

УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу

**ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕМЕНТІВ
РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ ЛОКОМОТИВІВ**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторних робіт з дисципліни

«ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ»

Частина 2

Харків 2020

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу 10 лютого 2020 р., протокол № 10.

Призначені для студентів усіх форм навчання спеціальності 273 «Залізничний транспорт» та відповідають робочій програмі з курсу «Теорія та конструкція локомотивів».

Укладачі:

старші викладачі А. Л.Сумцов,
В. І. Коваленко

Рецензент

проф. Д. С. Жалкін

ЗМІСТ

Вступ	4
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 6. Вивчення стенда для випробувань фрикційних та гідравлічних амортизаторів	5
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 7. Визначення характеристик фрикційних гасителів коливань	9
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 8. Визначення характеристик гідравлічних гасителів коливань	15
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 9. Визначення основних характеристик пневморесор	24
Список літератури	32

ВСТУП

Методичні вказівки призначено для студентів спеціальності 273 «Залізничний транспорт» усіх форм навчання для самостійної підготовки до лабораторних робіт з метою закріплення і поглиблення знань про методи розрахунку та випробувань вузлів ресорного підвішування локомотивів.

До лабораторної роботи студент 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 студента до лабораторної роботи є обов'язкова наявність заготовки звіту. Він має містити номер роботи, її назву та мету, послідовність проведення лабораторної роботи.

За результатами виконаної лабораторної роботи студенти оформлюють звіти та подають їх викладачу для захисту.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 6

ВИВЧЕННЯ СТЕНДА ДЛЯ ВИПРОБУВАНЬ ФРИКЦІЙНИХ ТА ГІДРАВЛІЧНИХ АМОРТИЗАТОРІВ

Мета роботи: *ознайомитись з конструкцією, принципом роботи стенда і методом випробувань фрикційних та гідравлічних амортизаторів.*

Контрольні запитання

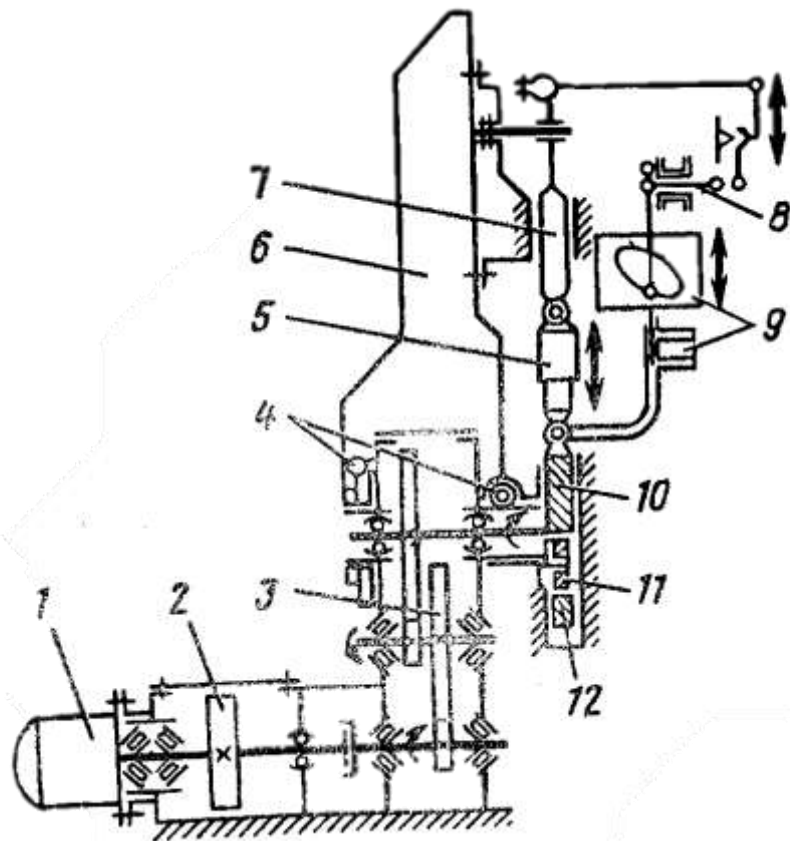
- 1 Конструкція стенда для випробувань фрикційних та гідравлічних амортизаторів.
- 2 Принцип роботи стенда.
- 3 Які параметри амортизаторів визначаються на стенді?
- 4 Порядок проведення випробувань на стенді.
- 5 Що являє собою механізм вимірювання стенда?
- 6 Призначення ресори в механізмі вимірювання стенда.
- 7 Для чого потрібне прокачування амортизаторів перед випробуванням? Протягом якого часу проводять прокачування?

6.1 Зміст звіту

- 6.1.1 Номер роботи, її назва та мета.
- 6.1.2 Короткі теоретичні відомості та відповіді на контрольні запитання.
- 6.1.3 Креслення кінематичної схеми стенда.
- 6.1.4 Порядок проведення випробувань на стенді.
- 6.1.5 Висновки.

6.2 Теоретичний матеріал

Для визначення основних характеристик гасителів коливань в лабораторії кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу використовується випробувальний стенд, кінематична схема якого наведена на рисунку 6.1.



1 - електродвигун; 2 - маховик; 3 - редуктор; 4 - обертальний пристрій;
 5 - гаситель коливань; 6 - плита; 7 - верхній затискач; 8 - ресора;
 9 - планшет; 10 - нижній затискач; 11 - повзун; 12 - ексцентриковий
 механізм

Рисунок 6.1 – Стенд для випробувань гасителів коливань

6.2.1 Опис стенда і вимірювальної апаратури

Фланцевий електродвигун 1 через проміжний вал з маховиком 2 і фрикційну муфту приводить у рух двоступінчатий циліндричний редуктор 3. У нижній частині корпусу редуктора, який є і станиною стенда, розміщений механізм для створення обертально-поступального руху гасителя 5, а в нижній частині – механізм виміру зусиль, які розвиваються гасителем залежно від ходу повзуна.

Для випробувань нижня головка гасителя коливань кріпиться до повзуна нижньою рукояткою, а верхня головка - до механізму виміру верхньою рукояткою. Основним елементом механізму виміру є листова ресора 8 відомої жорсткості, яка має консольне закріплення на опорній плиті.

При випробуванні на стенді вихідний ексцентриковий вал редуктора через кулісний камінь передає рух повзуну 11 і відповідно нижній головці гасителя. В останньому виникає сила опору, що викликає прогин ресори, яка, прогинаючись через важільну передачу, повертає важіль запису на кут, пропорційний величині прикладеного зусилля. Таким чином, на планшеті 9, жорстко з'єднаному з повзуном, з допомогою олівця, встановленого на нижньому кінці важеля запису, у відповідному масштабі записується сила опору, яка виникає в гасителі залежно від переміщення повзуна – робоча діаграма гасителя.

