

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Ю.В. Мінєєва

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання лабораторних робіт з дисципліни

"ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ"

**(для підготовки бакалаврів денної та заочної форм навчання
напряму підготовки 6.070101 "Транспортні технології")**

**Харків
ХНАМГ
2010**

Мінеєва, Ю. В. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Транспортні засоби» (для підготовки бакалаврів денної та заочної форм навчання напряму підготовки 6.070101 "Транспортні технології"). Укл.: доц., к.т.н. Ю. В. Мінеєва; Харьк. нац. акад. міськ. госп-ва – Х.: ХНАМГ, 2010. – 44 с.

Укладач: доц., к.т.н. Ю.В. Мінеєва

Рецензент: В.Х. Далека, професор кафедри електричного транспорту
ХНАМГ, доктор. техн. наук

Рекомендовано кафедрою
електричного транспорту,
протокол № 13 від 02.03.2010р.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

Конструкція й принцип дії приладів для випробування механічного обладнання рухомого складу (РС) міського електротранспорту

1. Мета роботи

1.1. Вивчення конструкції пристроїв і принципів дії приладів, що використовують для випробування механічного обладнання РС.

1.2. Здобуття навичок для використання приладів різних типів при випробуванні механічного обладнання.

2. Загальні положення

Вимірювальним приладом називають засіб вимірювання, що призначається для вироблення сигналу вимірювальної інформації у доступній формі для безпосереднього сприймання спостерігачем. Пристрої розподіляють на показуючі та реєструючі. Показуючі вимірювальні пристрої (наприклад, манометри) призначаються тільки для відлічування, а реєструючі (самописні й друкуючі) – для реєстрації показників.

2.1. Вимірювання тиску робочих середовищ

Вимірювальні прилади, які призначені для вимірювання тиску, називають манометрами (Держстандарт 8.271-77). Тиск робочих середовищ приводів вимірюють деформаційними, електричними і рідинними манометрами.

2.1.1. Деформаційні манометри.

Вказані манометри – це трубчато-пружинні вимірювальні засоби, робота яких базується на використанні деформації трубчатої пружини еліптичного чи

площинно овального перерізу під дією вимірюваного тиску (рис.1). Вони складаються з 1- штуцер, 2- основа, 3- трубчаста пружина, 4- корпус, 5- шкала, 6- стрілка, 7- зубчастий сектор, 8- тяга. Манометри виготовляють з верхньою межею вимірювання 0.06; 0.1; 0.16; 0.25; 0.4; 0.6; 1.0; 1.6 і т.д. до 100 МПа.

Робоча межа вимірювання повинна дорівнювати $3/4$ верхньої межі при постійному тиску й $2/3$ – при змінному тиску.

Манометри виготовляються таких класів точності: технічні – 1.5; 2.5; 4, лабораторні – 0.4; 0.6; 1.

Зразкові пружинні манометри застосовують для перевірки технічних манометрів і виконання точних вимірювань тиску під час проведення досліджень. Конструкція цих манометрів аналогічна технічним, але з більш ретельно відпрацьованим передавальним механізмом. Прилади виготовляють з діаметром корпусу 160 або 250 мм, з верхньою межею вимірювання у діапазоні змін від 0.1 до 60.0 МПа, а також з класами точності 0.16, 0.25. Шкала зразкового манометра наносять в умовних одиницях (поділках).

Електричні манометри є вимірювальними установками, що складаються з вимірювального перетворювача тиску (ВП) і повторних електричних вимірювальних приладів (ЕВП). Електричні манометри можуть бути п'єзоелектричні, тензометричні, опору й ін. Принцип дії манометра опору базується на залежності електричного опору чутливого елемента перетворювача від вимірюваного тиску.

На рис.2,а зображено вимірювальний перетворювач тиску (манометричний датчик МД). Первісним перетворюючим елементом перетворювача тиску (ПТ) є гофрована мембрана 2, встановлена в сталевий корпус 1 з кришкою 4. Корпус 1 має штуцер для приєднання перетворювача до лінії гідро- або пневмомережі. За наявності пульсації вимірюваного тиску в штуцері корпусу встановлюють демпфер. Для запобігання руйнування мембрани при підвищеному тиску в корпусі встановлено профільований натиск 3 з легкоплавкого сплаву. Проміжним перетворюючим елементом є передавальний механізм, що складається із штоку 6 з важелем 7, повзуна 8, плоскої пружини 9. Повзун 8 кріпиться шарнірно на стояку 5 і з'єднаний з

важелем 7. Нижній кінець штока 6 притискується до мембрани 2 за допомогою плоскої пружини 9. Передавальним перетворюючим елементом ПТ є потенціометричний перетворювач 12, увімкнений за схемою подільника електричної напруги. Повзун 11 потенціометра закріплений на важелі 8. ПТ зверху закритий герметичним кожухом 10, що має штепсельне рознімання, призначене для приєднання перетворювача тиску до мережі живлення постійного струму і до повторного вимірювального приладу (вольтметра, амперметра).

Принцип дії ПТ такий. При підведенні до камери А робочого середовища під тиском мембрана деформується. Лінійна осьова деформація передається до штоку 6, який повертає важіль 8. Повзун 11 переміщується по потенціометру 12, тобто кожному значенню вимірюваного тиску відповідає визначене положення ковзаючого повзуна щодо потенціометра, а отже, і вихідний відносний опір. Якщо повний опір потенціометра відповідає верхній межі виміру, то за вимірюваним значенням вихідного електричного опору можна знайти вимірюваний тиск P згідно з виразом

$$P = P_{в.пр.} \cdot R_{вих} / R_{заг}, \quad (1)$$

де $P_{в.пр.}$ - верхня межа вимірювання перетворювача тиску, МПа;

$R_{вих}$ - вихідний електричний опір, Ом;

$R_{заг}$ - повний опір потенціометра, Ом.

На рис.2, б показано електричну схему манометра опору, що складається з перетворювача тиску (ПТ), повторного вимірювального пристрою (ВП) і джерела живлення (ДЖ). Джерелом живлення є випрямляч мережі типу ВМ-4, що складається з трансформатора (ТР) і силового випрямляча (СВ). Випрямляч підключається до мережі змінного струму напругою 127 або 220 В і дає постійний струм напругою 6 В.

Рідинні манометри використовують в лабораторних умовах для вимірювання невеликого тиску. Принцип їх дії ґрунтується на врівноваженні вимірюваного тиску або різниці тиску робочого середовища тиском стовпчика рідини.

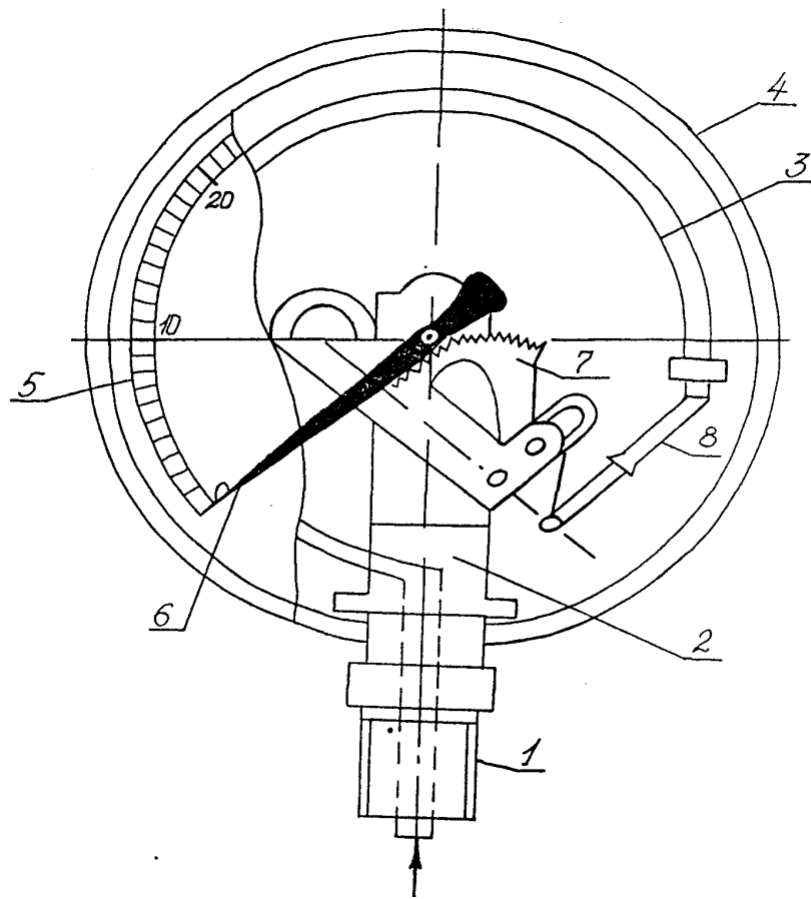


Рис. 1 - Манометр з одновитковою трубчатою пружиною

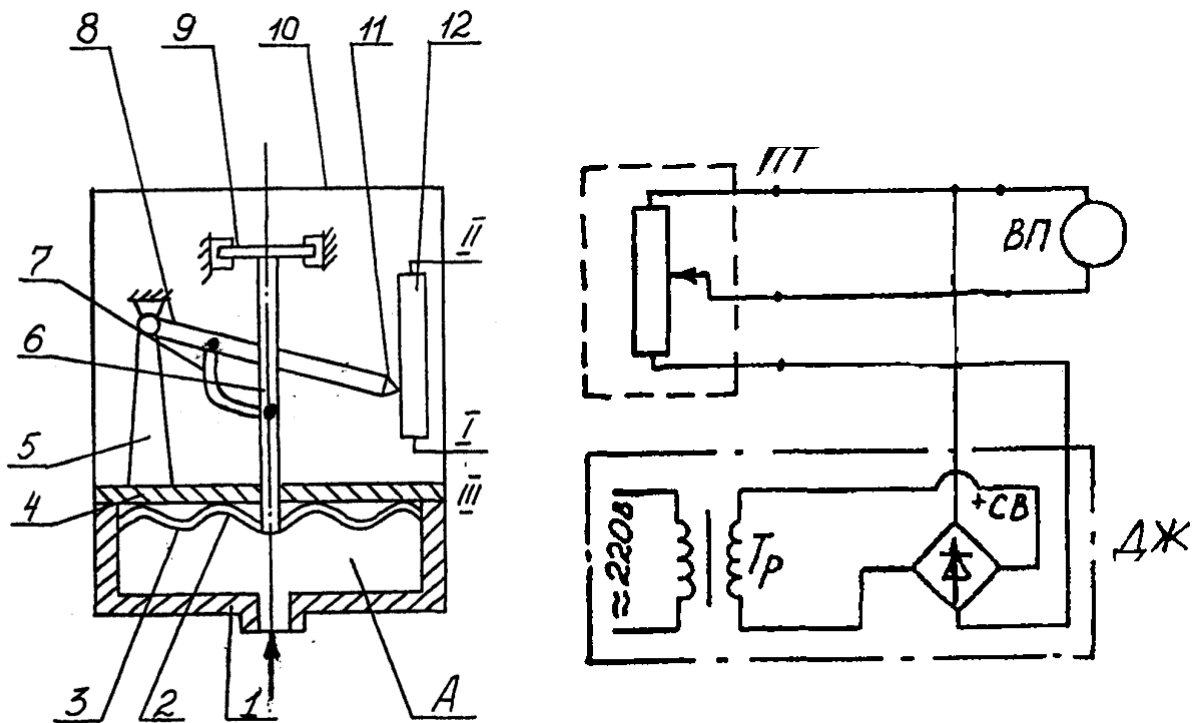


Рис. 2 - Манометр опору:
а) конструкція; б) електрична схема

Одним з видів рідинних манометрів є V- подібний манометр, що складається з двох скляних трубок. Трубки заповнені врівноваженою рідиною, наприклад, ртуттю або підфарбованою водою. Одна трубка контактує з вимірюваним середовищем ($P_{вим}$), а друга – з атмосферою ($P_{атм}$). При ввімкненні манометра вимірюваний тиск врівноважується стовпчиком рідини висотою h , що відліковується за двома рівнями трубок. Вимірний тиск визначають за формулою

$$P_{вим} = h \cdot \frac{P}{V}, \quad (2)$$

де h - висота стовпчика врівноважуючої рідини, м;

P - вага, Н;

V - об'єм рідини.

