

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ЕКОНОМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ТРАНСПОРТУ

Кафедра «Тяговий рухомий склад залізниць»

Черняк Ю.В., Гатченко В.О., Гаюр А.В., Каращук С.В.

ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ

Методичні вказівки до виконання контрольної роботи №1
для студентів спеціальності 273 «Залізничний транспорт»
заочної форми навчання

Київ 2017

Методичні вказівки до виконання контрольної роботи №1 з дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів» для студентів спеціальності 273 «Залізничний транспорт» заочної форми навчання / Черняк Ю.В., Гатченко В.О., Гаюр А.В., Каращук С.В. – К.: ДЕТУТ, 2017. – 28 с.

Методичні вказівки розглянуті та затверджені на засіданні кафедри ТРСЗ (протокол № 9 від 24 квітня 2017р.) та на засіданні методичної комісії факультету ІРСЗ (протокол № 9 від 30 травня 2017р.).

Призначені для студентів університету заочної форми навчання та відповідають робочій програмі дисципліни: «Теорія та конструкція локомотивів».

Укладачі:

Черняк Ю.В. к.т.н., доцент, професор кафедри «Тяговий рухомий склад залізниць» ДЕТУТ;

Гатченко В.О. к.т.н., доцент, доцент кафедри «Тяговий рухомий склад залізниць» ДЕТУТ;

Гаюр А.В. старший викладач кафедри «Тяговий рухомий склад залізниць» ДЕТУТ;

Каращук С.В. викладач кафедри «Тяговий рухомий склад залізниць» ДЕТУТ.

Рецензенти:

Демченко В.О., к.т.н., доцент, доцент кафедри «Тяговий рухомий склад залізниць» ДЕТУТ;

Дробаха В.І. к.т.н., начальник виробничого управління Департаменту локомотивного господарства ПАТ «Укрзалізниця»

ЗМІСТ

<i>Вступ</i>	4
1. Завдання дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів»	5
2. Загальні вказівки щодо оформлення контрольної роботи	7
3. Методичні вказівки до виконання контрольної роботи	8
3.1 Завдання №1 – вибір, обґрунтування та розрахунок основних елементів екіпажної частини локомотивів	8
3.2 Завдання №2 – визначення параметрів ресорного підвішування	14
4. Завдання на контрольну роботу	24
4.1 Вихідні дані до завдання №1.	24
4.2 Вихідні дані до завдання №2.	25
<i>Список рекомендованої літератури</i>	26

ВСТУП

Дисципліна «Теорія та конструкція локомотивів» є однією з фундаментальних спеціальних дисциплін, що забезпечує комплексне вивчення студентами теорії та конструкції локомотивів на основі системного підходу та принципу безперервності професійного навчання, передбаченого навчальним планом.

Основною метою викладання дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів» є поглиблене вивчення студентами загальних характеристик та властивостей локомотивів, особливостей умов роботи, експлуатації та технічних вимог, що висуваються до вузлів та агрегатів; методів аналізу та розрахунку конструкції та вузлів екіпажної частини та допоміжного обладнання.

При виконанні студентами контрольної роботи, необхідно обрати та визначити основні параметри локомотивів: типу кузова та рами локомотива; типу та бази візка; кількості та визначення діаметру колісних пар. Обґрунтувати та виконати розрахунок основних елементів екіпажної частини локомотивів.

1. ЗАВДАННЯ ДИСЦИПЛІНИ «ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ»

Метою викладання навчальної дисципліни “Теорія та конструкція локомотивів” є засвоєння студентами знань щодо теоретичних основ фізичних процесів динаміки і міцності механічної частини локомотива, а також призначення і основних принципів його функціонального забезпечення при детальному розгляді конструкції елементів механічної частини локомотива і схем взаємодії устаткування функціональних систем.

Основними завданнями вивчення дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів» навчити майбутніх фахівців використовувати в практичній діяльності знання щодо оцінки впливу різних конструктивних параметрів локомотива, а також параметрів колії та стану поверхонь кочення коліс і рейок на показники динаміки руху локомотива.

Згідно з вимогами освітньо-професійної програми студенти повинні:

знати:

– основні принципи роботи локомотивів, їх тягові властивості і компоновальні схеми;

– основні характеристики і техніко-економічні показники сучасних локомотивів;

– призначення, умови роботи, типи конструкцій, принцип розрахунку, проектування та експлуатації основних вузлів допоміжного обладнання та екіпажної частини;

– норми і вимоги безпеки руху, що пред'являються до екіпажної частини локомотива;

– поточні та перспективні завдання локомотивобудування;

вміти:

– визначати основні конструктивні та експлуатаційні параметри і розміри локомотива виходячи з його призначення;

- визначати основні параметри і характеристики вузлів допоміжних агрегатів, охолоджуючих систем і екіпажної частини;
- виконувати розрахунки сил, що діють на вузли і деталі при експлуатації.

2. ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ ЩОДО ОФОРМЛЕННЯ КОНТРОЛЬНОЇ РОБОТИ

Контрольна робота складається з декількох завдань, які необхідно виконати в повному обсязі. При написанні контрольної роботи потрібно користуватися рекомендованим переліком літератури та використовувати найсучасніші підходи до вирішення окреслених в питаннях завдань.

В разі необхідності за узгодженням з викладачем контрольна робота може містити також графічну частину. У такому випадку креслення повинні відповідати вимогам до їх оформлення. Бажано при підготовці креслень використання програм комп'ютерної графіки, таких як КОМПАС, AutoCAD, Corel Draw та ін. Використання листів, надрукованих за допомогою ксерокопіювання не допускається.

Обсяг текстової частини не повинен виходити за межі 10-15 аркушів. Обсяг графічної частини (якщо є) – 1 аркуш формату А4.

Текст викладається на одній сторінці аркуша формату А4 (210x297 мм) відповідно до вимог щодо оформлення текстової документації. В кінці контрольної роботи подається список літератури та технічної документації, які використовувались при виконанні контрольної роботи.

Структурне оформлення контрольної роботи виконується у такій послідовності:

1. Титульний лист.
2. Зміст, на аркуші якого повинен бути основний напис згідно з вимогами ЄСКД.
3. Завдання.
4. Список використаних джерел.

3. МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КОНТРОЛЬНОЇ РОБОТИ

3.1 ЗАВДАННЯ №1 – Вибір, обґрунтування та розрахунок основних елементів екіпажної частини локомотивів

3.1.1. Вибір типу кузова та рами локомотива

При виборі типу кузова звертають увагу на рід служби локомотива. Так, наприклад, для магістральних локомотивів рекомендується застосовувати кузов вагонного типу, а для маневрових - капотний кузов, що забезпечує кращий огляд колії попереду та позаду локомотива. Але при цьому необхідно враховувати ті обставини, що кузов капотного типу значно дешевше вагонного кузова. Тому при певних умовах, може виявитись більш доцільним застосування кузова капотного типу і для магістральних локомотивів.

В останній час широке розповсюдження для магістральних локомотивів отримали кузова несучої конструкції з полегшеною рамою. Головна рама локомотива звично обирається зварна з профільного прокату.

Довжину локомотива по осям автозчепів $L_{\text{л}}$ встановлюють в процесі компоновки обладнання. На початковій стадії проектування:

для локомотивів потужністю $N_e < 1100$ кВт.

$$L_{\text{л}} = N_e (36,72 - 0,015 N_e), \text{ мм} \quad (3.1)$$

для локомотивів потужністю $1100 \text{ кВт} < N_e < 2940 \text{ кВт}$

$$L_{\text{л}} = N_e (13,6 - 0,0016 N_e), \text{ мм} \quad (3.2)$$

для локомотивів потужністю більш за 2900 кВт,

$$L_{л} = Ne (9,52 - 0,00057 Ne), \text{ мм}, \quad (3.3)$$

де Ne – ефективна потужність двигуна внутрішнього згорання, кВт приймаємо згідно локомотиву прототипу (табл.4.1.).

Максимальна довжина локомотива може бути до 24 м з умов обмеження довжини ремонтних стійл, та забезпечення проходження кривих двома локомотивами, які рухаються назустріч один одному (з умови геометричного вписування).

Допустима мінімальна довжина L_{min} , мм, визначається з умови міцності колійних споруд

$$L_{min} \geq \frac{9,81m_{cl}}{g_u}, \quad (3.4)$$

де $[g_u]$ – граничне навантаження на одиницю довжини шляху, кН/м,

$[g_u] = 73,5$ кН/м для локомотивів, що експлуатуються;

$[g_u] = 88,5$ кН/м для локомотивів, що проектуються.

m_{cl} – службова маса секції, т, приймаємо згідно локомотиву прототипу (табл. 4.1.).

База локомотива L_{σ} - відстань між шворнями або геометричними центрами візків однієї секції.

Співвідношення між довжиною локомотиву L та базою L_{σ} повинно задовільнять умові проходження рухомого складу в кривій радіусу 80 м.

База локомотива, L_{σ} , мм

$$L_{\sigma} = e \cdot L_{л}, \quad (3.5)$$

де e - чисельний коефіцієнт, який дорівнює 0,5-0,54 для екіпажної частини з довжиною $L_{л}$ до 20 м, та 0,55-0,6 довжиною більш за 20 м.