Ширина «Н» діаграми визначається ходом робочого циліндра гасителя відносно поршня і дорівнює ходу повзуна стенда з врахуванням прогину ресори. Довжина діаграми, яка отримується відхиленням важеля запису по горизонталі, залежить від зусилля гасителя і масштабу сил записувального механізму стенда.

За формою вказаної діаграми можна судити про наявність тієї або іншої несправності випробуваного гасителя коливань, його придатність до експлуатації й інші параметри, необхідні для аналізу роботи ресорного підвішування.

6.2.2 Порядок роботи на стенді

6.2.2.1 Заготовлений бланк розміром 100*200 мм із ватману з нанесеною посередині вертикальною лінією (нульовою лінією) встановити під затискачем планшета 9 таким чином, щоб стержень олівця важеля запису збігався з нульовою лінією. Після цього на час установки та прокачування гасителя на випадок, щоб олівець не поламався, відводимо його від планшета.

6.2.2.2 Установити і закріпити на стенді гаситель так, щоб конуси затискачів щільно без люфтів входили в отвір головок гасителя.

Для установлення гасителя потрібно ліву сторону нижньої головки надіти на конус нерухомого затискача, потім нижньою рукояткою попередньо затиснути нижню головку гасителя. Після цього, повернувши гаситель у вертикальне положення, верхньою рукояткою затиснути верхню головку конусами плаваючого затискача і нижньою рукояткою повністю закріпити нижню головку.

Після затискання обох головок гасителя можна приступити до випробувань. Процес демонтажу гасителя виконується у зворотній послідовності.

6.2.2.3 Включити електродвигун при виключеній фрикційній муфті. Потім включити муфту і провести пробне прокачування гасителя протягом 2-3 хв. Перед прокачуванням гасителя, обертанням маховика за годинниковою стрілкою виключити механізм вимірювання. При цьому гайка повинна щільно затискати ресору.

6.2.2.4 Переконавшись, що прокачування іде нормально, зняти робочу діаграму гасителя. Для цього необхідно піднести олівець важеля запису до бланка на планшеті, включити механізм вимірювання і виконати запис. Для запобігання можливості поломки ресори при знятті діаграм гасителів із завищеними коефіцієнтами опору, гайки механізму виключення повинні бути розведені на величину найбільшого прогину ресори при справному гасителі (при сильному прогині наконечник ресори буде впирається у гайки, не допускаючи поломки ресори).

6.2.2.5 Відвести олівець від діаграми і включити механізм вимірювання.

6.2.2.6 Виключити електропривод стенда.

6.2.2.7 Зняти діаграму з планшета.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 7

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ФРИКЦІЙНИХ ГАСИТЕЛІВ КОЛИВАНЬ

Мета роботи: ознайомитись з конструкцією, принципом роботи і несправностями фрикційних гасителів коливань (ФГК).

Контрольні запитання

- 1 Призначення ФГК.
- 2 Склад ФГК.
- 3 Які параметри ФГК визначаються на стенді ?
- 4 Порядок проведення випробувань на стенді.
- 5 Динамічна жорсткість пружин з ФГК.
- 6 Частота коливань кузова при демпфіруванні ФГК.
- 7 За рахунок чого виконується робота ФГК?

7.1 Зміст звіту

- 7.1.1 Номер роботи, її назва та мета.
- 7.1.2 Короткі теоретичні відомості та відповіді на контрольні запитання.
- 7.1.3 Ескіз ФГК.
- 7.1.4 Порядок проведення випробувань.
- 7.1.5 Розрахунки жорсткості пружини з ФГК.
- 7.1.6 Висновки.

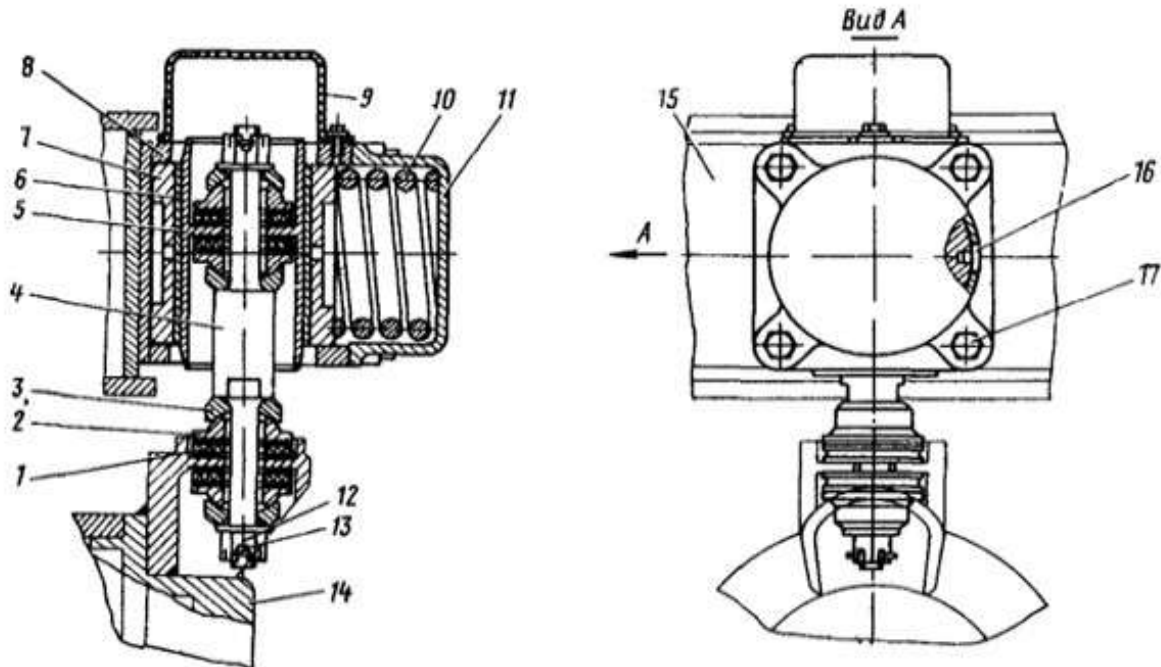
7.2 Теоретичний матеріал

7.2.1 Загальні відомості про фрикційні гасителі коливань

На локомотивах з індивідуальним ресорним підвішуванням використовуються телескопічні поршневі гасителі (рисунок 7.1) та важільно-дискові ФГК.

ФГК (рисунок 7.1) має корпус 8, який встановлено на рамі візка. Шток 4 одним кінцем пружно прикріплений до кронштейна букси через гумові елементи 1 та сферичні вкладиші 7, а другим –

до сталевго поршня 5, який притиснений пружиною 10 між двома вкладишами 7. Корпус закритий натискною 11 та захисною 9 кришками. При вертикальних переміщеннях рами візка поршень 5 рухається між вкладишами і виникає сила тертя.