2.2. Вимірювання витрат робочих середовищ

На рис.3,а зображено витратомір зі звужуючим пристроєм. Витратомір складається з патрубків 1, 3, між якими встановлено звужуючий пристрій, виготовлений у вигляді витратомірного сопла 2. З'єднання патрубків – фланцеве. Звужуючий пристрій використовується для місцевого стискання середовища і є первинним перетворювачем, а вимірювальними приладами є манометри МН1 та МН2, призначені для виміру перепадів тиску протікаючого середовища перед і після звужучого пристрою. Принцип дії цього пристрою полягає у тому, що внаслідок звуження перерізу потоку вимірюваного робочого середовища утворюється перепад тиску, що залежить від витрат середовища. При цьому, залежність між вказаними параметрами прямо пропорційна. На практиці для підвищення точності виміру використовують промислові диференційні манометри.

Ротаметри відносяться до витратомірів постійного перепаду тиску. На рис.3,б зображено ротаметр, що складається із скляної або металевої конусної трубки 1, всередині якої розташовано циліндричний поплавок 2. Ротаметр встановлюють у вертикальних трубопроводах з висхідним потоком вимірювального середовища. Принцип його дії такий: робоче середовище, яке протікає через ротаметр, потрапляє в конусну трубку 1, піднімає, залежно від витрат, до відповідної висоти поплавок 2, а потім, коли буде подолано

кільцевий проміжок між поплавком і трубкою, виходить з ротаметра. Таким чином, при будь-яких витратах робочого середовища на поплавок діє сила від перепаду тиску, що з'являється внаслідок звуження потоку в кільцевому проміжку, котрий врівноважується вагою поплавка.

У стані рівноваги матимемо

$$m_n = (P_1 - P_2) \cdot S_n, \quad (3)$$

де m_n - вага поплавка, Н;

P_1 та P_2 - тиск робочого середовища перед і після поплавка, МПа;

S_n - площа поплавка, m^2 .

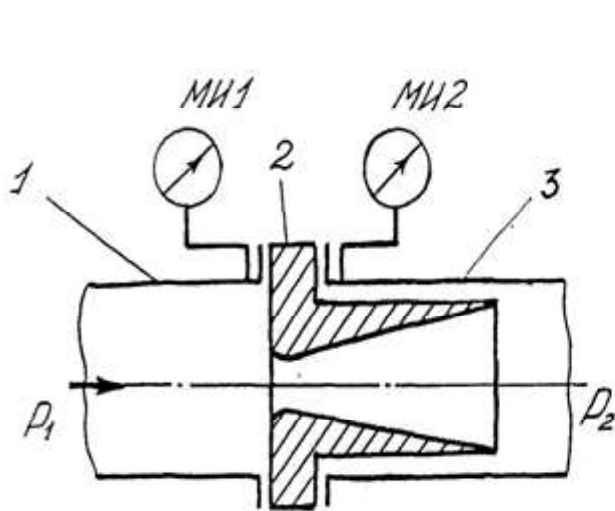


Рис. 3,а - Витратомір із звужуючим пристроєм

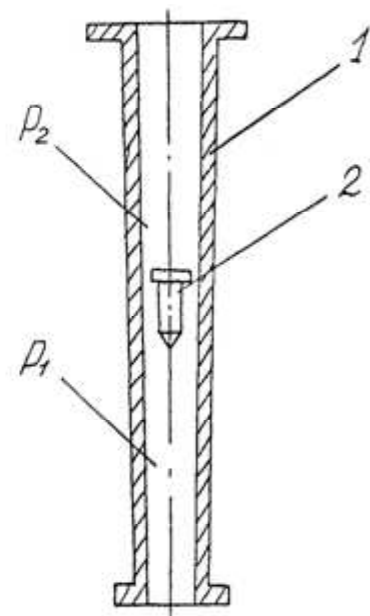


Рис. 3,б - Ротаметр

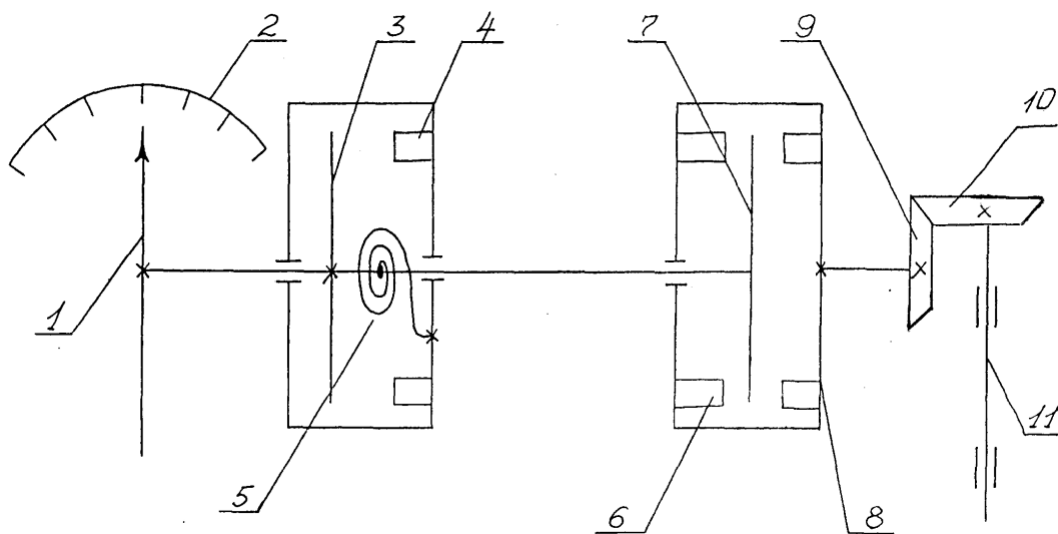


Рис. 4 - Схема магнітного тахометра

2.3. Вимірювання частоти обертання

Для вимірювання частоти обертання валу переважно використовують магнітні (магнітоіндукційні) тахометри.

Принцип дії магнітного тахометра такий (рис.4). Під час обертання ведучого валика 11 через кутовий редуктор 9,10 обертається і магнітний вузол 8, що складається з двох жорстко з'єднаних між собою плат, на яких знаходяться постійні магніти 6. Обертаюче магнітне поле, що створює магнітний вузол 8, індукує в чутливому елементі (струмопровідному диску 7) вихрові струми. Внаслідок взаємодії обертаючого магнітного поля з індукційними струмами виникає обертальний момент, що намагається повернути чутливий елемент у напрямку обертання магнітного вузла. Обертальному моменту чутливого елемента 7 протидіє момент спіральної пружини 5. Через те, що момент чутливого елемента пропорційний частоті обертання магнітного вузла, а момент спіральної пружини пропорційний куту її закрутки, то кут повороту чутливого елемента пропорційний частоті обертання магнітного вузла і, отже, частоті обертання ведучого вала. Завдяки цьому шкала 2 тахометра виходить рівномірною. Позначаючи стрілку 1 кріплять до осі чутливого елемента. Для зменшення амплітуди коливання стрілки і полегшення відліку показань, рухому стрілку тахометра демпфровано. Магнітоіндукційний демпфер складається з рухомого струмопровідного (алюмінієвого) диску 3 і нерухомої магнітної системи з постійними магнітами 4. При обертанні рухомої системи магнітний потік магнітів 4 наводить у диску 3 вихрові струми, що взаємодіють з магнітним потоком, і створюють момент, що гальмує рухому систему. Якщо диск 3 нерухомий, то гальмівний момент дорівнює нулю.

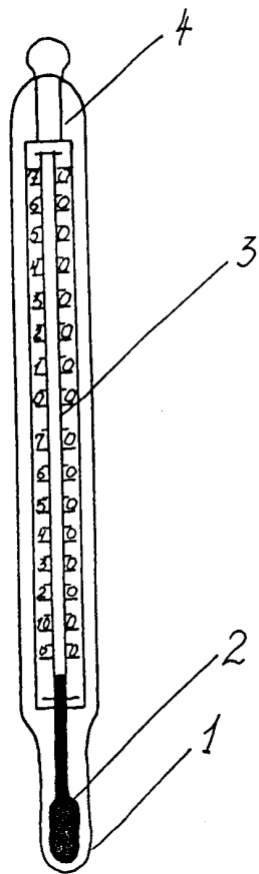
2.4. Вимірювання температури робочого середовища

Температуру робочого середовища визначають термометрами. Термометром називають пристрій вимірювання (сукупність засобів вимірювання), призначений для вироблення сигналу температурної інформації у зручній формі для безпосереднього сприйняття спостерігачем, автоматичної обробки, передачі й використання в автоматичних системах керування. За принципом дії їх ділять на термометри розширення, опору й термоелектричні (Держстандарт 13417-76).

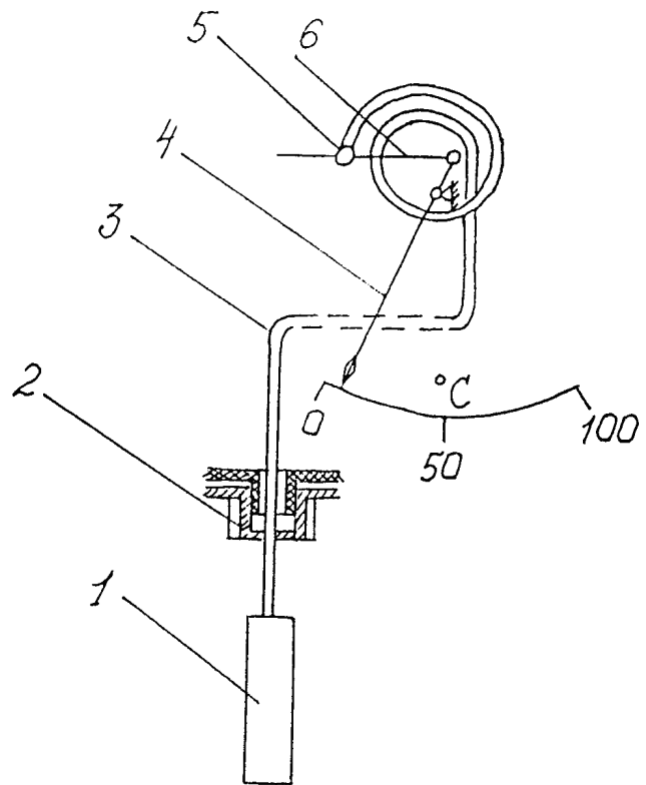
У термометрах розширення використовують залежність зміни об'єму термометричної речовини від температури. Термометри розширення поділяють на рідинні й манометричні. Через те, що використовують різну термометричну рідину, розрізняють ртутні, спиртові й інші термометри.

На рис.5,а зображено скляний ртутний технічний термометр, що складається з резервуара 1, капілярної трубки 2, шкали 3 і зовнішньої скляної оболонки 4. Принцип дії рідинного термометра базується на використанні теплового розширення термометричних рідин. Температуру відліковують за висотою рівня у капілярній трубці.

