаторів складається із натурального або синтетичного каучуку і ряду наповнювачів. Необхідні властивості гума отримує після вулканізації.

В амортизаторах стиску діаметр металічних пластин має бути більшим діаметра гумової шайби.

Основний показник гуми – твердість. Визначення твердості гуми, за Шором (твердомір ТМ-2), полягає у вимірі глибини занурення в гуму голки,

яка навантажена пружиною з жорсткістю  $J=30$  Н/м і попереднім зусиллям стиску  $56 \cdot 10^4$  Н. Твердість вимірюється умовними одиницями.

Статичні і динамічні характеристики гумового амортизатора наведені на рисунку 4.2.

Статичному навантаженню на амортизатор відповідає деформація, яка відповідає точці О. Криві 2 зміни навантаження амортизатора при динамічному навантаженні ідуть крутіше кривих 1 при статичному навантаженні. В першому випадку модуль пружності більший ніж в другому. Заштрихована площадка відповідає внутрішній роботі тертя амортизатора за повний цикл зміни навантаження.

Характеристики стиску одного і того ж амортизатора залежать від способу закріплення його кінців і форми амортизатора.

Більшість амортизаторів привулканізовані до металічних накладок на торцях.

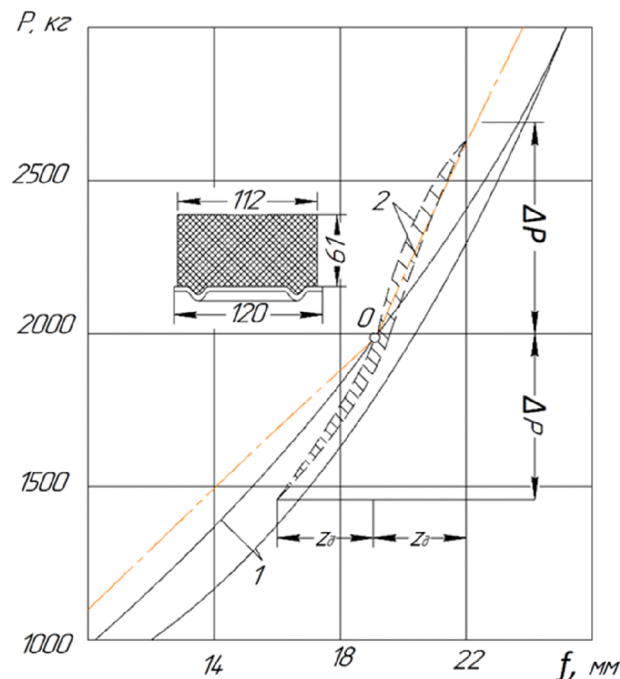


Рисунок 4.2 – Статичні та динамічні характеристики ГМА

Статичний модуль пружності при зсуві  $G$  визначається залежно від твердості гуми за емпіричною формулою

$$G = h^2/3800, \quad \text{МПа.} \quad (4.1)$$

Особливістю гумового амортизатора є повна постійність об'єму при деформації, тому коефіцієнт Пуассона для гуми приймається рівним 0,5.

Тоді зв'язок між модулем зсуву і модулем стиску  $E$

$$E = 2 * G(1 + \mu) = 3 * G. \quad (4.2)$$

Амортизатор повинен мати поверхню, яка дає змогу гумі випинатися. Від відношення величини цієї поверхні до площі закріплених торців амортизатора залежать його характеристики.

Коефіцієнтом форми амортизатора називають відношення площі, на яку передається навантаження, до поверхні випинання.

Для циліндричного амортизатора

$$K\phi = \frac{\pi D^2}{4\pi D H} = \frac{D}{4H}. \quad (4.3)$$

Для кільцевого амортизатора

$$K\phi = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4\pi H(D + d)} = \frac{D - d}{4H}. \quad (4.4)$$

Якщо відомі величини  $E$  і  $G$ , то динамічні модулі пружності

$$E_{\text{дин}} = k * E; \quad (4.5)$$

$$G_{\text{дин}} = k * G, \quad (4.6)$$

де  $k$  – коефіцієнт, що в діапазоні частот від 10 до 200 Гц здебільшого залежить від твердості гуми  $h$  і опору (таблиця 4.4).

Таблиця 4.4 – Залежність коефіцієнта  $k_y$  від твердості

$h$	50	60	70
$k_y$	1.27	1.6	2.2

Для врахування впливу форми гумового елемента і умов на торцях вводять умовний модуль пружності  $E_y$  при стиску

$$E_y = E(1 + m_\phi * k_\phi), \quad (4.7)$$

де  $m_\phi$  – коефіцієнт, що враховує вплив форми і спосіб закріплення торців гумового елемента. Для гуми амортизаційних марок з привулканізованими поверхнями при  $k_\phi=1,0 \div 1,25$  приймається  $m_\phi=2,0$ .

Напруга від стиску розраховується за формулою

$$\sigma = P/S \leq [\sigma], \quad (4.8)$$

де  $P$  – сила стиску;

$S$  – площа поперечного перерізу.