1 – амортизатор; 2 – сухар; 3 – обойма; 4 – шток; 5 – поршень; 6 – фрикційна накладка; 7 – вкладиш; 8 – корпус гасителя; 9 – захисний кожух; 10 – пружина; 11 – кришка; 12 – гайка; 13 – шплінт; 14 – кришка букси; 15 – рама візка; 16 – шпонка; 17 – болт

Рисунок 7.1 – Схема фрикційного гасителя коливань

У лабораторній роботі використовується гаситель з постійною силою притиснення поверхонь, що труться. Для ФГК конструкції «Луганськтепловоз» сила притиснення пружини становить 5–7 кН.

На рисунку 7.2 наведена розрахункова діаграма навантаження ФГК. Площа АВСД визначає роботу гасителя за цикл коливань. Якщо амплітуда коливань дорівнює Z_1 , то теоретична робота розраховується за формулою

$$A_m = 4Pz_1 = 4\mu_{cm} Qz_1.$$

де μ_{cm} – коефіцієнт тертя поверхонь, що труться, у статичному режимі;

F – сила притиснення поверхонь, які труться, кН.

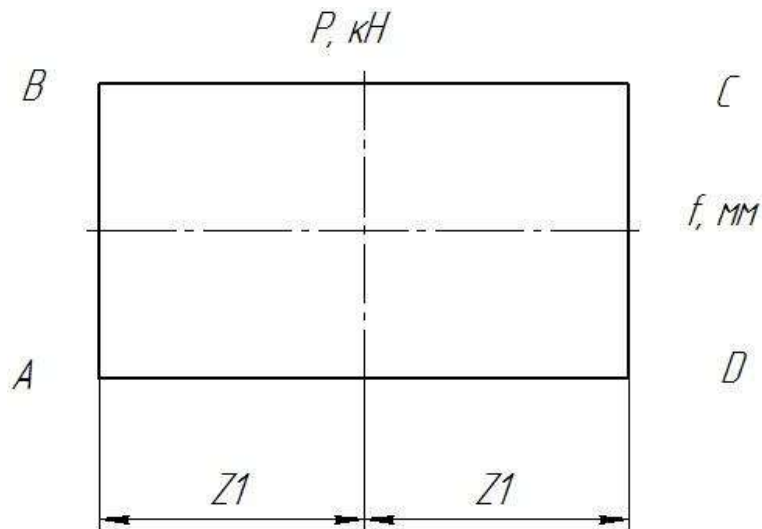


Рисунок 7.2 – Діаграма навантаження ФГК

Знаючи роботу гасителя коливань за цикл коливань і силу притиснення поверхонь, які труться, визначається дійсний коефіцієнт тертя

$$\mu_{cm\sigma} = A_m / 4 Q z_1.$$

Динамічний коефіцієнт тертя відрізняється від статичного і залежить від частоти коливань, що гасяться.

7.2.2 Визначення динамічної жорсткості пружини з фрикційними гасителями коливань

ВНДІЗТ (Росія), використавши енергетичний метод розрахунку гасителів коливань, запропонував відносно простий спосіб визначення динамічної жорсткості пружини з фрикційними демпферами і встановив залежність динамічної жорсткості від амплітуди коливань.

Характеристика навантаження і розвантаження пружин з ФГК наведена на рисунку 7.3.

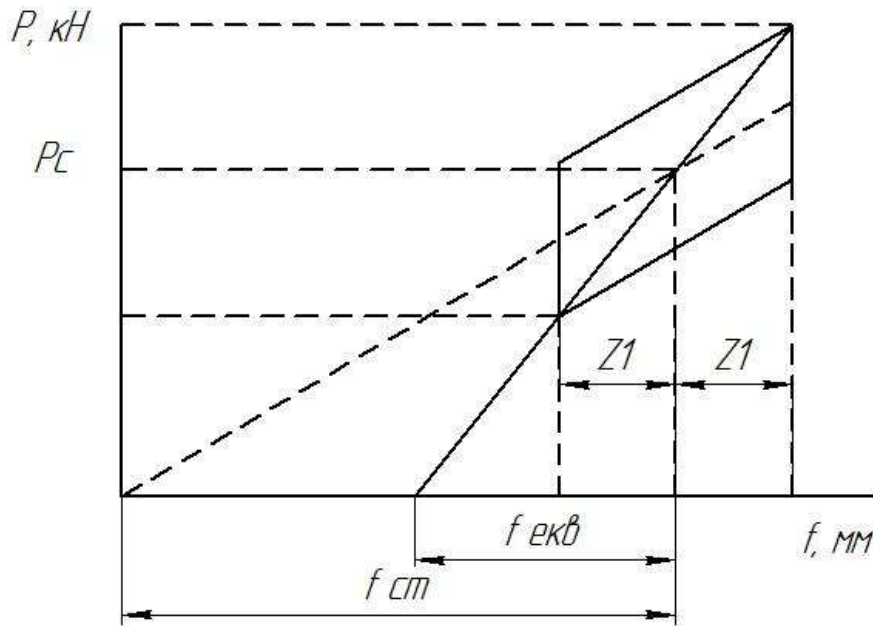


Рисунок 7.3 – Діаграма навантаження пружин з ФГК

Одним із основних параметрів роботи пружини з ФГК є частота коливань системи і кругова частота коливань. Від них значною мірою залежать умови роботи локомотивних бригад. Частота коливань повинна бути в межах 1,5–2,5 Гц.

7.3 Порядок виконання роботи

7.3.1 Ескіз ФГК (рисунок 7.1).

7.3.2 Проведення стендових навантажень ФГК. Отримання діаграми залежності сили від переміщення для ФГК.

7.3.3 Розрахунок роботи ФГК за цикл за результатами стендових випробувань виконується за формулою

$$A_m = S_{\text{АБСД}} * m_F * m_f,$$

де $S_{\text{АБСД}}$ – площа чотирикутника АБСД;

$m_F * m_f$ – масштаби діаграм, $m_F = 374 \text{ Н/мм}$, $m_f = 1 \text{ мм/мм}$.

7.3.4 Розрахунок дійсного коефіцієнта тертя за формулою

$$\mu_{\text{cmo}} = A_m / 4 Q z_1.$$

7.3.5 Розрахунок параметрів ФГК.

7.3.5.1 Вихідними даними для розрахунків є:

- статичне навантаження P_{cm} ;
- статичний прогин f_{cm} ;
- амплітуда коливань Z_1 ;
- сила притиснення поверхонь, що труться, Q (зусилля затягування пружини гасителя коливань міститься в межах 5-7 кН).

7.3.5.2 Статична жорсткість розраховується за формулою

$$Ж_{cm} = P_{cm} / f_{cm}.$$

7.3.5.3 Сила тертя поверхонь, що труться, гасителя коливань

$$F_1 = Qn\phi$$

де n – кількість поверхонь тертя, $n=2$;

ϕ – розрахунковий коефіцієнт тертя, для сталі $\phi=0,4$, для пластмаси $\phi=0,5$.