Для виключення великих помилок при виборі лінійних розмірів L_d , L_b , L_m їх необхідно порівнювати з показниками сучасних локомотивів [1-9].

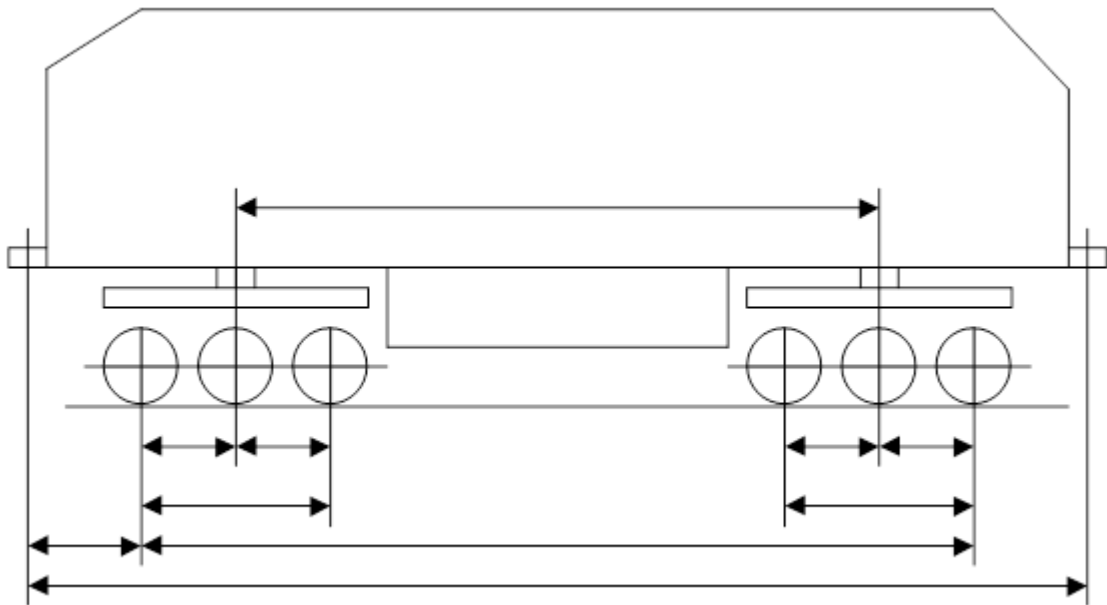


Рис. 3.1 - Основні розміри екіпажної частини локомотива

3.1.2. Вибір типу та бази візка

Для локомотива, що проектується можуть бути обрані візки вже пристосовані на збудованих локомотивах, якщо ці візки будуть підходити для даного локомотиву за своїми параметрами.

Кількість рухомих осей у візку може бути 2, 3 або 4.

Після визначення вісності візка визначають відстань між осями, діаметр коліс по колу катання, базу візка та загальну довжину візка. Крім того, в записці необхідно привести дані про ресорне підвішування, типи букс, про зворотне та шкворньове обладнання, типи підвіски тягових електродвигунів.

Для вантажних тепловозів, що розраховані на швидкість до 100 км/год, можливо рекомендувати уніфіковані візки, які встановлюють на тепловозах 2М62 та 2ТЕ116.

Для пасажирських локомотивів з конструкційною швидкістю 140 км/год і більш, треба обирати більш доскональний візок з пружним зв'язком між рамою

візка і кузовом та опорно-рамною підвіскою тягового електродвигуна, такі, наприклад, як у тепловозів ТЕП70 або електровозів ЧС7.

При проектуванні слід урахувати можливість застосування візків з новими системами ресорного підвішування, шкворневими приладами та буксами.

Після вибору типу візків і кінцевого визначення їх положень відносно центра маси кузова виконують розміщення колісних пар у візкових рамах.

База візка l_T залежить від розмірів тягового приводу, тягових електродвигунів та інших елементів, розташованих на візках. Відстань між сміжними колесними парами у сучасних візків локомотивів дорівнює 1,85 - 2,3м. Менші значення віносяться до візків з груповими приводами, більші - з індивідуальними приводами. Можливо обрати базу візка до розробки конструкції екіпажу: в межах 3,7-4,6 м для тривісних візків та 5,5-7 м для чотиривісних з індивідуальним приводом.

3.1.3 Вибір кількості та визначення діаметра колісних пар

Кількість колісних пар залежить від маси локомотива та навантаження від колісної пари на рейки. Якщо у розрахунках використовувати службову масу, то буде визначена повна кількість колісних пар, якщо зчепну вагу – кількість рушійних колісних пар. Для однієї секції локомотива число колісних пар, $n_{кп}$ може дорівнювати 4,6 та 8. Якщо $n_{кп}$ більше, то локомотив складається з двох секцій.