На рис.5,б зображено манометричний термометр, він складається з термобалона 1, що вставлений у вимірюване робоче середовище, манометричної трубчатої пружини 5, діючої за допомогою тяги 6 на стрілку 4, і капіляра 3, який з'єднує пружину з термобалоном. Штуцер 2 призначений для встановлення термобалона в баках й інших пристроях. Термосистему термометра заповнено термометричною речовиною (найчастіше рідиною). Принцип дії манометричного термометра базується на використанні залежності тиску речовини від температури при постійному об'ємі. При нагріванні термобалона, підвищується тиск термометричної рідини. Під дією тиску цієї рідини відбувається деформація трубчатої пружини. Переміщення рухомого кінця трубчатої пружини за допомогою тяги 6 викликає пропорційне зміщення стрілки 4.

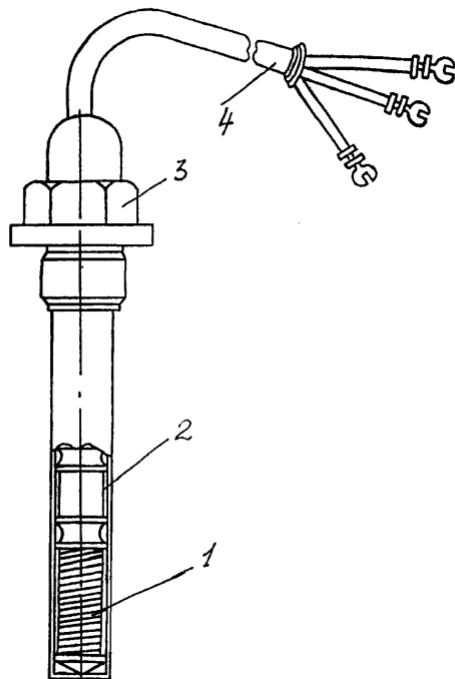


a)



б)

Рис. 5 - Термометри



a)

б)

Рис. 6 – Термометр опоры(зовнішній вигляд)

Термометр опору є вимірювальним приладом, що складається з термоутворювача, джерела електричного струму і повторного приладу.

На рис.6 зображено зовнішній вид мідного термоперетворювача, що складається з чутливого елемента 1, захисної арматури 2, рухомого штуцера 3 і кабельного виводу 4. Принцип дії термоперетворювача базується на використанні залежності електричного опору чутливого елемента від температури. З підвищенням температури опір чутливого елемента зростає. Для вимірювання опору термоперетворювача застосовують такі повторні електричні прилади: автоматичні вимірювальні мости або магнітоелектричні логометри.

Конструктивно термоперетворювач (рис.7,а) виконано наступним чином: термоелектроди 8 з хромелю і копелю впаяні срібним припоєм у латунний наконечник 6 і знаходяться у двох трубах 7. Латунний наконечник 6 вставлено у захисну арматуру 5 до упору. Вільні кінці термоелектродів з'єднані із затискачами 3 контактної колодки, що знаходиться в корпусі головки 2. Для підключення зовнішніх з'єднань дротів використовують штуцер 1. Термоперетворювач кріпиться в корпусі виробу за допомогою рухомого штуцера 4.

Принцип дії термоелектричних термометрів базується на властивості металів і сплавів утворювати термоелектрорушійну силу (термо-ЕРС), що залежить від температур t_1 і t_2 , місця з'єднання (спаю) кінців двох різнорідних провідників А і В (термоелектродів), які утворюють чутливий елемент термоелектричного перетворювача – термопару 1 (рис.7,б). Спай 1, вставлений у вимірюване середовище, має назву робочого кінця перетворювача, а спай 2 і 3 – вільних кінців. Як повторні прилади (ПП), працюючі з термоелектричними перетворювачами, використовують магнітоелектричні мілівольтметри і потенціометри.

За допомогою дротів 2 термоелектричний перетворювач 1 (рис.7,в) з'єднано з компенсаційною коробкою 3. Компенсаційна коробка типу *КТ-54* зібрана за схемою врівноваженого моста, постійними плечами якого є

резистори R_1, R_2, R_3 , а змінними R_4 . Додатковий резистор R_0 використовують для обмеження струму, який потребує міст. Термоелектричний перетворювач 1 і повторний прилад 4 підключені послідовно до діагоналі мосту ab , а джерело живлення 5 і додатковий резистор R_0 - до діагоналі cd . Джерелом живлення служить випрямляч мережі типу $BM-4$, що складається з трансформатора TP і силового випрямляча (CB), і підключається в мережу змінного струму напругою 127 або 220 В, внаслідок чого отримують постійний струм напругою 4 В.

Термоелектричні термометри застосовують залежно від використаних металів термоелектродів для виміру температури в діапазоні 200-600 й 300-1600 $^{\circ}$ C.

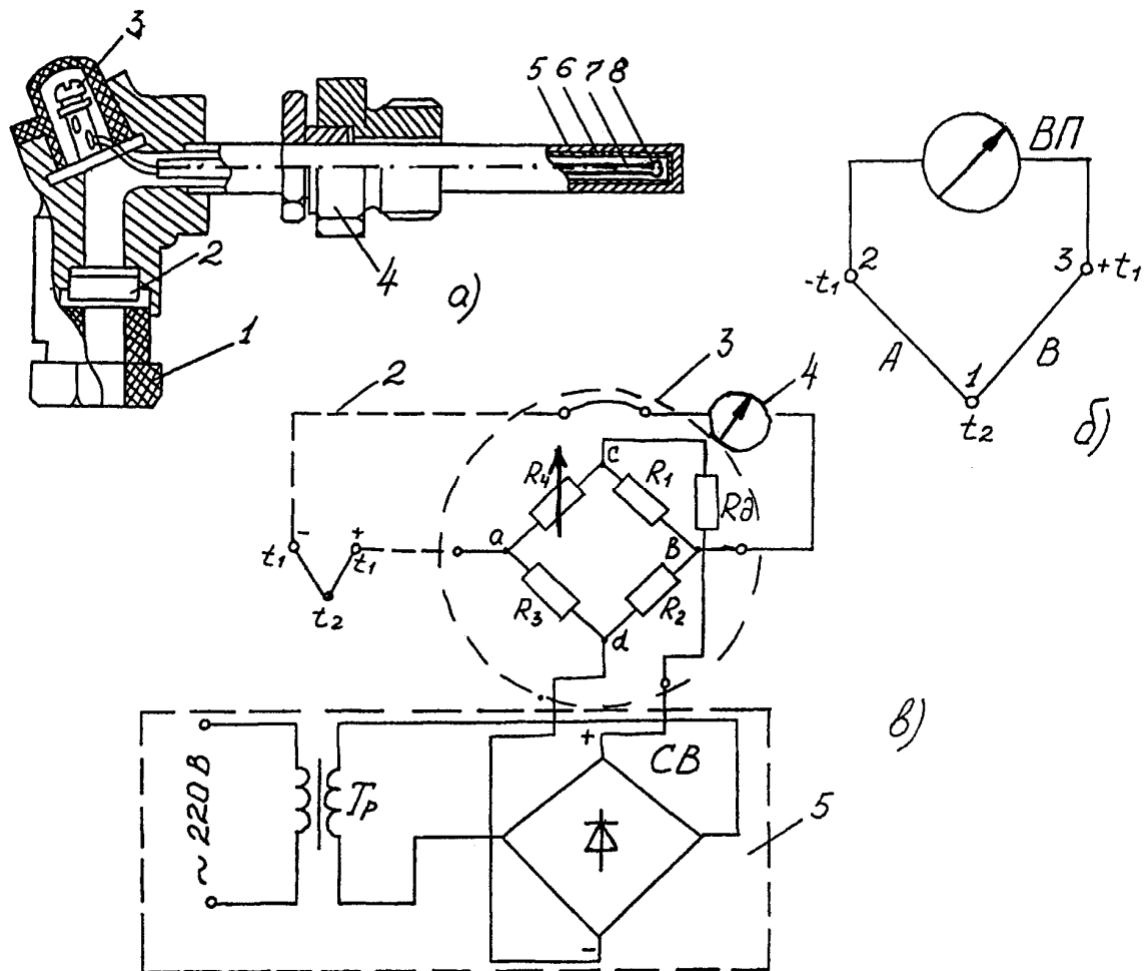


Рис. 7 - Термоелектричний термометр:
а) конструкція; б) схема; в) електрична схема

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГВИНТОВИХ ПРУЖИН СИСТЕМИ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ МЕТ

1. Мета роботи

Визначення експериментальної пружної характеристики гвинтових пружин, порівняння одержаних результатів з теоретичними й виконання розрахунків на міцність.

2. Загальні положення

Пружні елементи є головною частиною системи ресорного підвішування, яка багато в чому визначає її конструкцію й ходові якості транспортних засобів. Вони акумулюють енергію ударів коліс під час руху по нерівностях шляху й передають її кузову в процесі коливань.

Пружні елементи класифікують, за конструкцією, характером сприймання навантаження, демпфірування (погашування) коливань. У ходовій частині транспортних засобів широке застосування одержали гвинтові циліндричні пружини, листові ресори, гумові й гумово-металічні, а також пневморесори. Ці пружні елементи утворюють центральне й буксове ресорне підвішування кузова, а тому можуть з'єднуватися послідовно і комбіновано.

Пружні елементи володіють тертям (наприклад, листові між листами, гумові-між молекулами) і призначаються для погашування коливань, а також розсіювання енергії коливальних процесів. Під час встановлення елементів, що не погашають коливання, таких як гвинтові пружини, до підвіски треба додавати спеціальні демпфери коливань.

Однією з головних характеристик пружних елементів є вертикальна, що показує залежність деформації від вертикального навантаження. Пружні

властивості елементів характеризуються коефіцієнтами жорсткості (жорсткістю) або гнучкості (гнучкістю).

Жорсткість \mathcal{J} – це похідна від навантаження P на пружний елемент з викликаного прогину f , а гнучкість Γ – похідна від прогину з навантаження:

$$\mathcal{J} = \frac{dP}{df} \quad ; \quad \Gamma = \frac{df}{dP} = \frac{1}{\mathcal{J}} \quad (1)$$

Під час паралельного з'єднання еквівалентна жорсткість \mathcal{J}_e , тобто жорсткість комплекту ресор

$$\mathcal{J}_e = \Sigma \mathcal{J}_i = \mathcal{J}_1 + \mathcal{J}_2 + \mathcal{J}_3 + \dots + \mathcal{J}_i . \quad (2)$$

Під час послідовного з'єднання

$$\frac{1}{\mathcal{J}_e} = \Sigma \frac{1}{\mathcal{J}_i} = \frac{1}{\mathcal{J}_1} + \frac{1}{\mathcal{J}_2} + \frac{1}{\mathcal{J}_3} + \dots + \frac{1}{\mathcal{J}_i} \quad (3)$$

або аналогічно

$$\Gamma_e = \Sigma \Gamma_i = \Gamma_1 + \Gamma_2 + \Gamma_3 + \dots + \Gamma_i . \quad (4)$$

Тоді еквівалентна жорсткість комплекту з двох послідовно з'єднаних ресор

$$\mathcal{J}_e = \frac{\mathcal{J}_1 \cdot \mathcal{J}_2}{\mathcal{J}_1 + \mathcal{J}_2} \quad (5)$$

Гвинтові циліндричні пружини для рухомого складу виготовляють з прутків круглого перерізу (Держстандарт 1452-69) з пружинної сталі марки 55С, 60С2, де склад вуглецю складає 0.55-0.6 %, кремнію – у першому випадку 1%, а в другому – 2% (Держстандарт 2590-71). Для цих сталей напруга від

статичного навантаження складає $\tau_{стат. max.} = 450$ МПа, динамічного $\tau_{д. max} = 650$ МПа, а межа мінливості $\tau_s = 750$ МПа.