Прогин  $\Delta$  та жорсткість  $J$  гумового елемента визначаються за формулами

$$\Delta = \frac{P * H}{E * S} ; \quad (4.9)$$

$$J = P/\Delta = \beta * E * S/H \quad (4.10)$$

## Порядок виконання роботи

1 Ескіз гумового амортизатора та його встановлення на стенді (рисунок 4.3).

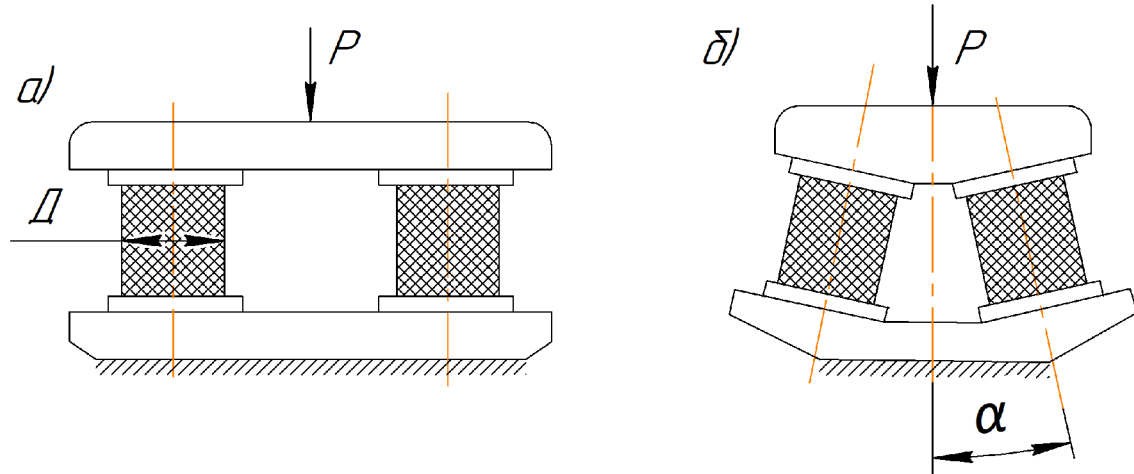


Рисунок 4.3 – Схема встановлення гумометалевих елементів на стенді

- 2 Заміри основних параметрів амортизатора (таблиця 4.1).
- 3 Визначення статичного та динамічного модуля пружності першого та другого роду.
- 4 Розрахунок умовного модуля пружності.
- 5 Проведення стендового навантаження амортизатора (таблиця 2.2).
- 6 Побудова залежності сили навантаження від переміщення. На ПЕОМ розрахувати аналітичну залежність сили навантаження від прогину.
- 7 Розрахувати напруги стиску.
- 8 Розрахунок теоретичної та дійсної жорсткості елемента та їх порівняння.

## Висновки



## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Аулін Д. О., Сумцов А. Л., Клименко О. В., Жовтий Ю. В. Ресорне підвищення тягового рухомого складу: конспект лекцій з дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів». Ч. 1. Механічна частина ТРС. Харків: УкрДУЗТ, 2021. 53 с.

2 Аулін Д. О., Анацький О. О., Клименко О. В., Коваленко В. І. Пристрої зв'язку кузова локомотива з візками: конспект лекцій. Ч. 2. Механічна частина ТРС. Харків : УкрДУЗТ, 2021. 55 с.

3 Аулін Д. О., Клименко О. В., Коваленко Д. М., Максимов М. В. Кузова, візки, колісні пари та буксові вузли локомотивів : конспект лекцій. Ч. 3. Механічна частина ТРС. Харків : УкрДУЗТ, 2022. 47 с.

4 Боднар Б. Є., Нечаєв Є. Г., Бобир Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування: підручник для ВНЗ залізнич. трансп. Дніпропетровськ : ПП «Ліра ЛТД», 2010. 358 с.

5 Тартаковський Е. Д., Агулов А. Ф., Фалендиш А. П. Теорія та конструкція локомотивів. Вибір та розрахунок основних вузлів локомотивів: навч. посіб. Харків: УкрДАЗТ, 2009. 160 с.

6 Боднар Б. Є., Нечаєв Є. Г., Бобир Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Екіпажна частина: підручник для ВНЗ залізнич. трансп. Дніпропетровськ: ПП «Ліра ЛТД», 2009. 284 с.

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРУЖНИХ  
ТА ПРУЖНЬО-ДИСИПАТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ  
РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ ТЯГОВОГО  
І МОТОРВАГОННОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
до лабораторних робіт

із дисципліни

*«ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ  
І ВИСОКОШВИДКІСНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ»*

Відповідальний за випуск Сумцов А. Л.

---

Підписано до друку 17.02.2025 р.  
Умовн. друк. арк. 2,0. Тираж . Замовлення № .  
Видавець та виготовлювач Український державний університет залізничного  
транспорту,  
61050, Харків-50, майдан Фейсрбаха, 7.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018