Після вибору числа колісних пар локомотива необхідно перевірити статичне навантаження на рейки з виразу:

$$2П = \frac{9,8m_{сл}}{n_{кп}} \leq 2П , \quad (3.6)$$

де $[2П]$ - допустиме статичне навантаження від колісної пари на рейки, кН.

Допустиме навантаження [2П] залежить від конструкції і стану верхньої будови шляху та встановлюється технічними вимогами. На залізницях з рейками Р50 і Р65 (шпали – дерев’яні, баласт - щебень) [2П] = 226 кН для вантажних локомотивів, [2П] = 206 кН для пасажирських. Для реконструйованих ділянок [2П] = 246 кН.

Діаметр рушійних колес локомотива залежить від багатьох факторів, з яких головними є надійність та мінімальна неопдресорена маса.

В сучасний час для тягового рухомого складу застосовують чотири типу розміру коліс: діаметром 1050 мм, 1220 мм для тепловозів, 950 мм для дизель - поїздів і частини електропоїздів та 1250 мм для електровозів. Для уніфікації ходових частин локомотивів рекомендується використовувати колеса діаметром 1050 та 1250 мм, що знижає експлуатаційні ремонтні витрати.

Необхідний діаметр колеса (мм) підраховується з формули:

$$D_k \geq \frac{2P}{p} \quad (3.7)$$

де [2р] - допустиме навантаження на 1 мм діаметру колеса, рівне від 0,2 ÷ 0,27 кН/мм.

При виборі діаметра колес необхідно мати на увазі стандартні розміри колес для рухомого складу.

Завдання :

1) Згідно вихідних даних (табл.4.1.) обрати локомотив - прототип. В контрольній роботі треба проаналізувати існуючі схеми кузовів та рам, після аналізу обрати для свого локомотиву та навести схему кузова та рами локомотива з основними розмірами, описати їх конструкцію. Розрахувати довжину локомотива по осям автотчепів $L_{л}$, допустиму мінімальну довжину L_{min} та базу локомотиву $L_{б}$. Отримані значення порівняти з даними локомотиву -

прототипу та зробити висновок. Згідно схеми на рисунку 3.1. накреслити схему локомотиву та на ній позначити основні розміри екіпажної частини.

2) В даному підрозділі необхідно проаналізувати існуючі схеми візків локомотивів, після аналізу обрати схему візка для свого локомотиву та навести з основними розмірами, описати їх конструкцію. Привести схему ресорного підвішування, описати основні вузли ресорного підвішування.

3) Вибрати кількість колісних пар для однієї секції або локомотива. Виконати перевірку статичного навантаження на рейки від колісних пар. Визначити діаметр колісних пар та вибрати для локомотива уніфіковані колісні пари. Навести рисунок та описати будову.

3.2 ЗАВДАННЯ №2 - Визначення параметрів ресорного підвішування

Ресорне підвішування тепловоза призначене для зменшення динамічного впливу коліс на рейки при русі по нерівностях шляху і забезпечення плавності ходу тепловоза, передачі маси кузова і візків на колісні пари. Ресорне підвішування дозволяє правильно розподілити навантаження від маси тепловоза між колісними парами, а також забезпечує часткову передачу горизонтальних сил з боку коліс на раму візка.

3.2.1 Розрахунки на міцність листової ресори

3.2.1.1 Визначення числа листів ресори, які задовольняють умови їх міцності при статичному навантаженні.

Якщо в конструкції ресорного підвішування є листові ресори, то виконується розрахунок з метою перевірки їх на міцність під дією динамічного навантаження.

Визначається число листів ресори, яке забезпечує умови їх міцності при статичному навантаженні. Допустиме напруження вигину ресори під статичним навантаженням приймається у межах $\sigma_{\text{в доп}} = 550 - 650 \text{ МПа}$. Воно розраховується виходячи з співвідношень між допустимим напруженням вигину $\sigma_{\text{в доп}}$, згинаючим моментом M і моментом опору одного листа W , м^3 .

$$\sigma_{\text{в доп}} \leq \frac{M}{nW}, \quad (3.8)$$

$$M = \frac{P_{\text{см}} \cdot l}{4}, \quad (3.9)$$

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6}, \quad (3.10)$$

де l - довжина ресори, м;

b – ширина листа ресори, м

h – товщина листа ресори, м

$P_{ст}$ - статичне навантаження, кН.

Довжину ресори l , ширину b і товщину h листа ресори в м і статичне навантаження $P_{ст}$ вибирають згідно вихідних даних (табл. 4.2). Тоді число листів ресори знаходиться за формулою

$$n = \frac{P_{ст} \cdot l}{4W \sigma_{\epsilon \text{ доп}}} \quad (3.11)$$

3.2.1.2 Перевірка міцності ресори при динамічному навантаженні.