Щоб забезпечити повне прилягання пружини до опорної площини, кінці заготівок відтягують на довжину $\frac{3}{4}$ витка. Кількість робочих витків n_p дорівнює 1.5 витка менше загальної їх кількості. Для необхідної стійкості пружини відношення її вільної висоти до діаметра $H_{св} / D \leq 3.5$ (рис.1).

Теоретичну жорсткість гвинтової пружини визначають за формулою

$$Ж_m = \frac{P}{f} = \frac{Gd^4}{8D^3n_p}, \quad (6)$$

де P – прикладене зусилля, Н;

f – деформування пружного елемента, м;

G - модуль пружності під час зсуву, приймають

$G = 8 \cdot 10^4$ МПа;

D и d – середній діаметр пружини й прутка відповідно, м;

n_p - число робочих витків пружини.

Розрахунки на міцність пружин виконують за напруженнями які виникають у витках. Кожний виток пружини працює на два основних види деформації – зріз і кручення.

Дотичне напруження під час кручення дорівнює

$$\tau_{кр} = \frac{K_I M_{об}}{W_p}, \quad (7)$$

де K_I - коефіцієнт, що враховує вплив кривизни витків і дорівнює

$$K_I = 1 + 1.25 / C + 0.875 / C^2 + 1 / c^3 ;$$

де C – індекс пружини, $C=D/d$;
 $M_{об}$ – обертальний момент, що дорівнює

$$M_{об} = \frac{P_{max} D}{2}, Н \cdot мм ;$$

де P_{max} - максимальне прикладене зусилля, Н. Під час розрахунків для стендової ресори приймають $P_{max} = 5000Н$;
 W_p - полярний момент поперечного перерізу витка, $мм^3$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} . \quad (8)$$

Припускаємо, що дотичне напруження від перерізної сили рівномірно розподіляється по перерізу прутка. Значення цих напружень $\tau_{зр}$ буде дорівнювати

$$\tau_{зр} = \frac{P_{max}}{F_{пр}} = \frac{4P_{max}}{\pi d^2}, \quad (9)$$

де $F_{пр}$ - поперечний переріз прутка, $мм^2$.

Сумарне дотичне напруження у виткі пружини буде

$$\tau = \tau_{кр} + \tau_{зр} \leq [\tau]. \quad (10)$$

3. Лабораторний стенд

Стенд для знімання вертикальної пружної характеристики пружин схематично подано на рис.1. Він являє собою гвинтовий прес, що складається з рами 1, має зверху гайку 2 і гвинт 3 з рукояткою 4.

Гвинт крізь вимірювальний пристрій 5 опирається на траверсу 6 з покажчиком деформації 8 пружного елемента 9 за лінійкою 10, або глибиномір 7. Вимірювальний пристрій – це месдоза, за допомогою якої визначають зусилля на кожному кроці дії на пружний елемент. Вона складається з корпусу 11 з порожниною для мастила, що закрита діафрагмою 12 з мастилостійкої гуми і кришкою 13. У кришці знаходиться поршень 14, що впливає на діафрагму і створює тиск у порожнині месدوزи, що пропорційний зусиллю гвинта. Знаючи тиск за манометром 15 і діаметр поршня месدوزи (дорівнює 12.5см.), можна знайти зусилля впливу на пружний елемент.

Під час випробувань гумових пружних елементів, деформація яких незначна, для більш точних вимірювань використовують цифровий індикатор переміщення.

4. ПОРЯДОК РОБОТИ

2.1. Вивчити ці вказівки.

2.2. Накреслити ескіз стану й пружини.

2.3. Виконати обмір свого варіанта пружини або комплекту й занести дані у табл.1.

Таблиця 1 – Геометричні параметри випробуваної гвинтової пружини

Дн, м	Двн, м	Д, м	d, м	n	n_p	H_{cv} , м	a, м	h, м

2.4. Задаючись максимальними напруженнями витку $\tau_{\delta max} = 650$ МПа (п.2), з рівнянь (7)-(10) визначити максимально допустиме зусилля стиску пружини P_{max}

2.5. Зробити поетапне навантаження і розвантаження пружини, записуючи показання манометра й покажчика деформацій у табл.2, а потім розрахувати дійсне значення зусиль і переміщень.

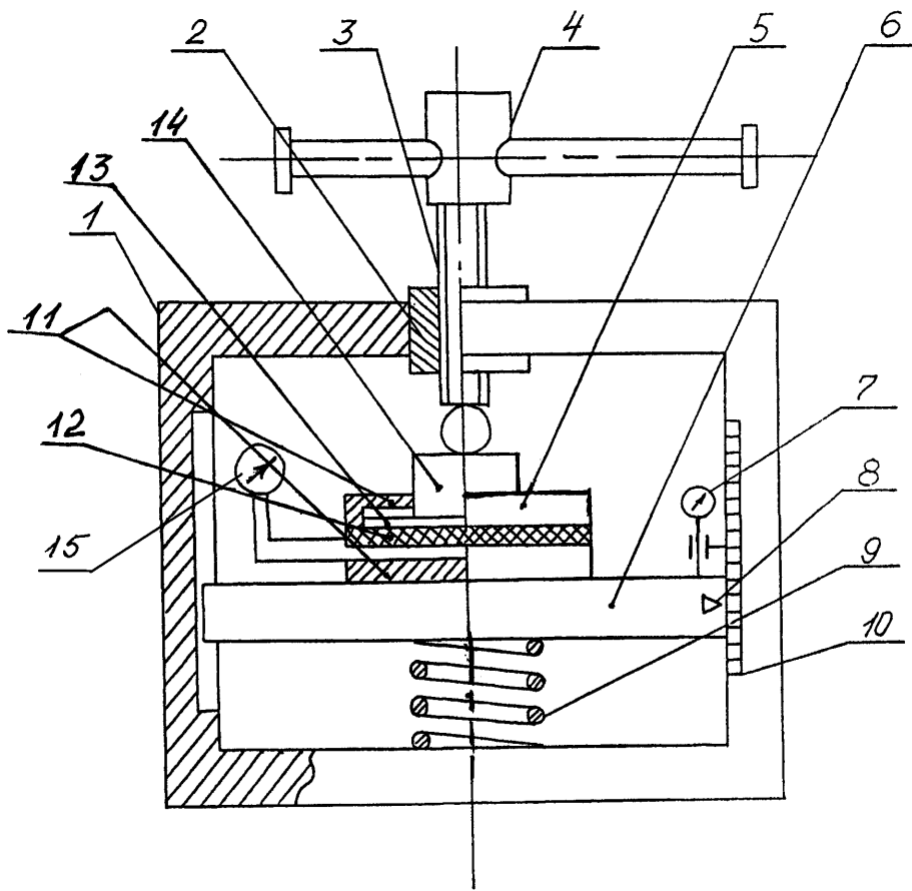


Рис. 1 - Схема лабораторного стану для знімання пружної характеристики пружини

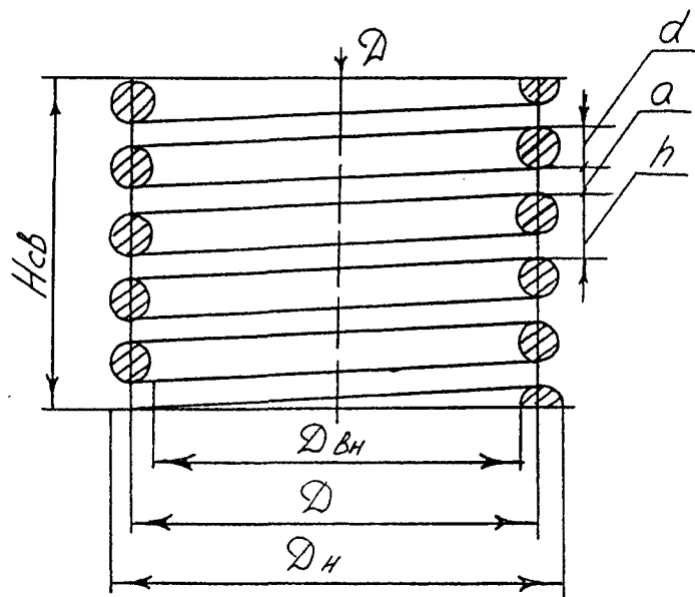


Рис. 2 - Конструкція гвинтової ресори

Таблиця 2 – Результати експериментальних досліджень пружної характеристики пружини.

	Деформація	Зусилля	
		Показання манометра	Дійсне значення
Навантаження			
Розвантаження			

2.6. Побудувати графік вертикальної пружної характеристики пружини.

2.7. Визначити теоретичну жорсткість пружини J_m (п.2) і порівняти її з дійсною J_o , що визначена за пружною характеристикою. Відношення J_m / J_o являє собою поправочний коефіцієнт “ K ”, що характеризує похибку теоретичної формули, яка з’являється внаслідок прийнятих під час її виведення припущень.

2.8. З вертикальної пружної характеристики дати оцінку енергорозсіювальної здатності пружин.

2.9. Самостійно сформулювати основні висновки за даними результатів роботи.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГУМОВИХ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ МЕТ

1. Мета роботи

Дослідження експериментальної характеристики гумових пружних елементів, оцінка одержаних результатів, виконання розрахунку на міцність.

2. Загальні положення

Застосування гумових пружних елементів на транспортних засобах дозволяє підвищити ступінь шумо- й віброізоляції вузлів механічного обладнання, одержати нові характеристики пружних елементів, що сприяють збільшенню тривалості роботи рухомого складу в цілому. Ці переваги не можна одержати при використанні, наприклад, металевих пружних елементів.

Вертикальна пружна характеристика гумових пружних елементів, як і листових ресор, має петлю гістерезису, але обумовлена не тертям листів, а внутрішнім тертям на міжмолекулярному рівні. Робота внутрішніх сил тертя складає 8% від роботи пружних сил. Ці властивості гуми сприяють погашуванню коливання надресорної будови рухомого складу переважно високої частоти.

На міському транспорті сьогодні знайшли широке застосування гумові пружні елементи зсуву (див.рис.1). Вони можуть бути привулканізовані до металічних пластин і без них.

Теоретична жорсткість комплекту гумових амортизаторів:

$$Ж_m = \frac{F_o}{n \cdot p} (\kappa \cdot E \cdot \sin^2 a + G \cdot \cos^2 a), \quad (1)$$

де F_o - площа поперечного перерізу елемента, і дорівнює

$$F_o = \frac{\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi D_2^2}{4} \quad (2)$$

де D_1 - зовнішній діаметр гумових пружин елементів, мм;

D_2 - внутрішній діаметр досліджуваного гумового елемента, мм;

p - товщина гуми одного кільця у вільному стані, м. ;

n - кількість гумових елементів;

G - модуль пружності на зсув, що дорівнює 0.7 МПа;

E - модуль пружності на стиск, $E=3.0$ МПа;

α - кут між опорною поверхнею і напрямком сили, елемента, що навантажує під час розрахунків приймають $\alpha = 45^0$;

K - коефіцієнт збільшення жорсткості, який знаходять на основі графічної залежності (рис.2) з урахуванням коефіцієнта форми K_ϕ

$$K_\phi = \frac{F_o}{F_\phi} = \frac{D_1 - D_2}{8B}, \quad (3)$$

де F_o - площа однієї опорної поверхні кільця, мм²;

F_ϕ - площа поверхні випирання кільця, мм²

$$F_\phi = 2\pi B(D_1 - D_2), \quad (4)$$

де B – товщина гумових елементів.

