

Е.Д. Тартаковський, А.Ф. Агулов, А.П. Фалендиш

ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ

Навчальний посібник

Частина 2

**ВИБІР ТА РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ВУЗЛІВ
ЛОКОМОТИВІВ**

Харків 2009



МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ ТА ЗВ'ЯЗКУ
УКРАЇНИ

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Е.Д. Тартаковський, А.Ф. Агулов, А.П. Фалендиш

ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ

Навчальний посібник

Частина 2

ВИБІР ТА РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ВУЗЛІВ
ЛОКОМОТИВІВ

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для студентів
вищих навчальних закладів*

Харків 2009

ББК 39.235

Т 338
УДК 629.421

Тартаковський Е.Д., Агулов А.Ф., Фалендиш А.П. Теорія та конструкція локомотивів. Ч.2. Вибір та розрахунок основних вузлів локомотивів: Навч. посібник. – Харків: УкрДАЗТ, 2009. -150 с.

У навчальному посібнику наведені методики розрахунків основних вузлів локомотивів, що експлуатуються на залізницях України та країн СНД. Викладено методику порівняння різних типів вузлів, способи оцінювання їх технічного рівня ще на стадії проектування.

Рекомендується для студентів вищих навчальних закладів залізничного транспорту, а також може бути корисним для інженерно-технічних працівників локомотивного господарства.

Лл. 67, табл. 14, бібліогр.: 11 назв.

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів
(№ 1.4/18-Г-673 від 07.08.2006 р.)*

Рецензенти:

В.Ф.Головко – д-р техн. наук, професор (УкрДАЗТ),

В.Г. Маслієв – д-р техн. наук, професор (Національний
технічний університет «ХПІ»)

ISBN 978-966-2033-04-5

©Українська державна академія
залізничного транспорту, 2009.

Д. Тартаковський, А.Ф. Агулов, А.П. Фалендиш

ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ

Навчальний посібник

Частина 2

ВИБІР ТА РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ВУЗЛІВ ЛОКОМОТИВІВ

Відповідальний за випуск Фалендиш А.П.

Редактор Буранова Н.В.

Підписано до друку 15.02.09 р.

Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 8,25. Обл.-вид.арк. 8,5.

Замовлення № Тираж 300. Ціна

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК № 2874 від. 12.06.2007 р.

Друкарня УкрДАЗТу,
61050, Харків - 50, майдан Фейєрбаха, 7

ЗМІСТ

Вступ	5
1. Вибір та визначення основних параметрів локомотивів	6
1.1. Вибір типу кузова та рами локомотива	6
1.2. Вибір типу та бази візка	10
1.3. Вибір кількості та визначення діаметра колісних пар	11
1.4. Основні принципи розміщення обладнання та розваження на локомотивах	12
2. Тягові характеристики локомотивів	15
2.1. Тягова характеристика тепловоза	15
2.2. Тягові характеристики електровоза	17
3. Способи оцінювання міцності несучих деталей рухомого складу	18
4. Кузови та рами локомотивів	22
5. Візки локомотивів	41
5.1. Класифікація візків локомотивів	41
5.2. Рами візків локомотивів	45
5.3. Розрахунок на міцність осі колісної пари тепловоза	54
5.4. Визначення довговічності буксових роликкових підшипників локомотива	61
6. Опорно – повертальні пристрої	65
7. Ресорне підвішування локомотивів	77
7.1. Розрахунки на міцність листової ресори	77
7.2. Розрахунки на міцність гвинтової пружини	79
7.3. Розрахунки на міцність гумового амортизатора	81
7.4. Пневматичні ресори	84
7.5. Визначення жорсткості і статичного прогину ресорного підвішування	87
7.6. Визначення частоти коливання підресореної ваги тепловоза	92
7.7. Визначення критичної швидкості руху тепловоза	94
7.8. Розрахунок демпфірування коливань	95
8. Допоміжне устаткування тепловозів	99
8.1. Вибір та обґрунтування допоміжних агрегатів, систем та пристроїв	99
8.2. Паливна система	100
8.3. Масляна система	102
8.4. Водяна система	103

8.5. Охолодні пристрої тепловоза	107
8.6. Тепловий розрахунок охолодних пристроїв	114
8.7. Розрахунок поверхні охолодження водомасляного теплообмінника	116
8.8. Конструкція вентиляторів охолодного пристрою	117
8.9. Розрахунок вентилятора охолодного пристрою	118
8.10. Приводи допоміжного устаткування	121
8.11. Системи автоматичного регулювання температур рідини	132
8.12. Повітроочисники дизеля	136
8.13. Системи охолодження тягових електричних машин і апаратів	141
Бібліографічний список	150

ВСТУП

Дисципліна «Теорія та конструкція локомотивів» є основною дисципліною у вивченні конструкції локомотивів для студентів спеціальності 6.100501 «Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту (Локомотиви)». Цей курс є логічним продовженням дисциплін, які вивчаються раніше: «Загальний курс локомотивів», «Локомотиви магістрального та промислового транспорту» та «Гідравлічні передачі тепловозів».