Допустиме напруження згину ресори під динамічним навантаженням.

$$\sigma_{\epsilon \text{ max}} = 1000 \text{ МПа} .$$

Ресори перевіряють по допустимому напруженню згину при динамічному навантаженні $P_{дин}$ з врахуванням впливу хомута з формули:

$$\sigma_{\epsilon}^1 = \frac{3P_{дин} l}{2bh^2(n+1)}, \quad (3.12)$$

де $P_{дин}$ - динамічне навантаження, кН визначається як

$$P_{дин} = P_{ст} (1 + K_{д}), \quad (3.13)$$

де $K_{д}$ - коефіцієнт вертикальної динаміки визначається, як

$$K_d = 0,1 + 0,2 \frac{V}{f_{cm}}, \quad (3.14)$$

де V , f_{cm} – відповідно конструкційна швидкість, $\frac{км}{год}$ і статичний прогін ресорного підвішування локомотива в мм (табл. 4.2.).

Ресора задовольняє умові міцності при динамічному навантаженні, якщо $\sigma_{\epsilon}^1 < \sigma_{\epsilon \text{ max}}$.

3.2.1.3 Визначення статичного прогину (деформації) листової ресори.

Статичний прогін листової ресори f_p , м:

$$f_p = \frac{6P_{ст} \left(\frac{l}{2} - \frac{a}{6} \right)^3}{Ebh^3(3n_k + 2n_c)}, \quad (3.15)$$

де $E = 2,05 \cdot 10^5$ – модуль пружності для сталі, МПа;

a – ширина хомути ресори (див. табл. 4.2.);

n_k – число корінних листів ресори ($n_k = 2$);

$n_c = n - n_k$ – число листів ступінчастої частини ресори.

Жорсткість листової ресори визначається за формулою:

$$ж_p = \frac{Ebh^3(3n_k + 2n_c)}{6\left(\frac{l}{2} - \frac{a}{6}\right)^3} \quad (3.16)$$

3.2.1.4 Приклад розрахунку.

Дано:

$$P_{CT} = 8 \cdot 10^4 \text{ Н}; \quad l = 1,15 \text{ м}; \quad h = 0,016 \text{ м}; \quad b = 0,12 \text{ м}; \quad a = 0,11 \text{ м}; \quad V = 100 \text{ км/год};$$

$$f_{cm} = 100 \text{ мм}.$$

$$\text{Рішення: } W = \frac{0,12 \cdot 0,016^2}{6} = 5,12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$n = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 1,15}{4 \cdot 5,12 \cdot 10^{-6} \cdot 650 \cdot 10^6} \approx 7 \text{ ЛИСТІВ } (n_K = 2; n_C = 5);$$

$$K_D = 0,1 + 0,2 \frac{100}{100} = 0,3;$$

$$P_{ДИН} = 8 \cdot 10^4 (1 + 0,3) = 10,4 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$\sigma_s^1 = \frac{3 \cdot 10,4 \cdot 10^4 \cdot 1,15}{2 \cdot 0,12 \cdot 0,016^2 \cdot 8} = 730 \cdot 10^6 \text{ Па} = 730 \text{ МПа}$$

730 МПа < 1000 МПа – умова міцності виконується.

$$f_p = \frac{6 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot \frac{1,15}{2} - \frac{0,11}{6}^3}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 0,12 \cdot 0,016^3 \cdot (3 \cdot 2 + 2 \cdot 5)} = \frac{8,3 \cdot 10^4}{1,6 \cdot 10^6} = 0,052 = 52 \text{ мм}$$

$$\mathcal{H}_p = \frac{2,05 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 0,12 \cdot 0,016^3 (3 \cdot 2 + 2 \cdot 5)}{6 \left(\frac{1,15}{2} - \frac{0,11}{6} \right)^3} = 1,6 \text{ кН / мм}.$$

3.2.2 Розрахунки на міцність гвинтової пружини

3.2.2.1 Визначення діаметра пружини

Пружини на міцність розраховують за допустимим дотичним напруженням при динамічному навантаженні $\tau_{\max}^- = 650 \text{ МПа}$.