Під час розрахунків гумових пружних елементів стиску на міцність абсолютну деформацію статичним навантаженням приймають $\Delta B \leq 0.2B$.

При великих значеннях ΔB гума швидко руйнується.

Характеристика гумового амортизатора у межах відносної деформації $\varepsilon = \Delta B / B \leq 0.2$, має лінійний вигляд і відповідає закону Гука, відносно якого напруження стиску дорівнюватиме $\delta = E \cdot \varepsilon$.

У свою чергу, на підставі діаграми одновісного розтягування $\delta = P / F$, прирівнявши при цьому праві частини двох рівнянь, можна визначити максимальне зусилля стиску P_{max} з умови міцності гумових пружних елементів.

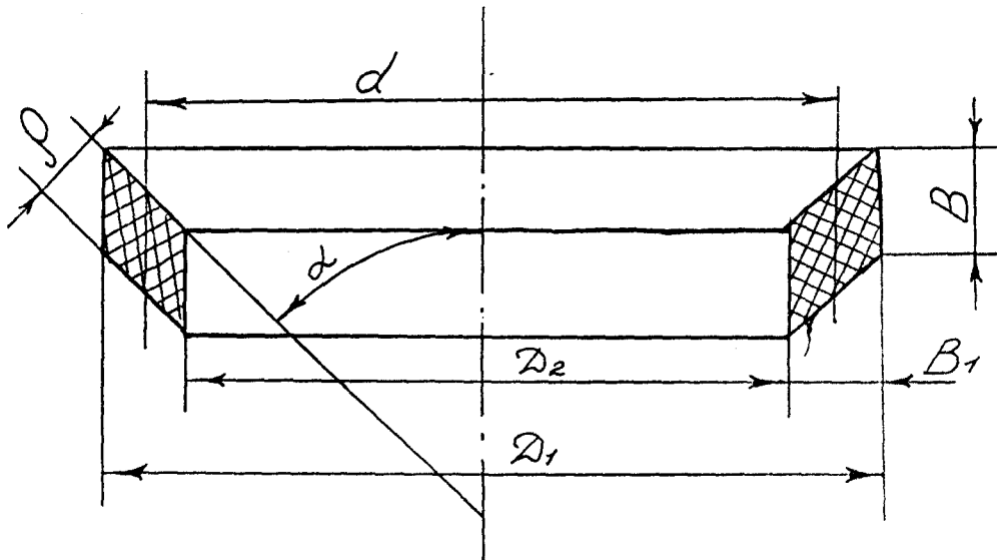


Рис. 1 - Форма гумового пружного елемента

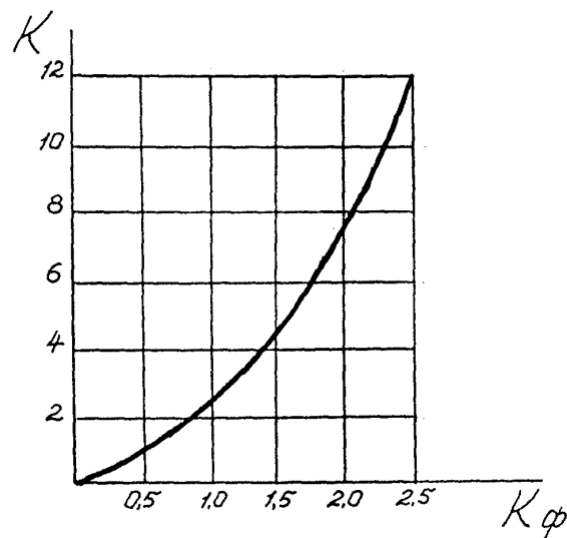


Рис. 2 - Залежність зміни коефіцієнта жорсткості

3. Лабораторний стенд

Роботу здійснюють на стенді, який наведено в лабораторній роботі № 3.

Як пружний елемент встановлюють лабораторний зразок гумового амортизатора або їх комплекту.

4. Порядок роботи

3.1. Накреслити ескіз лабораторного зразка гумового амортизатора, виконати його обмір, результати вписати в табл.1.

Таблиця 1 – Геометричні параметри досліджуваного гумового амортизатора

Д1, м	Д2, м	α , град.	ρ , м	В, м	d, м	В ₁ , м
-------	-------	------------------	------------	------	------	--------------------

3.2. Виконати розрахунок теоретичної жорсткості комплексу гумових амортизаторів.

3.3. Зробити поетапне навантаження і розвантаження амортизаторів, записуючи покази манометра й деформації в табл.2, а потім знайти дійсне значення зусиль і переміщень.

3.4. Побудувати графік вертикальної пружної характеристики і встановити умовне значення жорсткості гумової ресори, порівняти її з теоретичною.

3.5. На підставі одержаної графічної залежності дати оцінку демпфіруючої якості гумового пружного елемента.

3.6. Зробити розрахунок випробуваного комплексу амортизаторів на міцність.

3.7. Сформулювати основні висновки за результатами лабораторної роботи.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЛИСТОВИХ РЕСОР СИСТЕМ ПРУЖНОГО ПІДВІШУВАННЯ МЕТ

1. Мета роботи

Вивчення конструкції листових ресор, експериментальне дослідження вертикальної пружної характеристики зразка ресори, порівняння одержаних результатів з розрахунковими, виконання розрахунків на міцність.

2. Загальні положення

Листові ресори, що використовують на транспортних засобах, виготовляють з кременистої сталі, як і гвинтові пружини (див. лабораторну роботу № 2, п.2).

Ресори конструктивно поділяють на півелептичні і елелптичні. На рис.1 зображено конструкцію напівелептичної ресори, що являє собою пакет сталевих загартованих листів прямокутного або спеціального перерізу, вигнутих дугою або прямих, закріплених посередині заклепкою (шпилькою) й хомутом 1. Верхній лист 2, яким з'єднано ресору з рамою кузова або візка, називають корінним, інші листи – набірними або листами ступеневої частини. Верхній лист з них називають підкорінним, призначається для підтримання кінців корінного листа на випадок його руйнування.

Елелптичні ресори являють собою напівелептичні елементи, повернені зігнутими сторонами один до одного.

Вертикальна пружна характеристика листової ресори має вигляд, зображений на рис.2. З нього видно, що лінії навантаження ОБ і розвантаження ГО не збігаються і утворюють петлю гістерезиса. Лінія БГ характеризує зону нечутливості ресори. Площа петлі (ОБГО) чисельно дорівнює різниці половини роботи сил навантаження (ОБЕО) і розвантаження (ОГЕО) і характеризує роботу сил тертя між листами або втрату енергії під час циклу «навантаження – розвантаження».

Знаходження умовної жорсткості листової ресори полягає у визначенні ординат кривих, що утворюють петлю гістерезису для різних прогинів ресори:

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

де K – кількість дослідних точок, взятих з лінії ОВ чисто пружних сил.

Теоретичну жорсткість листової ресори визначають за виразом

$$J_m = \frac{E \cdot b \cdot h^3 (3n_k + 2n_n)}{6(l/2 - a/b)^3}, \quad (2)$$

де $E = 20.5 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності матеріалу ресори;

b - ширина листа, м;

h - товщина листа, м;

a - ширина хомута, м;

l - довжина ресори, м;

n_k - кількість корінних листів;

n_n - кількість листів набірної частини.

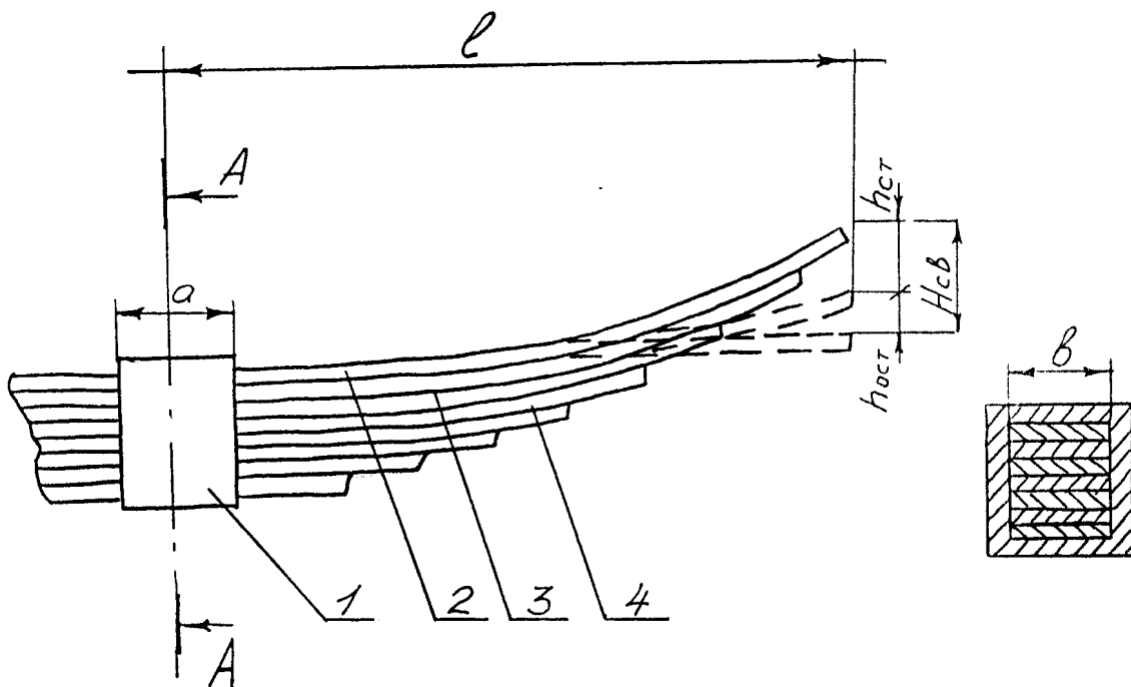


Рис. 1 - Конструкція напівеліптичної ресори

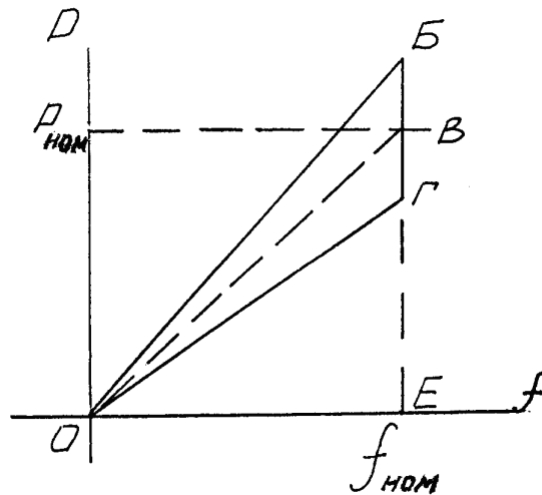


Рис. 2 - Вертикальна пружна характеристика листової ресори

Наведені вище припущення до одиниць вимірювання складових виразу (2) пов'язані зі сращенням розрахунку теоретичної жорсткості листової ресори.

Тертя у листовій ресорі оцінюють за розрахунковим коефіцієнтом відносного тертя:

$$\mu_p = 2\varphi(n_k + n_n + 1) \cdot h/l, \quad (3)$$

де φ - коефіцієнт тертя між листами ресори приймається $\varphi = 0.3: 0.4$.