7.3.5.4 Коефіцієнт відносного тертя розраховуємо за формулою

$$\mu = F_1 / P_c.$$

7.3.5.5 Приведений коефіцієнт динаміки розраховуємо за формулою

$$K'\sigma = (Ж_{cm} * Z_1 + F_1) / P_{cm}.$$

7.3.5.6 Динамічну жорсткість пружин з ФГК розраховуємо за формулою

$$Ж\sigma = Ж_{cm} \frac{K'\sigma}{K'\sigma - \mu}.$$

7.3.5.7 Частоту коливань при цьому розраховуємо за формулою

$$H_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g * K' \sigma}{f_{cm} (K' \sigma - \mu)}}$$

7.3.5.8 Кругову частоту коливань розраховуємо за формулою

$$W = 2\pi H_n$$

7.3.5.9 Еквівалентний прогин розраховуємо за формулою

$$f_{екв} = \frac{\pi^2 * f_{cm} * (K' \sigma - \mu)}{g * K' \sigma}$$

7.3.6 Висновки з роботи.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 8

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРАВЛІЧНИХ ГАСИТЕЛІВ КОЛИВАНЬ

Мета роботи: ознайомитись з конструкцією, принципом роботи, методикою визначення параметрів і несправностями гідравлічних гасителів коливань (ГГК).

Контрольні запитання

- 1 Призначення ГГК.
- 2 Склад ГГК.
- 3 Які параметри ГГК визначаються на стенді?
- 4 Порядок проведення випробувань на стенді.
- 5 Динамічна жорсткість пружин з ГГК.
- 6 Частота коливань при демпфіруванні ГГК.
- 7 За рахунок чого виконується робота ГГК?
- 8 Основні несправності ГГК.
- 9 На яких локомотивах використовується ГГК?

8.1 Зміст звіту

- 8.1.1 Номер роботи, її назва та мета.
- 8.1.2 Короткі теоретичні відомості та відповіді на контрольні запитання.
- 8.1.3 Ескіз ГГК.
- 8.1.4 Порядок проведення випробувань.
- 8.1.5 Розрахунки жорсткості пружини з ГГК.
- 8.1.6 Розрахунок коефіцієнта в'язкого опору за отриманою діаграмою.
- 8.1.7 Визначення несправностей досліджуваного ГГК.
- 8.1.8 Висновки.

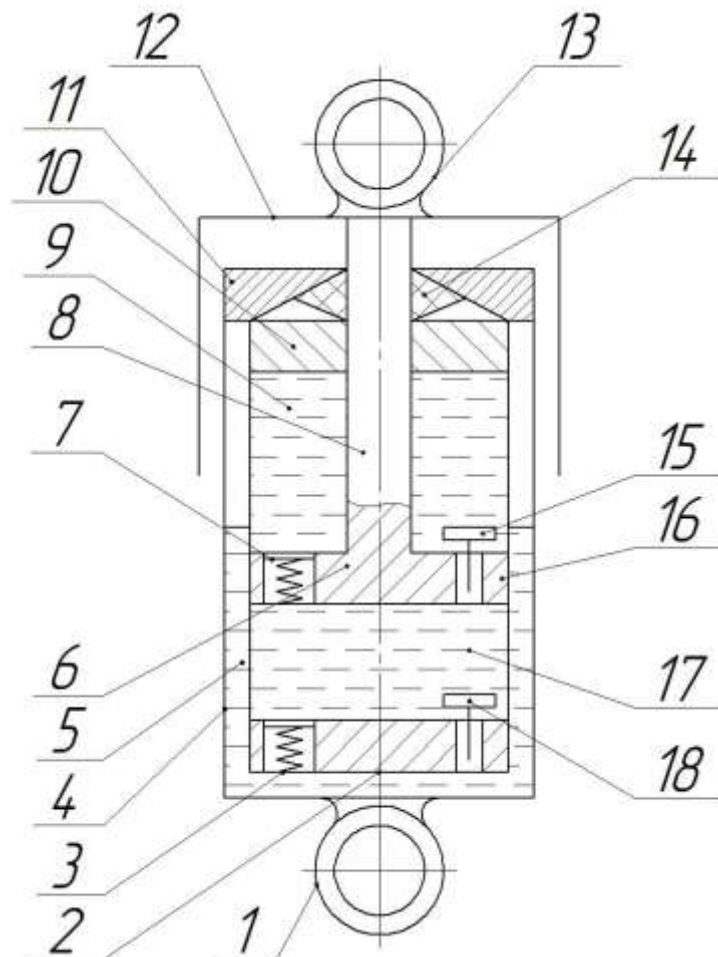
8.2 Теоретичний матеріал

8.2.1 Загальні відомості

У ГГК (рисунок 8.1) сили опору виникають у процесі руху поршня з отворами в циліндрі, який заповнений в'язкою рідиною.

При протіканні рідини через отвори малого перерізу (дросельні отвори) виникають сили непружного опору, які використовуються для гасіння коливань.

Увага! Робота в ГГК виконується за рахунок затрат енергії на дроселювання рідини!



1 – кріплення; 2 – робочий циліндр; 3 – нижній клапан; 4 – корпус;
 5 – масляний резервуар; 6 – поршень; 7 – верхній клапан; 8 – шток;
 9 – верхня порожнина робочого циліндра; 10 – напрямна втулка;
 11 – кришка; 12 – кожух; 13 – кріплення; 14 – ущільнення; 15 – зворотний клапан верхній;
 16 – ущільнення поршня; 17 – нижня порожнина робочого циліндра; 18 – зворотний клапан нижній

Рисунок 8.1 – Гідравлічний гаситель коливань

При малих відносних швидкостях вважають, що сила опору F пропорційна першому ступеню швидкості переміщення поршня v відносно циліндра $F = \beta v$. Коефіцієнт пропорційності β

називають коефіцієнтом в'язкого опору або параметром опору демпфера. Залежно від місця установлення ГГК (у центральному або буксовому підвішуванні) його положення (вертикально, горизонтально або похило) в системі ресорного підвішування коефіцієнт опору демпфера коливається від 35 до 150 кН*с/м.

Залежно від характеристик ГГК можуть бути:

- симетричні, якщо сили опору при стисканні і розтисканні однакові;

- несиметричні, якщо ці сили різні.

Демпфери з симетричними характеристиками переважно встановлюють у підвішуванні між кузовом та візком. У буксовому ступені ресорного підвішуванні бажано використовувати ГГК з несиметричною характеристикою, оскільки при русі колеса по випуклій нерівності виникають більші зусилля, ніж при русі його по впадині. Розсіювання енергії відбувається при відносних переміщеннях поршня і циліндра в обох напрямках.