Діаметр прутка пружини визначається із рівняння міцності пружини

$$\tau_{\max}^- = \frac{8KP'_{\text{дин}} \cdot D}{\pi \cdot d^3}, \quad (3.17)$$

$$\text{звідки} \quad d = \sqrt[3]{\frac{8KP'_{\text{дин}} \cdot D}{\pi \cdot \sigma_{\text{max}}}}, \quad (3.18)$$

де K – коефіцієнт, який враховує збільшення дотичного напруження у перерізі на внутрішній поверхні витка пружини за рахунок її кривизни та інших факторів. Величина коефіцієнта залежить від індексу пружини $c = \frac{D}{d}$. При розрахунках можна прийняти

$$K=1,25 \div 1,3;$$

D – діаметр пружини, м (вихідні дані табл. 4.2.);

$P'_{\text{дин}}$ – динамічне навантаження на пружину. Приймається

$$P'_{\text{дин}} = 0.5P_{\text{дин}}.$$

3.2.2.2 Визначення числа витків пружини

Число робочих витків визначають із рівняння деформації пружини

$$f_{np} = \frac{8D^3 \cdot n_p \cdot P'_{CT}}{d^4 G}, \quad (3.19)$$

$$\text{звідки} \quad n_p = \frac{f_{np} \cdot d^4 \cdot G}{8D^3 \cdot P'_{CT}}, \quad (3.20)$$

де f_{np} – прогін пружини; прийняти $f_{np} = f_{cm}$ (вихідні дані табл. 4.2.);

$G = 8 \cdot 10^4$ МПа - модуль зсуву для сталі;

P'_{CT} – статичне навантаження на пружину, прийняти $P'_{CT} = 0.5P_{CT}$.

Жорсткість циліндричної пружини визначається за формулою:

$$j_{\text{пр}} = \frac{d^4 G}{8n_p D^3} \quad (3.21)$$

3.2.2.3 Приклад розрахунку

Дано: $D = 0,2\text{ м}; P'_{\text{дин}} = 5,2 \cdot 10^4 \text{ Н}; P'_{\text{ст}} = 4 \cdot 10^4 \text{ Н}; f_{\text{ст}} = f_{\text{пр}} = 100\text{ мм} = 0,1\text{ м}.$

Рішення:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1,3 \cdot 5,2 \cdot 10^4 \cdot 0,2}{3,14 \cdot 650 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{10,8 \cdot 10^4}{2041 \cdot 10^6}} = 0,037 \text{ м} = 37 \text{ мм}$$

$$n_p = \frac{0,1 \cdot 0,037^4 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 10^6}{8 \cdot 0,2^3 \cdot 4 \cdot 10^4} \approx 6 \text{ витків}$$

Приймаючи число опорних витків 1,5, отримаємо загальну кількість витків 7,5.

$$j_{\text{пр}} = \frac{0,037^4 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 10^6}{8 \cdot 6 \cdot 0,2^3} = 0,4 \text{ кН / мм}.$$

3.2.3 Розрахунки на міцність гумового амортизатора

Необхідно підібрати гуму необхідної твердості, яка забезпечує міцність гумового амортизатора під статичним навантаженням. Гумові амортизатори ресорного підвішування можуть мати форму диска, кільця або прямокутника і встановлюється як опори пружин та ресор.

При розрахунку гумових амортизаторів стиску абсолютна деформація під статичним навантаженням приймається:

$$\Delta H = (0,1 \div 0,15)H, \quad (3.22)$$

де H - початкова висота амортизатора, см. При більших значеннях ΔH гума швидко руйнується.

Характеристика резинового амортизатора в межах $\varepsilon \leq 0,2$ приймається лінійною і виражається за допомогою закону Гука:

$$\sigma = E_p \cdot \varepsilon, \quad (3.23)$$

де σ – напруга стиску, МПа;

E_p – розрахунковий модуль пружності гуми, кг/см².

$$\text{Так як } \sigma = \frac{P}{F} \text{ та } \varepsilon = \frac{\Delta H}{H}, \quad (3.24)$$

де F – площа амортизатора, см².

$$\Delta H = f_{z.a.} = \frac{H \cdot P / g}{E_p \cdot F} \quad (3.25)$$

Якщо амортизатор (у вигляді диска, кільця або прямокутника) випробує деформацію стиску, то його жорсткість буде залежить від вільної поверхні випучівання гуми та від стану опорних площин. Розрахунковий модуль пружності амортизатора E_p визначається за формулою:

$$E_p = E(1 - \alpha\Phi), \quad (3.26)$$

де E – модуль пружності резини, кг/см²;

α – коефіцієнт, який враховує стан опорних поверхній. При міцному скріпленні опорних поверхній гуми к металевим прокладкам $\alpha = 4.67$;

Φ – коефіцієнт форми, який представляє відношення площі опорної поверхні (однієї) амортизатора до його повної бокової поверхні (поверхні випучівання).

Модуль пружності E зв'язані з модулем зсування резини G_p вираженням $E = 3G_p$. Основним показником який оцінює властивості резини, є її твердість. Перехід від числа твердості h до G_p здійснюється згідно емпіричній формули:

$$G_p = \left(\frac{h}{19,5} \right)^2. \quad (3.27)$$

В цій формулі G_p виражається в $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$, h – твердість по Шору обирається згідно марки гуми (табл. 3.1.). Фізико-механічні показники гуми наведені в таблиця 3.1.