Дійсний коефіцієнт відносного тертя μ_o можна знайти геометричним методом планування діаграми “навантаження – розвантаження”. Цей показник являє собою відношення площі, яка чисельно дорівнює половині роботи “пружних сил” під час циклу “навантаження – розвантаження”.

Міцнісний розрахунок листової ресори виконують з умови міцності за відомими залежностями опору матеріалів, розглядаючи її при цьому як балку рівного опору, що знаходиться на двох опорах. Завдяки ступінчастій побудові напруження у всіх перерізах ресори однакове і дорівнює

$$\delta_n = \frac{M_3}{W} = \frac{3P_{дин} \cdot l}{bh^2(n_k + n_n)} \leq [\delta], \quad (4)$$

де $P_{дин} = P_{ст}(1 + K_\delta)$ - динамічне навантаження, Н;

$P_{ст}$ - статичне навантаження, Н, для лабораторного зразка ресори приймають $P_{ст} = 9840$ Н;

K_{δ} - коефіцієнт вертикальної динаміки, що визначається емпіричною формулою:

$$K_{\delta} = 0.1 + 0.2 \frac{V}{f_{cm}}, \quad (5)$$

де V – конструктивна швидкість, яку приймають рівною 60 км/год;

f_{cm} - статичний прогин ресори підвішення, складає 100 мм.

Ресора задовольняє умові міцності під час динамічного навантаження у випадку, коли $\delta_u < [\delta]$, де допустиме напруження вигину під час динамічного навантаження $[\delta] = 1000$ МПа.

2. Лабораторний стенд

Роботу виконують на стенді, що описаний в лабораторній роботі № 3 у тій же послідовності, але за пружний елемент беруть свій варіант листової ресори.

Порядок роботи

- 4.1. Вивчити ці вказівки.
- 4.2. Накреслити ескіз обраного варіанту ресори.
- 4.3. Виконати вимір геометричних параметрів ресори, записати вихідні дані у табл.1.

Таблиця 1 – Параметри дослідної листової ресори

l, м	a, м	b, м	h, м	n_k	n_H
------	------	------	------	-------	-------

4.4. Зробити розрахунки теоретичних значень жорсткості й коефіцієнта відносного тертя листової ресори.

4.5. Здійснити поетапне навантаження й розвантаження листової ресори, записуючи показання манометра та деформації у табл.2 (лабораторна робота № 2), а потім обчислити дійсне значення зусилля й переміщення.

4.6. Побудувати графік зміни вертикальної пружної характеристики й визначити умовне значення жорсткості листової ресори.

4.7. Геометрично знайти значення дійсного коефіцієнта відносного тертя і порівняти його з розрахунковим.

4.8. За пружною характеристикою оцінити демпфіруючу якість ресори.

4.9. Зробити розрахунок листової ресори на міцність.

4.10. Сформулювати основні висновки за результатами роботи.

Лабораторна робота №5.

ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРУМОПРИЙМАЧІВ

1. Мета роботи

Вивчення конструкції струмоприймачів електротранспорту, дослідження експериментальним шляхом статичної характеристики пантографа трамвайного вагона.

2. Загальні положення

Струмоприймачі призначені для зняття струму з контактного дроту й передачі його до ланцюга тягових електродвигунів РС МЕТ.

Струмоприймачі розподіляють на штангові, дугові, пантографні (напівпантографні).

Основні вимоги до струмоприймачів:

- забезпечення необхідного натиснення контрактної частини струмоприймача на контрактний дріт і збереження потрібного значення тиску під час коливань і відхилення рухомого складу й дроту, що були викликані зміною швидкості й напрямку руху;
- отримання нормального струмозняття під час руху за перетинами, стрілками, ізоляторами;
- наявність зручної конструкції пристосування для підйому й опускання струмоприймача;
- гарантія запобігання надмірного зносу контактної дроту;
- ізольованість від корпусу рухомого складу;
- безіскрове зняття струму;
- простота й надійність в експлуатації.

Статичне контактне натиснення струмоприймача на контактний дріт складає:

$$P_k = P_d \pm P_{tr}, \quad (1)$$

де P_d - доведене до точки контакту зусилля, що створюється підйомними пружинами струмоприймача, Н;

P_{tr} - сила тертя в шарнірних системах, доведена до точки контакту, Н. Основними елементами штангових електроприймачів є підставини, що

обертаються на вертикальній осі, трубчаста штанга, укріплена в основі на горизонтальній осі, контактна голівка, що має вугільну установку. Голівки можуть обертатися навколо вертикальної й горизонтальної осей. Один кінець штанги з голівкою піднімається вгору за допомогою пружин. Струмоведачий кабель прокладений усередині штанги.

Пантографний струмоприймач складається з каретки, що має контактні уставки, закріпленої на верхньому шарнірі підйомних рухомих рам, переміщується під дією силових пружин угору. Конструкція асиметричного пантографа (напівпантографа) відрізняється від пантографа наявністю однобічної підйомної рухомої рами.

3. Лабораторна установка

Схему установки для зняття статичної характеристики пантографа трамвайного вагону наведено на рис.1. На підставці 1 встановлено штатний пантограф трамвайного вагону, який має силові підйомні пружини 2, підйомні рухомі рами 3 і каретку з контрактною установкою 4, до якої прикріплені показчик 5 і динамометр 6. Останній канатом 7 зв'язаний з лебідкою 8. Для відліку висоти під час зняття статичної характеристики пантографа на підставці 1 встановлено мірну рейку.

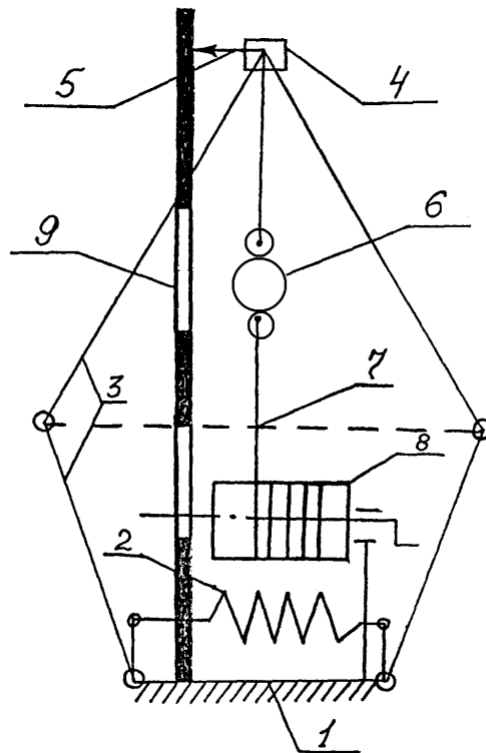


Рис. 1 - Схема лабораторної установки зняття статичної характеристики

4. Порядок виконання робіт

5.1. Здійснити зниження струмоприймача за допомогою лебідки, записуючи при цьому покази динамометра через кожні 0.5 м (чотири, п'ять точок).

5.2. Провести підйом струмоприймача. Під дією силових пружин підйомні рухомі рами починають переміщатися вгору. Під час руху записувати покази динамометра. Протягом досліду треба підводити струмоприймач до положення, що намічають для відліку, тільки з одного боку зверху під час руху вниз, або знизу під час руху вгору. Щоб підвищити точність відліку, кожний дослід треба виконати три рази. Виконуючи заміри необхідно враховувати вагу динамометра (15 Н), яку треба відраховувати з кожного показання.

5.3. Результати виміру звести до таблиці.

5.4. Побудувати залежність $F = f(H)$ за середніми значеннями параметрів.

5.5. Виконати аналіз одержаних залежностей з урахуванням втрат на тертя в шарнірах, приведених до контактної установки.

Покази динамометра під час зниження й підйому пантографа

Під час зниження	Замір 1					
	Замір 2					
	Замір 3					
Під час підйому	Замір 1					
	Замір 2					
	Замір 3					

5. Зміст звіту

1. Ескіз пантографа, схема виміру, схема сил, що діють під час експерименту на контрактну уставку.

2. Результати вимірів і залежність $F=f(H)$, а також значення наведеного в контактній уставці тертя у шарнірах.

3. Висновки.

6. Вказівки з техніки безпеки

Щоб уникнути травм під час опускання й підйому струмоприймача, треба знаходитися збоку від контактної уставки й рухомих підйомних рам.

Необхідно стежити за станом мотузки (шнура), а також за кріпленням, тому що обрив мотузки призводить до різкого підйому струмоприймача, а це може спричинити травму.

Лабораторна робота №6

ДОСЛІДЖЕННЯ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ ТРОЛЕЙБУСА

Мета роботи – дослідження кутового і силового передаточних чисел, кінематики рульової трапеції і критеріїв оцінки підсилювача руля.

3.1 Загальні положення

Рульове керування, що включає рульовий механізм, рульовий привод, рульовий підсилювач, є пристроєм, що значною мірою забезпечує безпеку руху, внаслідок чого до нього ставляться високі вимоги:

- якомога менше значення мінімального радіуса повороту для забезпечення доброї маневреності тролейбуса;
- мале зусилля на рульовому колесі, що забезпечує легкість керування;
- силова і кінематична слідкуючі дії, тобто пропорційність між зусиллям на рульовому колесі і моментом опору повороту керованих коліс і задана відповідність між кутом повороту рульового колеса і кутом повороту керованих коліс; мінімальне бічне ковзання коліс при повороті;
- мінімальна передача поштовхів на рульове колесо від удару керованих коліс об нерівності дороги;
- оптимальна пружна характеристика рульового керування, що визначає можливість виникнення автоколивань керованих коліс;
- кінематична погодженість елементів рульового керування з підвіскою для виключення мимовільного повороту керованих коліс при деформації пружних елементів;
- мінімальний вплив на стабілізацію керованих коліс;
- підвищена надійність, тому що вихід з ладу рульового керування приводить до аварії.

Схема повороту двохосьового тролейбуса з жорсткими колесами показана на рис. 1. Щоб виключити бічне ковзання на повороті, траєкторії всіх

колiс повиннi являти собою дуги концентричних кiл iз загальним центром O . Для цього керованi колеса мають бути поверненi на рiзнi кути. Зв'язок мiж кутами повороту зовнiшнього i внутрiшнього колiс визначають з геометричних спiввiдношень:

$$\operatorname{ctg} \theta_3 - \operatorname{ctg} \theta_6 = (OD - OC) / L = CO / L = 2M / L, \quad (1)$$

де θ_3 i θ_6 – кути повороту вiдповiдно зовнiшнього i внутрiшнього колiс;

L – база тролейбуса; M – вiдстань мiж осями шворнiв ($AB = CD$).