ГГК, який установлений у буксовому ступені, передає зусилля на раму візка. Особливо погана ситуація складається при підніманні колеса, оскільки в цьому випадку діючі сили, що передаються на раму візка, через пружні елементи і ГГК додаються

Крім того, швидкість піднімання колеса може бути більшою від швидкості опускання, бо в першому випадку воно визначається формою нерівності, а в другому – обмеженою пружною силою буксових пружин. Тому ГГК виконують з асиметричними характеристиками на стиск і «віддачу». У напрямку стиску параметр демпфірування приймається набагато меншим, основна частина енергії розсіюється при ході на «віддачу».

ГГК забезпечують ефективне демпфірування коливань, але суттєвим недоліком є достатньо швидкий знос ущільнювальних пристроїв і витік робочої рідини, що призводить до зменшення сили опору або виходу демпфера з ладу, а також залежність параметрів ГГК від температури рідини (мастила).

8.2.2 Принцип роботи ГГК

При переміщенні поршня 6 (рисунок 8.1) униз (хід стиску) верхній клапан 7 піднімається і частина рідини із *об'єму А* під

поршнем перетікає в об'єм 9 над поршнем. Інша частина рідини із об'єму *A* під поршнем перетікає через дросельний отвір нижнього клапана 3 в резервуар 5, створюючи опір переміщенню поршня.

При переміщенні поршня 6 угору (хід розтягу) верхній клапан 7 закритий і рідина об'єму 9 над поршнем через дросельний отвір цього клапана перетікає в область *A* під поршнем, утворюючи силу опору переміщення поршня. Одночасно в область *A* під поршнем 6 надходить рідина із резервуара 5 через відкритий клапан 3.

Об'єми *B* і 5 з'єднані між собою каналом, який дає змогу зберігати постійною кількість рідини в ГГК.

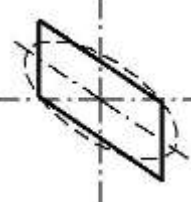
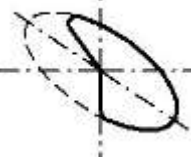
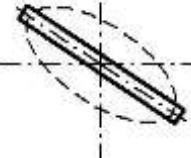
8.2.3 Основні несправності гідравлічного гасителя коливань

Основні несправності ГГК та способи їх усунення наведені в таблиці 8.1.

Таблиця 8.1 – Дефекти гасителів коливань за формою робочих діаграм

Несправність	Форма діаграми	Спосіб усунення
1	2	3
Великий зазор між штоком напрямної, нещільне прилягання, механічні деформації і включення		Замінити (відремонтувати) напрямну, ущільнювальні кільця. Притерти посадочні поверхні дисків і сідел
Засмічення дросельних отворів клапанів. Підвищення в'язкості робочої рідини		Прочистити дросельні отвори. Робочу рідину злити, промити гаситель, залити свіже мастило
Нещільне прилягання дисків до сідла клапана днища (засмічення або знос). Зазор у з'єднанні циліндра з днищем		Промити гаситель, притерти посадочні місця диска і сідла клапана днища. Замінити ущільнювальне кільце циліндра

Продовження таблиці 8.1

1	2	3
Самовідгвинчування гайки корпусу в експлуатації, знос втулок у головках кріплення		Підтягнути гайку корпусу і поставити стопорну планку, замінити втулку в головках, усунути люфти
Нестача рідини в гасителі. Не працюють клапани штоку і днища. Підвищений зазор між штоком і напрямною		Перевірити манжети і ущільнювачі кільця; несправні замінити. Залити мастило до норми. Перевірити роботу клапанів, зазор у напрямній
Сухе тертя в гасителі через защемлення на стенді або задирки на поршні і циліндрі, перекіс поршня в циліндрі і штоку в напрямній		Усунути перекіс гасителя, який допущений при встановленні; перевірити стан поверхонь напрямної та поршня
Слабка затяжка пружини розвантажувального пристрою. Недостатній рівень рідини		Відрегулювати затяжку пружини розвантажувального пристрою. Перевірити рівень рідини
Нестача рідини в гасителі. Заїдання диска клапана днища. Нещільне заповнення циліндра		Додати робочу рідину до норми. Перевірити манжети і ущільнювальні кільця, диск клапана днища
Нещільне прилягання диска до сідла клапана поршня, засмічення клапана. Злам, ослаблення або знос поршневого кільця		Посадочні поверхні диска і сідла клапана притерти. Замінити поршневе кільце і робочу рідину
Заклинений поршень у циліндрі або шток у напрямній. Неправильне складання гасителя		Перевірити стан поверхонь поршня, циліндра, штока і напрямної. Перевірити правильність складання гасителя

Примітка – Штрихові лінії характеризують робочі діаграми справного гасителя.

8.3 Порядок виконання роботи

8.3.1 Ескіз гідравлічного гасителя коливань (рисунок 8.1)

8.3.2 Розрахунок показників гідравлічного гасителя коливань на основі діаграми його роботи

8.3.2.1 Знімається діаграма роботи ГГК на стенді.

ГГК розвиває силу опору F , пропорційну швидкості переміщення поршня відносно циліндра

$$F = \beta \dot{z} = \beta z \omega \cos \omega t,$$

де ω – кутова частота коливань.

Цю силу у відповідному масштабі ($m_F = 374$ Н/мм) фіксує записувальний механізм стенда. На рисунку 8.2 наведена робоча діаграма ГГК, з допомогою якої можна визначити його параметр. Указана діаграма повернута на кут 90° відповідно до загальноприйнятої орієнтації відносно осей координат, де по вертикалі відкладаються зусилля F , а по горизонталі - деформація z .

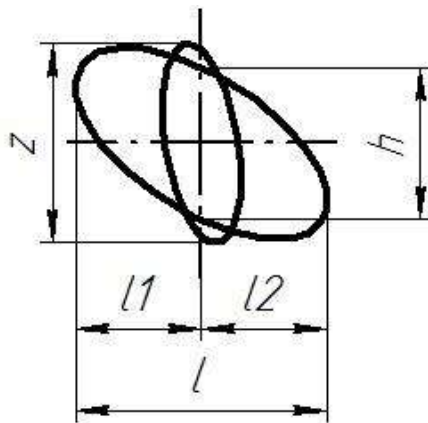


Рисунок 8.2 – Діаграма роботи пружини з ГГК

8.3.2.2 Робота ГГК за цикл за результатами стендових випробувань розраховується за формулою

$$A_m = S * m_F * m_f,$$

де S – площа овала.

8.3.2.3 Параметр ГГК може бути визначений за максимальними зусиллями. У більшості випадків

$$F_{\max} = |F_{\min}|.$$

Тому при визначенні параметра ГГК за робочою діаграмою, тобто з урахуванням масштабу сил, приймають середню величину

$$F_{\max}^{cp} = \frac{F_{\max} + |F_{\min}|}{2} m_F.$$

Звідси коефіцієнт опору гасителя визначається за формулою

$$\beta = \frac{F_{\max} * m_F}{\omega z_{\max}} = \frac{F_{\max} * m_F}{2\pi H z_{\max}},$$

де H – число циклів роботи стенда в секунду.