Таблиця 3.1

Показник	Марка гуми					
	2959	3063*	8075	2959Б	НО681*	2462К2
Опір розриву, МПа	16	9	12,3	14	9	11,6-15
Відносне подовження, %	500	500	276	573	250	240-390
Залишкове подовження, %	32	20	7	18	12	6-14
Температура крихкості, °С	-55	-37	-42	-60	-55	-51-49
Твердість по Шору	45-60	45-60	73	56	55-70	70-80

де * - маслостійкі гуми

Напруга стиску $\sigma_{\text{стиск}}$ і коефіцієнт форми Φ кільцевого амортизатора визначається за формулами:

$$\sigma = \frac{P'_{cm}}{\pi/4(D_a^2 - d_a^2)}, \quad (3.28)$$

де D_a і d_a відповідно зовнішній та внутрішній діаметри амортизатора,

$$\Phi = \frac{\pi(D_a^2 - d_a^2)}{4\pi H(D_a + d_a)} = \frac{D_a - d_a}{4H} \quad (3.29)$$

Жорсткість гумового амортизатора визначається з формули:

$$\mathcal{J}_{z.a} = \frac{E_p F}{H} \quad (3.30)$$

Таким чином, по габаритним розмірам амортизатора D_a , d_a та H і навантаженню P'_{CT} можна визначити напругу стиску, модуль пружності, модуль зсування, жорсткість гумового амортизатора, а потім необхідну твердість резини, яка забезпечує допустиму деформацію амортизатора.

3.2.3.1 Приклад розрахунку

Дано: $D_a = 0,23$ м; $d_a = 0,06$ м; $H = 0,03$ м.

Рішення: $\Phi = \frac{0,23 - 0,06}{4 \cdot 0,03} = 1,42$

$$\sigma_{стиск.} = \frac{4 \cdot 10^4}{\frac{3,14}{4} (0,230^2 - 0,06^2)} = 1,03 \text{ МПа}$$

Приймаємо $h = 45$ для марки гуми 7 - 2959.

$$G_p = \left(\frac{45}{19,5} \right)^2 = 5,3 \text{ кг/см}^2$$

$$E = 3 \cdot 5,3 = 15,9 \text{ кг/см}^2$$

$$E_p = 15,9 \cdot (1 + 4,67 \cdot 1,42) = 121,3 \text{ кг/см}^2$$

$$\Delta H = 0,1 \cdot 30 = 3 \text{ мм}$$

$$\varepsilon = \frac{3}{30} = 0,1$$

$$F = \frac{3,14 \cdot (23^2 - 6^2)}{4} = 387,01 \text{ см}^2$$

$$ж_{\text{с.а}} = \frac{121,3 \cdot 387,01}{3} = 15,4 \text{ кН / мм}$$

Завдання :

Згідно вихідних даних (табл. 4.2.) виконати розрахунки на міцність листової ресори, гвинтової пружини та гумового амортизатора за наведеним прикладом.

4. ЗАВДАННЯ НА КОНТРОЛЬНУ РОБОТУ

4.1 ВИХІДНІ ДАНІ ДО ЗАВДАННЯ №1.

Вихідні дані для вибору, обґрунтування та розрахунку основних елементів екіпажної частини локомотивів студент обирає згідно шифру залікової книжки з таблиці 4.1

Таблиця 4.1

Показник	Умовні позначення	Одиниці вимірювання	Остання цифра шифру									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Тепловоз - зразок	-	-	2ТЕ116	3ТЕ10М	ТЕП70	ЧМЕ3	М62	ТЕМ7	ТЕП150	ТЕМ2	ТЕП60	2ТЕ10М
Ефективна потужність ДВЗ	Ne	кВт	2000	2300	3000	980	1400	1500	3400	650	2200	2150
Службова маса секції	m _{сл}	т	138	138	129	123	116,5	180	135	120	126	138
Довжина локомотива (секції) по осях автозчепів	l _л	мм	18150	16969	20470	17220	17400	21500	21750	16970	19250	16969

4.2 ВИХІДНІ ДАНІ ДО ЗАВДАННЯ №2.