Друга частина навчального посібника з дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів» є продовженням першої частини «Загальні характеристики та побудова локомотивів» (2006 р.), в якій наведені основні характеристики тягового рухомого складу.

У даному навчальному посібнику подано методики розрахунків основних параметрів локомотивів, їх вузлів і систем.

Навчальний посібник призначено для студентів вищих навчальних закладів залізничного транспорту, він також може бути корисним для фахівців локомотивного господарства.

1. ВИБІР ТА ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЛОКОМОТИВІВ

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. Тому при певних умовах може виявитись більш доцільним застосування кузова капотного типу і для магістральних локомотивів.

Останнім часом на магістральних локомотивах широко застосовуються кузови несучої конструкції з полегшеною рамою. Головна рама локомотива звичайно обирається зварна з профільного прокату.

Тип рами та кузова необхідно обрати після аналізу існуючих конструкцій.

Довжину локомотива по осях автозчепів $L_{\text{л}}$ встановлюють у процесі компанування обладнання на початковій стадії проектування (рис. 1.1):

- для локомотивів потужністю $N_e < 1100$ кВт

$$L_{\text{л}} = N_e (36,72 - 0,015 N_e), \text{ мм}; \quad (1.1)$$

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

$$L_{\text{л}} = N_e (13,6 - 0,0016 N_e), \text{ мм}; \quad (1.2)$$

- для локомотивів потужністю більш за 2900 кВт

$$L_{\text{л}} = N_e (9,52 - 0,00057 N_e), \text{ мм}. \quad (1.3)$$

В загальному випадку довжину локомотива можна визначити за формулою, мм,

$$L = \left(\frac{L}{N_e} \right)_0 * N_e, \quad (1.4)$$

де $\left(\frac{L}{N_e} \right)_0$ – рекомендована довжина, яка припадає на одиницю потужності локомотива, мм/кВт, що приймається за довідковими даними.

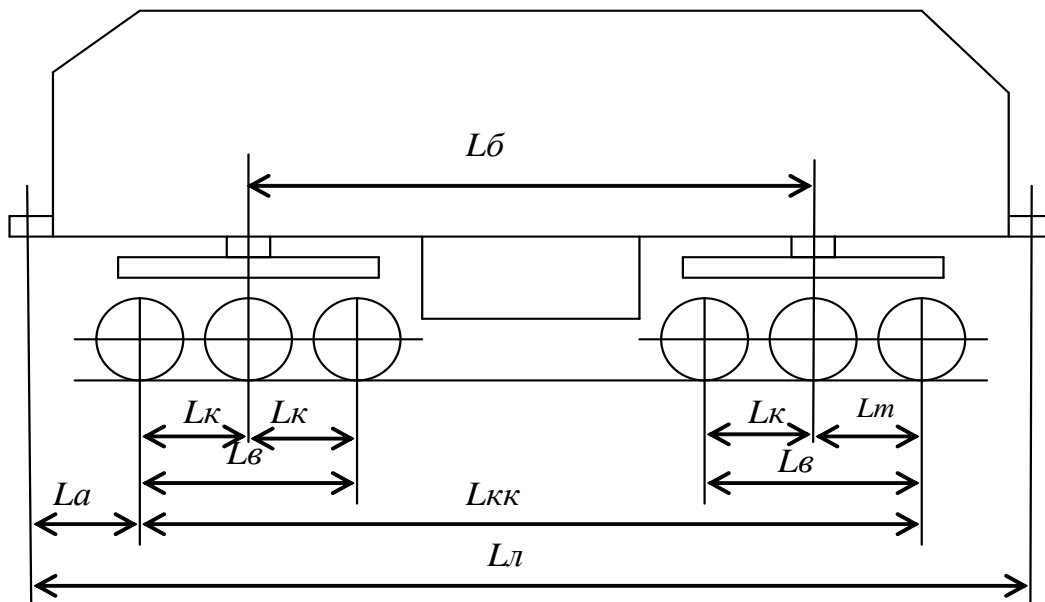


Рис. 1.1. Основні геометричні розміри екіпажної частини локомотива

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).