Величина цього параметра для деповського ремонту згідно з рекомендаціями повинна бути в межах 90...150 Нс/мм.

8.3.3 Розрахунок параметрів ГГК

Динамічна жорсткість пружин з ГГК може бути визначена за найбільшим і найменшим навантаженнями на пружини. Для цього необхідно до еліпса, який визначає роботу тертя ГГК (рисунок 8.3), провести дотичні B_0B і A_0A , паралельно осі абсцис. Точки найменшого і найбільшого зусиль лежать по кінцях великої осі еліпса. Комплексна динамічна жорсткість пружини з ГГК визначається тангенсом кута нахилу прямої AB до осі абсцис $\text{tg}(\alpha+\beta)$, який визначає комплексну динамічну жорсткість пружини з ГГК.

8.3.3.1 Вихідними даними для розрахунків є:

- статичне навантаження P_{cm} ;
- статичний прогин f_{cm} ;
- амплітуда коливань z_1 .

8.3.3.2 Статичну жорсткість розраховуємо за формулою

$$Ж_{cm} = P_{cm} / f_{cm}.$$

8.3.3.3 Динамічне зусилля, яке діє додатково на пружини, визначаємо за формулою

$$P_{дин} = P_{б} - P_c = \frac{z_1}{f_{cm}} P_{cm}.$$

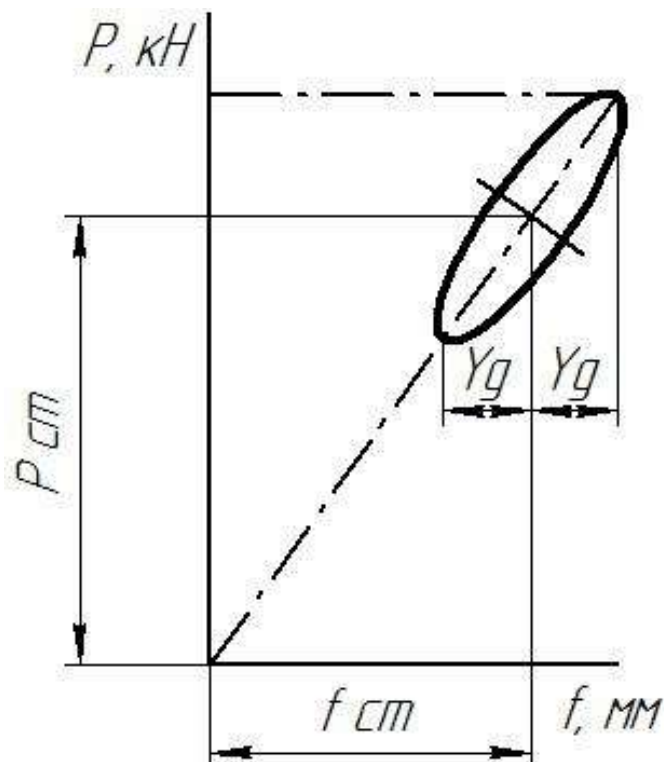


Рисунок 8.3 – Діаграма роботи пружини з ГГК

8.3.3.4 Знаходимо тангенс кута β

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{P_{cm} * m_c}{f_{cm}}.$$

8.3.3.5 Знаходимо кут β

$$\beta = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \beta).$$

8.3.3.6 Велику піввісь еліпса знаходимо за формулою

$$a = \sqrt{[m_c * P_{\text{дин}}]^2 + z_1^2}$$

8.3.3.7 Малу піввісь еліпса знаходимо за формулою

$$b = \frac{m_c * c * w_1 * z_1^2}{a}$$

8.3.3.8 Знаходимо тангенс кута α

$$tg\alpha = \frac{b^2}{a^2 * tg\beta}$$

8.3.3.9 Знаходимо кут α

$$\alpha = arctg(tg\alpha)$$

8.3.3.10 Знаходимо тангенс кута $tg(\alpha+\beta)$.

8.3.3.11 Динамічну жорсткість пружин з ГГК визначаємо за формулою

$$Ж_{\text{дин}} = Ж_{\text{ст}} \frac{tg(\alpha + \beta)}{tg\beta}$$

8.3.3.12 Еквівалентний прогин пружини з ГГК визначаємо за формулою

$$f_{\text{екв}} = \frac{P_{\text{ст}}}{Ж_{\text{дин}}}$$

8.3.3.13 Частота коливань надресорної маси

$$H_n = \frac{1}{2\sqrt{f_{\text{екв}}}}$$

8.3.3.14 Кругова частота коливань системи

$$\omega = 2\pi H_n$$

8.3.4 Висновки.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 9

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМОРЕСОР

Мета роботи: вивчити конструкцію пневморесор, експериментально визначити навантажувальні характеристики та жорсткість пневморесоридіафрагменного типу.

Контрольні запитання

- 1 Конструкція та призначення пневморесори.
- 2 Які параметри пневморесор визначаються на стенді?
- 3 Порядок проведення випробувань на стенді.
- 4 Динамічна жорсткість пневморесори.
- 5 За рахунок чого виконується робота пневморесори?
- 6 Основні несправності пневморесори.
- 7 На яких локомотивах використовуються пневморесори?

9.1 Зміст звіту

- 9.1.1 Номер роботи, її назва та мета.
- 9.1.2 Короткі теоретичні відомості та відповіді на контрольні запитання.
- 9.1.3 Ескіз пневморесори.
- 9.1.4 Порядок проведення випробувань.
- 9.1.5 Розрахунки жорсткості пружини з пневморесорою.
- 9.1.6 Порівняння теоретичних та експериментальних результатів.
- 9.1.7 Висновки.

9.2 Теоретичний матеріал

9.2.1 Загальні відомості

Високих динамічних властивостей надають рухомому складу пневматичні ресори, у яких пружним тілом є стиснений газ (переважно повітря).

Увага! Робота в пневморесорі виконується за рахунок затрат енергії на дроселювання повітря!

Пневморесори бувають:

- балонного типу (працюють тільки у вертикальному напрямку);
- подукового типу (працюють у вертикальному та позадвжньому напрямках);
- діафрагмового типу (працюють у вертикальному та горизонтальному напрямках);
- комбінованого типу (припускають завищені вертикальні переміщення порівняно з пневморесорами діафрагмового типу).