Вихідні дані для визначення параметрів ресорного підвішування студент обирає згідно шифру залікової книжки з таблиці 4.2

Таблиця 4.2

Показник	Умовні позначення	Одиниці вимірювання	Сума двох останніх цифр шифру									
			1 18	2 17	3 16	4 15	5 14	6 13	7 12	8 11	9 10	0
Конструкційна швидкість	V	км/год	90	95	100	105	110	115	120	150	120	160
Довжина ресори	l	м	1,15	1,20	1,17	1,16	1,18	1,20	1,18	1,15	1,17	1,16
Ширина листа ресори	b	м	0,12	0,14	0,12	0,14	0,13	0,15	0,14	0,13	0,13	0,15
Товщина листа ресори	h	м	0,016	0,014	0,015	0,014	0,016	0,016	0,015	0,014	0,016	0,015
Ширина хомути ресори	a	м	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11
Статичне навантаження	P_{cm}	кН	80	85	83	84	90	92	95	90	91	100
Статичний прогин	f_{cm}	кН	90	95	100	105	110	115	140	112	145	90
Діаметр пружини	D	м	0,2	0,196	0,205	0,2	0,196	0,204	0,205	0,203	0,206	0,204
Зовнішній діаметр гумового амортизатора	D_a	м	0,23	0,23	0,24	0,23	0,22	0,24	0,23	0,22	0,24	0,22
Внутрішній діаметр гумового амортизатора	d_a	м	0,07	0,06	0,06	0,08	0,07	0,07	0,08	0,06	0,08	0,08
Висота гумового амортизатора	H	м	0,04	0,05	0,04	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05	0,03	0,03

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Тепловоз 2ТЭ116/ С.П.Филонов, А.И.Гибалов, Е.А.Никитин и др. 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1996. 334 с.
2. Пассажирский тепловоз ТЭП70 М, «Транспорт», 1976. 232 с. Авт.: В.Г. Быков, Б.Н. Морошкин, Г.Е. Серделевич, Ю.В. Хлебников, В.М. Ширяев.
3. Нотик З.Х. Тепловозы ЧМЭЗ, ЧМЭЗТ: Пособие машинисту. - М.: Транспорт, 1990. 381 с.
4. Тепловоз ТЭМ7/ А.В. Балашов, И.И.Зеленов, Ю.М.Козлов и др. Под ред. Г.С.Меликджанова. – М.: Транспорт, 1989. - 295 с.
5. Тепловоз ТЭП60. Руководство по эксплуатации и обслуживанию. М.С. Малинов – М., «Транспорт», 1966, 164 с.
6. Тепловоз М62./ Под редакцией Н.П. Киселева -М., «Транспорт», 1977.-280с.
7. Тепловозы типа 2ТЭ10М, 3ТЭ10М. Руководство по эксплуатации и обслуживанию-М.; Транспорт, 1985
8. Тепловоз ТЭП 150. Руководство по эксплуатации
9. Тепловоз ТЕМ2: Руководство по эксплуатации и обслуживанию М.: Транспорт, 1980, - 151 с.
10. Механическая часть тягового подвижного состава: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак и др.; Под ред. И.В. Бирюкова. - М.: Транспорт, 1992. - 440 с.
- 11.
12. Конструкция, расчет и проектирование локомотивов Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности

"Локомотивостроение" / А.А.Камаев, Н.Г.Апанович, В.А.Камаев и др. -М.: Машиностроение, 1981.-351с.

13. Конструкция и динамика тепловозов: Изд. 2-е. Под ред. В.Н. Иванова - М.: Транспорт, 1974. - 336 с.

14. Тепловозы. Основы теории и конструкция/ Под ред. В.Д. Кузьмича. 2-е изд. М.: Транспорт, 1991. - 352 с.

15. Тепловозы. Конструкция, теория и расчет/ Под ред. Н.И. Панова. М.: Машиностроение, 1976. - 544 с.

16. Медель В.Б. Подвижной состав электрических железных дорог. Конструкция и динамика.- М: Транспорт, 1974- 423 с.

17. Медель В.Б. Проектирование механической части электроподвижного состава. -М.: Транспорт, 1984.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

Методичні вказівки до виконання контрольної роботи №1 з дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів» для студентів спеціальності 273 «Залізничний транспорт» заочної форм навчання / Черняк Ю.В., Гатченко В.О., Гаюр А.В., Каращук С.В. – К.: ДЕТУТ, 2017. – 28 с.

Укладачі: **Черняк Ю.В.,
Гатченко В.О.,
Гаюр А.В.,
Каращук С.В.**

Відповідальний за випуск – Гаюр А.В.

Редактор – Щербак Н.В.

Макет і верстка В.О. Андрієнка

Підписано до друку . Формат 60x84/16. Папір – офсетний. Друк – на ризографі. Зам. № . Тираж 50 прим.

Надруковано у Редакційно-видавничому центрі
Державного економіко-технологічного університету транспорту.
Свідоцтво про реєстрацію серія ДК № 3079 від 27.12.07 р.
03049, м. Київ-49, вул. М.Лукашевича, 19