Мінімальна довжина L_{\min} визначається міцністю шляхових споруд, м,

$$L_{\min} \geq 9,8 m_{\text{сл}} / [g_{\text{к}}], \quad (1.5)$$

де $[g_{\text{к}}]$ - граничне навантаження на одиницю довжини колії;
для локомотивів, що експлуатуються, $[g_{\text{к}}] = 73,5$ кН/м;
для локомотивів, що проектуються, $[g_{\text{к}}] = 88,5$ кН/м;
 $m_{\text{сл}}$ – службова маса локомотива, т.

Службова маса локомотива визначається кількістю матеріалів, які вкладені в конструкцію машини. У візкових локомотивів, які мають всі колісні пари рухомі, службова маса в тоннах дорівнює:

$$m_{\text{сл}} = 0,1 \cdot P_{\text{зч}}. \quad (1.6)$$

Для маневрових локомотивів звичайно службової маси не достатньо для отримання розрахункової зчіпної ваги. В цьому випадку в екіпажній частині передбачають додаткову масу (баласт). Магістральні пасажирські локомотиви, особливо швидкісні, мають службову масу, яка забезпечує дійсну зчіпну вагу, яка більше розрахункової. У таких локомотивів можливо знизити службову масу шляхом зменшення витрати матеріалів при їх виробництві.

База локомотива $L_{\text{б}}$ – відстань між шворнями або геометричними центрами візків однієї секції. Вона визначає умови компанування екіпажної частини знизу та надійність зчеплення локомотива з вагонами. Попередньо база локомотива розраховується за формулою

$$L_{\text{б}} = e L_{\text{л}}, \quad (1.7)$$

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

Таблиця 1.1

Основні показники лінійних розмірів локомотивів

Показники	2ТЕ10В (М)	2М62	ТЕМ2	ТЕП70	ВЛ60К (П)
Довж. лок. $L_{л}$, мм	2×16969	2×17400	16970	21700	20800
База лок. $L_{б}$, мм	8600	8600	8600	13530	11648
Відношення: $L_{л}/N_e$, мм/кВт	7,7	11,8	19,2	7,38	4,5
$L_{л}/m_{сл}$, мм/т	123	145	141,5	168,2	150
$L_{б}/L_{л}$	0,507	0,494	0,507	0,626	0,56
Тип візка	3-вісн.	3-вісн.	3-вісн.	3-вісн.	3-вісн.
Тип підвішування тягового двигуна	Опорно- осьове	Опорно- осьове	Опорно- осьове	Опорно- рамне	Опорно- рамне
Відстань між осями колісних пар, мм	1850	2100	2100	$\frac{2000}{2400}$	2300
База візка $L_{в}$, мм	3700	4200	4200	4300	4600
Тип ресорного підвішування	Індивід.	Індивід.	Збалан- соване	Індивід.	Збалан- соване

Продовження табл. 1.1.

<i>ВЛ80С</i> (Т) (К)	ВЛ11	ЧС2	ЧС7	ЧМЕЗ	ТЕП60	2ТЕ116	ТЕМ7
32840	32840	18920	34040	17220	19250	36300	27500
7500	7500	9000	7900	8660	$\frac{10400}{15000}$	9630	10900
5,33	7,14	5,1	5,53	23,4	8,73	8,07	18,7
178,5	178,5	150,2	197,9	140	151,6	131,5	152,8
0,457	0,457	0,476	0,464	0,503	0,540	0,53	0,396
2-вісн.	2-вісн.	3-вісн.	2-вісн.	3-вісн.	3-вісн.	3-вісн.	3-вісн.
Опорно- осьове	Опорно- осьове	Опорно- рамне	Опорно- рамне	Опорно- осьове	Опорно- осьове	Опорно- осьове	Опорно- осьове
1500	1500	$\frac{2200}{2400}$	3200		$\frac{2200}{2400}$	1850	2100
3000	3000	4600	3200	4000	4600	3700	4200
Індивід.	Індивід.	Індивід.	Індивід.	Індивід.	Збалан- соване	Індивід.	Індивід.

1.2. Вибір типу та бази візка

База візка L_v залежить від розмірів тягового привода, тягових електродвигунів та інших елементів, розташованих на візках. Відстань між суміжними колісними парами у сучасних візків локомотивів дорівнює 1,85-2,3 м. Менші значення належать до візків з груповими приводами, більші – з індивідуальними приводами. Можна 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.