Переваги пневморесори:

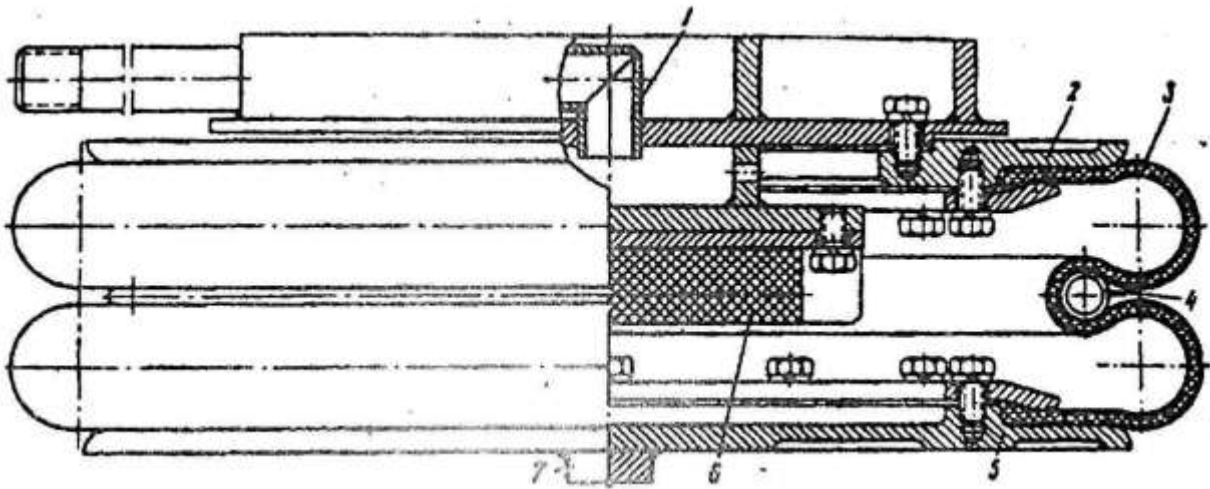
- зменшують вагу ресорного підвішування при тих же навантаженнях і жорсткості порівняно з підвішуванням на листових ресорах;
- відносно просто (за рахунок зміни тиску) замінювати жорсткість ресорного підвішування, підтримуючи постійну висоту, незалежно від навантаження;
- відносно просто замінювати висоту правої та лівої сторін надресорної будови при русі в кривих;
- можливість досягнення великого статичного прогину відносно простим способом;
- стабільне і надійне демпфірування коливань.

9.2.2 Конструкція пневморесори

Пневморесора (рисунок 9.1) складається з циліндричної оболонки 3 (переважно виконується з еластичної капронової гумокордної тканини), яка закріплена кінцями в герметичних обоймах. Оболонка перехвачена в одному (двовитковий балон), двох (тривитковий балон) і т. д. місцях металевими обручами 4. Ці обручі зменшують габаритні розміри ресори. Двовиткова пневморесора дає змогу отримати робочий хід, рівний 100 мм ($f_{\max} \pm 50 \text{ мм}$). Якщо необхідно більший хід, потрібно відповідно збільшити кількість витків балона.

Всередині ресори або біля неї є буфер-обмежувач 6, який буде підтримувати надресорну будову при прориві оболонки та

відсутності повітря. Повітряний простір ресори з'єднується трубою 1 з додатковим резервуаром, який зменшує жорсткість ресори тим сильніше, чим більший його об'єм.



1 – патрубок; 2 – складова кришка; 3 – двонитковий гумокордовий балон; 4 – кільце; 5 – складова кришка; 6 – збережувальний гумовий амортизатор; 7 – шип

Рисунок 9.1 – Схема пневморесори балонного типу

Але при проходженні кривих мала жорсткість ресори може спричинити надмірний нахил кузова під дією відцентрової сили і навіть перекидання локомотива. Для запобігання цьому з'єднувальну трубу 1 можна обладнати пристроєм, маятник якого при вході в криву відхиляється під дією відцентрової сили і відключає додатковий резервуар, що зразу підвищить жорсткість ресори в декілька раз.

Якщо включити в трубу 1 дроселювальний вентиль або заслінку, то змінюючи величину прохідного отвору, можна змінювати жорсткість ресори і коефіцієнт демпфірування, під яким розуміють частку ресорної енергії, що гаситься та розсіюється.

9.2.3 Принцип дії пневморесори

Включення пневморесор у дію (зарядження) та поповнення можливих витоків найзручніше робити, підключивши їх у

загальну повітряну мережу локомотива безпосередньо або через редуційний клапан, залежно від номінального тиску в ресорі.

9.2.4 Основні параметри пневморесори

Основними параметрами пневморесори є:

1) ефективна (несуча) площа

$$F_{\text{еф}} = \frac{P_0}{p_0} = \frac{\pi D_{\text{еф}}^2}{4},$$

де $F_{\text{еф}}$ – ефективна площа пневморесори, см²;

P_0 – номінальне навантаження на ресору (вантажопідйомність), кг(кН);

p_0 – номінальний надлишковий тиск повітря в ресорі, кг/см² (МПа);

$D_{\text{еф}}$ – ефективний діаметр пневморесори, см;

2) статична жорсткість ресори (якщо знехтувати теплообміном повітря в пневморесорі з навколишнім середовищем, прийнявши в характеризуючому рівнянні повітря показник політропи $n=1$, і гнучкістю оболонки, яка при роботі впливає на величину ефективної площі):

$$Ж_0 = \frac{F_{\text{еф}}^2 * p_{\text{ао}}}{V_0},$$

де $Ж_0$ – статична жорсткість ресори, кН/м;

$p_{\text{ао}}$ – абсолютний номінальний тиск повітря в ресорі, МПа, $p_{\text{ао}}=p_0+1$;

V_0 – сумарний номінальний об'єм, який складається з об'єму пневморесори і додаткового резервуара, м³, $V_0=V_{\text{п}}+V_{\text{дод.}}$;

3) статичний еквівалентний прогин пневморесори, мм:

$$f = \frac{P_0}{Ж_0} = \frac{V_0}{F_{\text{еф}}} * \frac{p_0}{p_{\text{ао}}},$$

4) поточне значення вантажопідйомності або сил пружного опору пневморесори, кН:

$$Q = F_{\text{еф}} \left[\left(\frac{V_0}{V} \right)^2 p_{\text{а0}} - p_{\text{вн}} \right],$$

де V – поточне значення об'єму пневморесори, $V = V_0 - fF_{\text{еф}}$;

n – показник політропи, для статичної характеристики $n=1$;

$p_{\text{а0}}$ і $p_{\text{вн}}$ – поточне і зовнішнє значення абсолютного тиску в пневморесорі;

5) поточне значення жорсткості (якщо знехтувати теплообміном повітря з оточуючим середовищем ($n=1$) і гнучкістю оболонки)

$$Ж = \frac{dQ}{df} = \frac{F_{\text{еф}}^2 * n * V_0^n * p_{\text{а0}}}{V^{n+1}};$$

6) поточне значення жорсткості (з урахуванням теплообміну повітря в пневморесорі з оточуючим середовищем ($n=1,3$) і гнучкістю оболонки), кН/мм:

$$Ж = \frac{dQ}{df} = V_0^n * p_{\text{а0}} \left[\frac{F_{\text{еф}}^n}{V^{n+1}} + \frac{\pi(25,5 + 0,215f - 0,015f^2)^2}{V} \right];$$

7) поточне значення навантаження пневморесори, кН:

$$P_p = Жf.$$

9.2.5 Стенд для випробувань

Випробування проводяться на лабораторному стенді марки Р5, який є контрольно-вимірювальним приладом і призначений для випробувань деталей на розтяг, стиск та прогин з граничним навантаженням 50 кН.