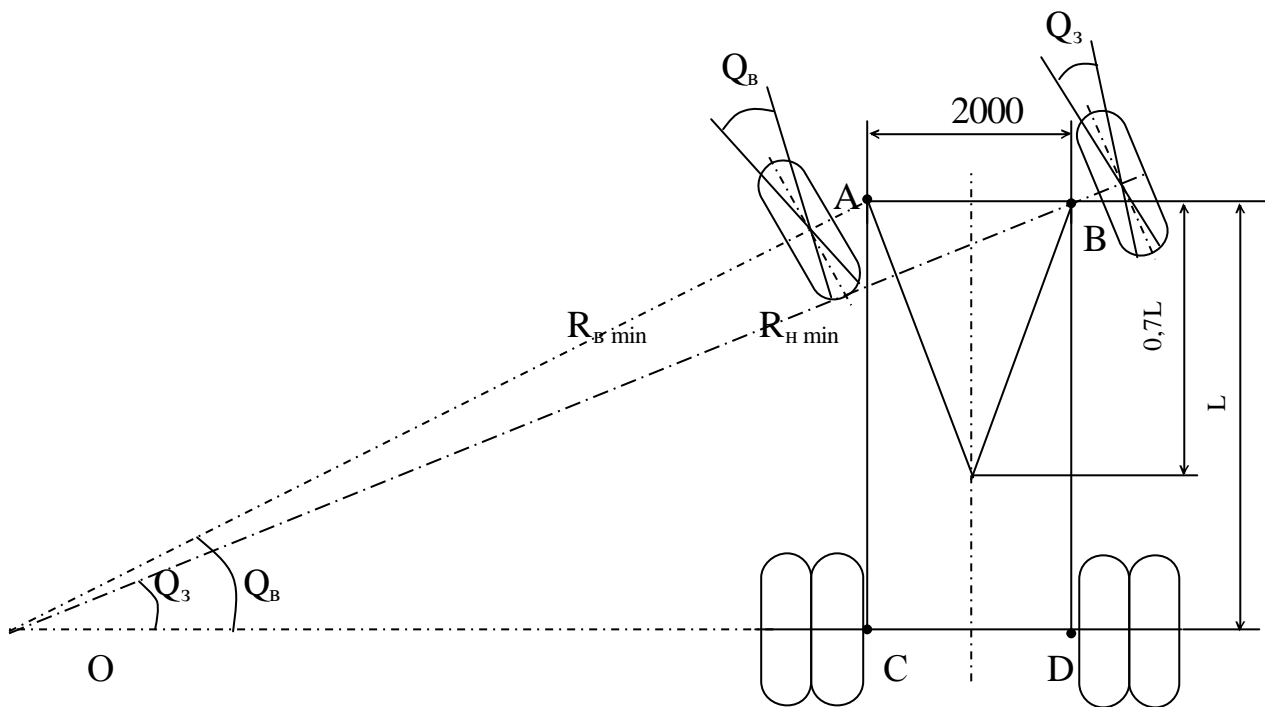


Рис. 1 – Схема повороту двохосового тролейбуса з жорсткими колiсьми

Такий зв'язок мiж керованими колесами здiйснюється за допомогою рульової трапецiї (детальнiше див. далi).

Рульовий привод (система тяг i важелiв) характеризується кутовим i силовим передавальним числом.

Кутове передавальне число рульового керування дорiвнює

$$i_{pk} = i_{pm} \cdot i_{pn}, \quad (2)$$

де i_{pm} – передавальне число рульового механiзму (вiдношення кута повороту рульового колеса до кута повороту вала сошки);

i_{pn} – передавальне число рульового приводу (відношення пліч важелів рульового приводу) змінно ($i_{pn} = 0,85 + 2,0$), або відношення кута повороту вала сошки до кута повороту керованого колеса).

Кутове передаточне число рульового керування можна записати ще таким чином:

$$i_{pk} = \frac{2 \cdot d\alpha}{d\theta_n + d\theta_B}, \quad (3)$$

де $d\alpha$ – елементарний кут повороту рульового колеса;

$d\theta_n$ і $d\theta_B$ – елементарні кути повороту зовнішнього і внутрішнього коліс відповідно.

Силове передаточне число оцінюють відношенням

$$i_c = \frac{M_c}{M_{pk}}, \quad (4)$$

де M_c – момент опору повороту керованих коліс;

M_{pk} – момент, прикладений до рульового колеса водієм.

Рульові механізми можна класифікувати відповідно до схеми, поданої на рис. 2.

Рульовий механізм містить у собі рульову пару (іноді називають рульовою передачею), розміщену в картері, рульовий вал, рульову колонку і рульове колесо.

До конструкції рульових механізмів ставлять ряд спеціальних вимог:

- високий ККД у прямому напрямку (при передачі зусилля від рульового колеса) для полегшення керування і трохи знижений ККД у зворотному напрямку для зниження сили поштовхів, переданих на рульове колесо від керованих коліс при наїзді на нерівності;
- оборотність рульової пари, щоб рульовий механізм не перешкоджав стабілізації керованих коліс;
- мінімальний зазор у зачепленні елементів рульової пари в нейтральному положенні керованих коліс і в деякому діапазоні кутів повороту

(безззорне зачеплення) при обов'язковій можливості регулювання зазору в процесі експлуатації;

- заданий характер зміни передаточного числа рульового механізму.

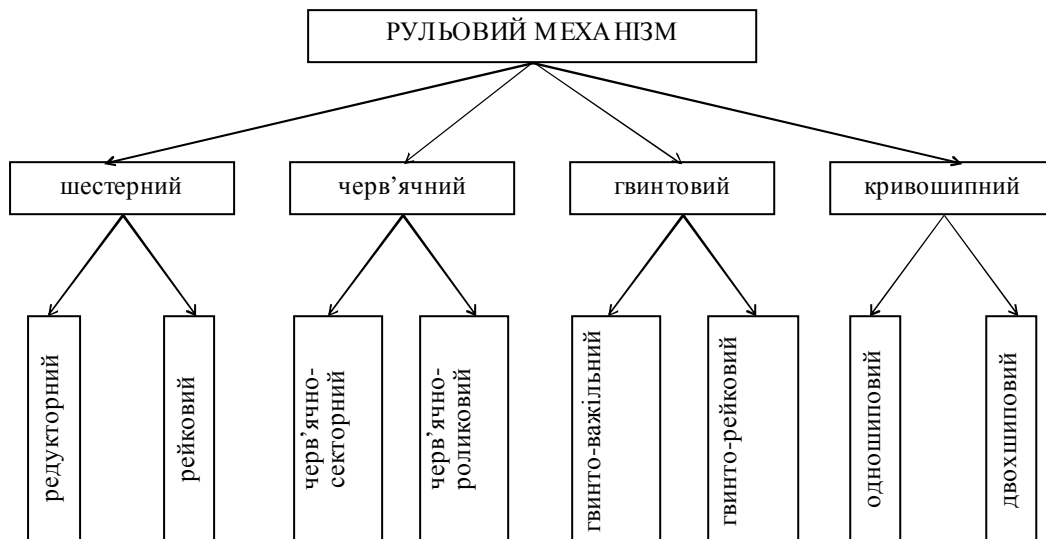


Рис. 2 – Класифікаційна схема рульових механізмів

Прямий ККД рульового механізму при передачі зусилля від рульового колеса до сошки

$$\eta_{\downarrow_{pm}} = 1 - M_{mp1} / M_{pk}, \quad (5)$$

де M_{mp1} – момент тертя рульового механізму, приведений до рульового колеса;

M_{pk} – момент, прикладений до рульового колеса.

Зворотний ККД характеризує передачу зусилля від сошки до рульового колеса:

$$\eta_{\uparrow_{pm}} = 1 - M_{mp2} / M_{ec}, \quad (6)$$

де M_{mp2} – момент тертя рульового механізму, приведений до вала сошки;

M_{ec} – момент на валу сошки, підведений від керованих коліс.

Як прямий, так і зворотний ККД залежать від конструкції рульового механізму і мають наступні значення:

$$\eta_{\downarrow_{pm}} = 0,6 \div 0,95; \quad \eta_{\uparrow_{pm}} = 0,55 \div 0,85.$$

Сучасний тролейбус ЗіУ–9 має гвинторейковий рульовий механізм: гвинт, кулькову гайку–рейку і сектор. Цей механізм має постійне передаточне число, високий прямий і зворотний ККД ($\eta_{\downarrow_{pm}} \approx \eta_{\uparrow_{pm}} = 0,8 + 0,85$), тому його доцільно застосовувати разом з підсилювачем руля, що сприймає поштовхи й удари від дороги.

Рульовий привод включає рульову трапецію, важелі й тяги, що зв'язують рульовий механізм з рульовою трапецією, а також рульовий підсилювач.

До рульового приводу такі наступні вимоги: правильне співвідношення кутів повороту коліс, відсутність автоколивань керованих коліс, а також мимовільного повороту коліс при коливаннях тролейбуса на підвіску.

Схема для розрахунку параметрів рульової трапеції подана на рис. 3.

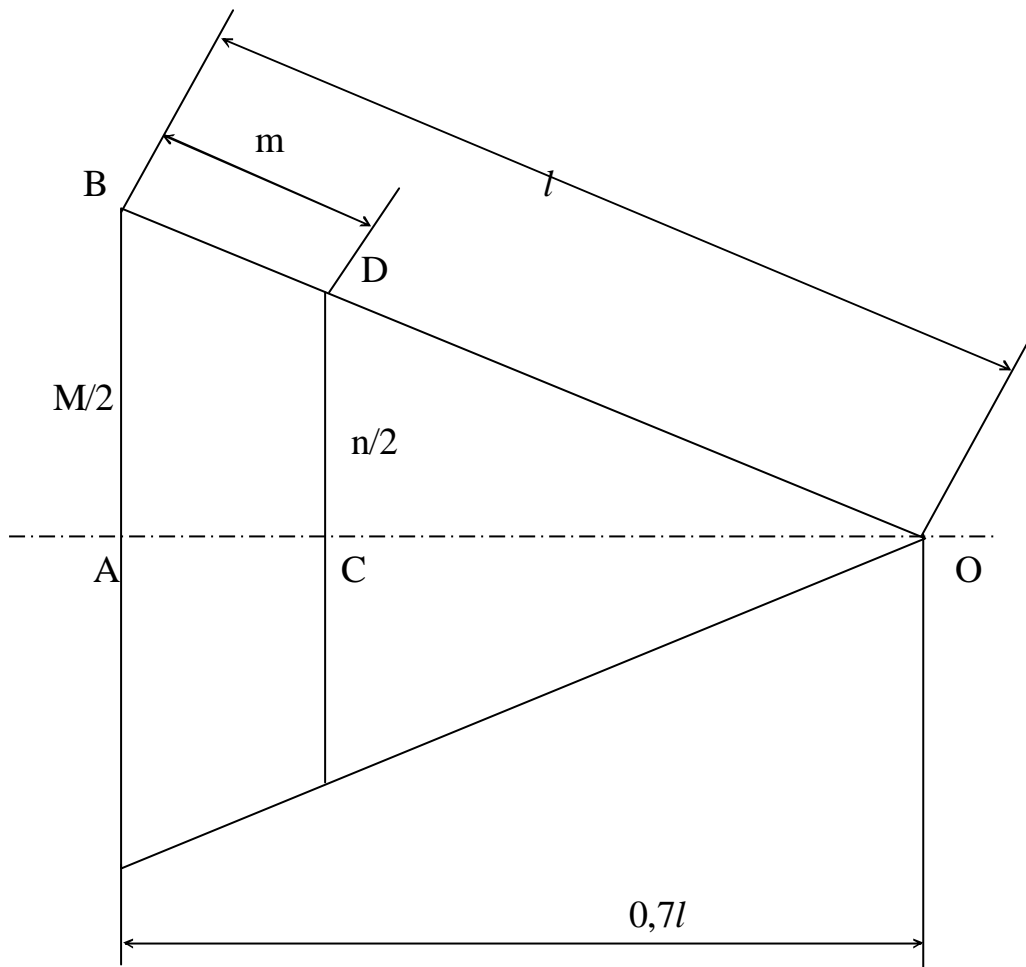


Рис. 3 – Схема для розрахунку параметрів рульової трапеції

З подібності трикутників АОВ і СОD одержуємо:

$$\begin{cases} ln = M(l - M) \\ l = \sqrt{M^2 + (0,7L)^2} \end{cases} \quad (7)$$

У розрахунках звичайно приймають

$$m = (0,24 \div 0,32)n. \quad (8)$$

З формул (7) і (8) можна визначити всі параметри рульової трапеції, задаючись міжшворневою відстанню 2 м і базою тролейбуса L:

$$n = \frac{M\sqrt{M^2 + (0,7L)^2}}{\sqrt{M^2 + (0,7L)^2} + 0,28M}. \quad (9)$$

Довжина поперечної тяги рульової трапеції $DD' = 2n$.