Конструкція стенда виконана за принципом розривних машин з електромеханічним навантаженням зразка за допомогою гвинтів і траверси, яка зв'язана з важільно-маятниковим силовимірником.

Для виконання дослідів стенд обладнаний пневматичною магістраллю з кранами, компресором, який створює тиск у пневморесорі і додаткових резервуарах, які відокремлюються один від одного кранами.

9.2.6 Розрахунок параметрів пневморесори

Вихідні дані:

P_L – вага локомотива, кН;

n_0 – кількість осей локомотива (на 1 вісь приходитья 1 пневмобалон з додатковим резервуаром);

p_0 – робочий тиск в пневмобалоні, $p_0=5,2 \text{ кг/см}^2$, (0,52 МПа);

n – число витків ресори, $n=2$;

k – показник політропи, $k=1,22$;

$V_б$ – об'єм пневмобалона, $V_б=30 \text{ л}$ (0,003 м³);

$V_{\text{доп}}$ – об'єм додаткового резервуара, $V_{\text{доп}}=42 \text{ л}$ (0,0042 м³);

z – амплітуда коливань 1-го ступеня підвішування, $z=0,5 \text{ см}$ (0,05 м);

$D_{\text{еф}}$ – ефективний діаметр, $D_{\text{еф}}=60,7 \text{ мм}$ (0,067 м).

Порядок розрахунку:

- статичне навантаження, кН:

$$P_{\text{ст}} = \frac{P_L}{n_0};$$

- ефективна площа балона, м²:

$$F_{\text{еф}} = \frac{P_{\text{ст}}}{P_0};$$

- загальний об'єм балона та допоміжного резервуара, м³ :

$$V_0 = V_n + V_{\text{доп}};$$

- номінальна жорсткість, кН/мм:

$$Ж = \frac{\pi * F_{\text{еф}} * P_0}{h * D_{\text{еф}}};$$

- еквівалентний статичний прогин, м:

$$f_{\text{екв}} = \frac{P_{\text{см}}}{Ж};$$

- питомий об'єм, м³:

$$V_t = V_{\text{дод}}/V_0;$$

- коефіцієнт зміни ефективної площі:

$$K_{\beta} = \frac{V_{\delta}}{D_{\text{еф}} * k * F_{\text{еф}}};$$

- площа дросельного отвору, мм²:

$$S_{\text{др}} = 0,75 * 10^{-6} * F_0^2 * V_t * \frac{(1 + K_{\beta})^3 * Z}{1 + K_{\beta} - 0,5V_c};$$

- діаметр дроселя, мм:

$$d_{\text{др}} = \sqrt{\frac{4S_{\text{др}}}{\pi}};$$

- довжина дросельного каналу, мм:

$$\lambda_{\text{др}} \approx 3d_{\text{др}}.$$

9.3 Порядок виконання роботи

9.3.1 Установити пневморесору на стенд і підключити до пневматичної магістралі.

9.3.2 Включити компресор.

9.3.3 Відкрити кран подачі повітря на пневморесору (роз'єднувальні крани-закрити) та встановити тиск 0,05 МПа, після чого кран закрити.

9.3.4 Заміряти висоту ресори без навантаження.

9.3.5 Зняти залежність деформації пневморесори від величини прикладеного зусилля.

9.3.6 Встановити тиск 0,1 МПа, а потім 0,15 та 0,2 МПа та виконати пункт 9.2.5. Результати занести в таблицю 9.1.

9.3.7 Виконати пункт 9.26 при різних об'ємах (V_1, V_2, V_3, V_4) додаткового резервуара $V_{\text{доп}}$ шляхом послідовного включення кранів.

9.3.8 Побудувати статистично навантажувальні характеристики $Q=\phi(f)$ при $p_{\text{ао}}=\text{var}$.

9.3.9 Розрахувати показники пневморесори.

9.3.10 Розрахувати значення номінальної статистичної жорсткості пневморесори при $f=\text{const}, p_{\text{ао}}=\text{var}$.

Результати звести в таблицю 9.1.

9.3.11 Побудувати графік залежності $Ж=\phi(p_{\text{ао}})$ при $f=\text{const}$.

9.3.12 Висновки.

Таблиця 9.1 – Заміри параметрів пневморесори

$V_{\text{доп}}$	$p_{\text{ао}}$	Параметри	Заміри				
			1	2	3	4	5
$V_{\text{доп}}=0$	0,05	f					
		Q					
		Ж					
	0,10	f					
		Q					
		Ж					
	0,15	f					
		Q					
		Ж					
	0,20	f					
		Q					
		Ж					
$V_{\text{доп}}=1$	0,05	f					
		Q					
		Ж					

Список літератури

1 Боднар Б. Є., Нечаєв Є. Г., Бобирь Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування: Дніпропетровськ: ПП «Ліра ЛТД», 2010. 358 с.

2 Маслієв В. Г., Маслієв А. О. Поліпшення динамічних якостей транспортних засобів шляхом застосування пневматичних ресор. *Зб. наук праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп.* Харків: УкрДАЗТ, 2011. Вип. 123. С. 24-30.

3 Дьомін Ю. В., Черняк Г. Ю., Щербина Ю. В. Оцінка впливу технічного стану гасителів коливань на динамічні показники пасажирських вагонів. *Вагонний парк*. 2014. № 3. С. 4-8.

4 Камаев А. А. Конструкция расчет и проектирование локомотивов: Москва: Машиностроение, 1981. 351с.

5 López I., Busturia J. M., H. Nijmeijera. Energy dissipation of a friction damper. *J. of Sound and Vibration*. 2004. Vol. 278. Is. 3. P. 539–561.

6 Кузишин А., Батіг А. Класифікація та перспективи розвитку пневматичного підвішування на залізничному транспорті. *Транспортні системи і технології: зб. наук. праць ДУІТ*. Київ: ДУІТ, 2018. Вип. 32. С. 183-194.

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕМЕНТІВ РЕСОРНОГО
ПІДВИШУВАННЯ ЛОКОМОТИВІВ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторних робіт з дисципліни
«ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ»

Частина 2

Відповідальний за випуск Максимов М. В.

Редактор Еткало О. О.

Підписано до друку 25.02.20 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк. арк. 1,5. Тираж 50. Замовлення № 239

Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.