На сучасних тролейбусах застосовують в основному гідравлічні підсилювачі руля. До їх переваг відносять: невеликі габарити завдяки високому робочому тиску 6–10 МПа; малий час відклику (0,2...2,4 с); поглинання ударів і поштовхів, сприйманих керованими колісьми з боку дороги і переданих на рульове колесо.

Разом з тим при застосуванні гідропідсилювача трохи знижується стабілізація керованих коліс, тому що стабілізуючий момент на колесах повинен переборювати опір рідини в гідропідсилювачі. Гідропідсилювачі повинні мати надійні ущільнення, тому що витікання рідини приводить до виходу гідропідсилювача з ладу.

Можна виділити два основних критерії оцінки підсилювачів: силова статична характеристика, обумовлена залежністю підсилювача на рульовому колесі від моменту опору повороту коліс, тобто $P_{рк} = f(M_0)$ і $P = f(M_0)$ і коефіцієнт ефективності

$$E = \frac{P_{рк}}{P_{рку}}. \quad (10)$$

Тут $P_{рк}$ і $P_{рку}$ – зусилля на рульовому колесі без і з підсилювачем відповідно.

За ГОСТ 7495–74 необхідно витримувати наступні параметри рульового керування тролейбусів: люфт рульового колеса – 15 градусів; зусилля

включення гідропідсилювача – 50–70 Н; зусилля на рульовому колесі – 90–120 Н; мінімальний радіус повороту – 12 м,

3.2. Лабораторна установка

Лабораторна установка являє собою змонтоване на рамі рульове керування тролейбуса ЗіУ–682 (ЗіУ–9) в натуральну величину. Для проведення досліджень на рульовому колесі встановлений динамометр, по якому можна визначати зусилля на рульовому колесі. Тут же є ноніус для визначення кута повороту рульового колеса. Відповідні ноніуси встановлені над колесами і біля рульової сошки для фіксації кутів повороту лівого і правого коліс і сошки (рис. 4) Для створення моменту опору повороту коліс є пружина, закріплена між колесом і передньою балкою. Включення електродвигуна гідропідсилювача руля здійснюється з пульта кнопкою "Вкл" і подачею напруги від "0" до 24 В регулятором напруги РН.

3.3. Порядок виконання роботи

1. Виставити керовані колеса паралельно поздовжній осі тролейбуса. У цьому ж положенні покажчик повороту рульового колеса повинен знаходитися в нульовому положенні. Включити підсилювач руля.

2. Визначити кутове передаточне число рульового механізму, для чого повертати послідовно рульове колесо на кут

$$i_{pm} = \frac{d\alpha}{d\alpha_c},$$

і побудувати залежність передаточного числа рульового механізму і кута повороту руля $i_{pm} = f(\alpha)$.

3. Визначити передаточне число рульового керування і рульового приводу, для чого повертати послідовно рульове колесо А з інтервалом $d\alpha = 90^\circ$ до повного повороту керованих коліс і записати відповідні значення кутів повороту зовнішнього і внутрішнього коліс $d\theta_3$ і $d\theta_6$. За формулою (3) визначити

для кожного положення кутового передаточне число рульового керування і побудувати залежність $i_y = f(\alpha)$.

Виходячи з (2) і (1), знайти відповідні значення передаточного числа рульового приводу і побудувати залежність $i_{pn} = f(\alpha)$.

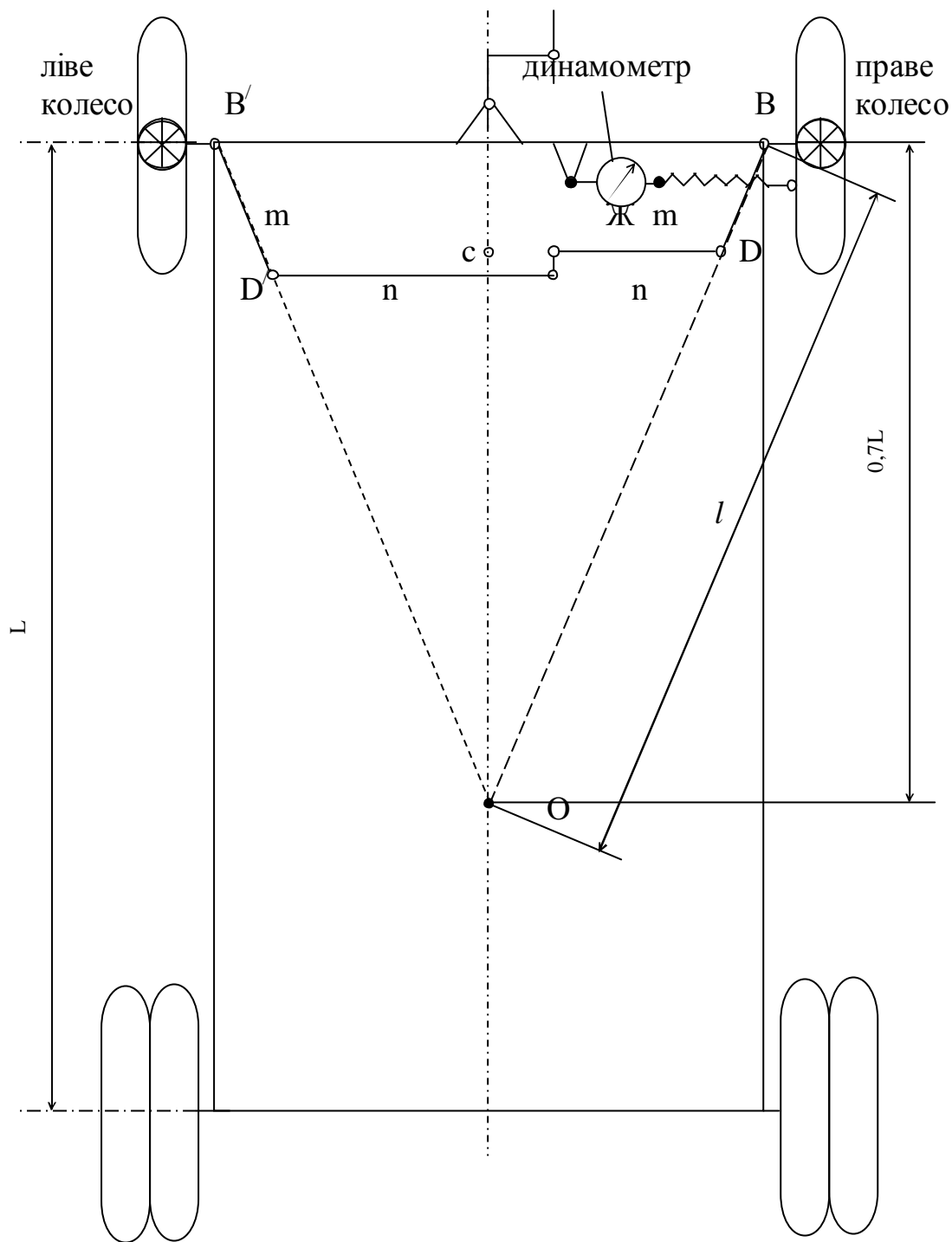


Рис. 4 – Схема рульової трапеції

4. Зняти силову статичну характеристику підсилювача руля:

- а) при включеному підсилювачі повертати кермо з кутовим інтервалом 180° , заміряючи зусилля на кермі і відповідно на пружині, що утримує колеса. Для кожного значення розраховувати момент опору повороту коліс і побудувати залежність $P_{pky} = f(M_o)$;
- б) при відключеному підсилювачі руля виконати операції аналогічно п.4,а і побудувати залежність $P_{pk} = f(M_o)$.

5. Використовуючи дані експериментів (за п. 4,а і 4,б), визначити коефіцієнт ефективності підсилювача руля за формулою (3.8) для кожного із значень зусилля на рульовому колесі і побудувати залежність $E = f(\alpha)$.

6. Знайти експериментальну залежність між кутами повороту зовнішнього і внутрішнього коліс. Використовуючи дані дослідів з п. 4, побудувати залежність $Q_z = f(\theta_b)$.

7. Задаючись міжшворневою відстанню $2M$ (виміряти), базою тролейбуса ЗіУ–9 і інтервалами 5 градусів кута повороту θ_e , побудувати теоретичну залежність $\theta_s = f(\theta_e)$ Знайти при максимальних кутах повороту розбіжність між експериментальними і теоретичними даними.

8. За формулами (3.8), (3.9) і величиною L для ЗіУ–9 обчислити довжину поперечної тяги (суму довжин тяг) рульової трапеції і довжину важеля поворотної цапфи, порівняти отримані величини з реальною конструкцією.

3.4. Зміст звіту

Короткий опис інструкції рульового керування тролейбуса, схема рульового керування й опис лабораторної установки. Результати експериментів. Експериментальні залежності. Розрахункові залежності. Висновки.

3.5. Вказівки з техніки безпеки

До роботи приступати тільки після ретельного ознайомлення з цими вказівками й інструкцією з ТБ.

Категорично забороняється доторкатися до струмоведучих частин установки.

Включати електродвигун гідронасоса з дозволу викладача.

При будь-якій несправності стендової установки негайно відключити електроживлення.

Будь-які роботи з приводом гідронасоса виконувати при відключенні електродвигуна.

Дотримуватись особливої обережності на висоті при роботі на площадці біля рульового колеса.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. И.С. Ефремов, Б.П. Гуцко–Малков Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта. – М: Транспорт, 1970. – 480 с.
2. Конспект лекций по дисциплине «Транспортные средства» Часть 1. «Конструкционные свойства транспортных средств». (для подготовки бакалавров 1 курса дневной и 2 курса заочной форм обучения направления подготовки 6.070101 – «Транспортные технологии») // Авт. Минеева Ю.В. – Харьков: ХНАГХ, 2009. – 99 с.
3. А.Н. Максимов Городской электротранспорт: Троллейбус. – М.: Академия, 2004. – 256с.
4. Г.В. Вишник и др. Троллейбус пассажирский ЗиУ–682Б. – М.: Транспорт, 1977. – 208 с.
5. М.Д. Иванов, А.А. Пономарев, Б.К. Иеропольский Трамвайные вагоны Т–3 – М.: Транспорт, 1977. – 240 с.
6. Д.И. Бондаревский, М.С. Черток, А.А. Пономарёв Трамвайные вагоны РВЗ–6М2 и КТМ–5М3. – М.: Транспорт, 1975 – 256 с.

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Транспортні засоби» (для підготовки бакалаврів денної та заочної форм навчання напряму підготовки 6.070101 "Транспортні технології").

Укладач: доц., к. т. н. *Юлія Віталіївна Мінесва*.
Відповідальний за випуск *проф., д.т.н. В. Х. Далека*
Редактор *М.З.Аляб'єв*
Комп'ютерне верстання *Зражевська Н.В.*

План 2010 , поз. 192-М

Підп. до друку 05.05.10
Ум. друк. арк.1,8

Формат 60×84 1/16
Тираж 50 пр.

Друк на ризографі.
Зам. №

Видавець і виготовлювач:
Харківська національна академія міського господарства,
вул. Революції, 12, Харків, 61002
Електронна адреса: rectorat@ksame.kharkov.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи: ДК №731 від 19.12.2001