Для нових локомотивів можуть бути обрані візки, вже пристосовані на збудованих локомотивах, якщо ці візки будуть підходити для даного локомотива за своїми параметрами. В інших випадках необхідна розробка нових візків з урахуванням сучасних технічних рішень.

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.

Для вантажних тепловозів, маючих швидкість до 100 км/год, можливо рекомендувати уніфіковані візки, які встановлюють на тепловозах 2М62, 2ТЕ10М та 2ТЕ116.

Для вантажних електровозів постійного або змінного струму можна рекомендувати уніфіковані візки електровозів ВЛ11, ВЛ80 або ВЛ82М.

Ці типи візків забезпечують добрий доступ до тягових двигунів. Вони мають опорно-осьову підвіску, просту конструкцію і порівняно невелику вагу.

Для пасажирських локомотивів з конструкційною швидкістю 140 км/год і більшою треба обрати більш досконалий візок з пружним зв'язком між рамою візка і кузовом та опорно-рамною підвіскою тягового електродвигуна, такі, наприклад, як у тепловозів ТЕП70, ТЕП150 або електровозів ЧС7 та ДС3.

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

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

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 зчипну вагу – кількість рушійних колісних пар. Для однієї секції локомотива число колісних пар $n_{кп}$ може дорівнювати 2, 3, 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:

$$2П = 9,8 m_{сл} / n_{кп} \leq [2П], \quad (1.8)$$

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

Допустиме навантаження $[2П]$ залежить від конструкції і стану верхньої будови колії 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. На реконструйованих ділянках $[2П]$ може досягати 246 кН.

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

Зараз для тягового рухомого складу застосовують чотири типорозміри 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 знижує експлуатаційні і ремонтні витрати.

Необхідний діаметр колеса розраховується за формулою, мм,

$$D_k \geq \frac{2P}{[2p]}, \quad (1.9)$$

де $[2p]$ – допустиме навантаження на 1 мм діаметра колеса, рівне від 0,2 ÷ 0,22 до 0,27 кН/мм.

При виборі діаметра коліс необхідно мати на увазі стандартні розміри коліс для рухомого складу. Бандажі товщиною 75 мм встановлюють на колеса при $D_k=1050$ мм і 90 мм при $D_k=1050$ мм.

Для виключення великих помилок при виборі лінійних розмірів L_d , L_b , L_v їх необхідно порівнювати з показниками сучасних локомотивів (табл. 1.1).

1.4. Основні принципи розміщення обладнання та розваження на локомотивах

Розміщення на локомотивах різнотипного обладнання та механізмів зі складними функціональними зв'язками являє собою багатоваріантне завдання, яким закінчується створення машини, яка б відповідала сучасному технічному рівню. При розміщенні обладнання необхідно забезпечити такі умови:

- рівномірність розподілу навантаження на рейки від рухомих колісних пар;
- мінімальну довжину екіпажної частини, малогабаритність та компактність складальних одиниць;
- зручність монтажу обладнання та можливість його обслуговування;
- простоту робочих зв'язків (приводів, трубопроводів та ін.) силового та допоміжного обладнання;
- можливість використання широкої уніфікації елементів машини та придатності конструкції до великосерійного виробництва;

- високу технологічність конструкції;
- оптимальні умови роботи обслуговуючого персоналу;
- наявність проходів для локомотивної бригади та ін.

На розміщення на локомотиві обладнання, окрім переліченого, впливають також його призначення, умови експлуатації, габаритні розміри, потужність тощо.

Більш конкретно принципи розміщення обладнання викладені в роботах [1-4].

Розваження локомотива визначає в процесі компонування таке взаємне розташування його обладнання, при якому зберігаються функціональні зв'язки та реалізується рівномірний розподіл навантажень від колісних пар на рейки. Зокрема, якщо всі колісні пари локомотива є ведучими, то навантаження має розподілятися між ними рівномірно. У практиці локомотивобудування нерівномірність розподілу навантажень на ведучі колісні пари не повинна перевищувати $\pm 3\%$.

Розваження є задача статична, площинна. Навантаження від усіх елементів локомотива приймають як систему сил, діючих у вертикальній розрахунковій площині симетрії. Розважування виконується звичайно для двох площин: поздовжньої та поперечної.

Розрахунок розваження візкових локомотивів виконується у два етапи: перший – визначення положення центру ваги кузова з обладнанням, другий – визначення точки прикладання навантаження на раму кожного візка.

Вісь моментів звичайно проводять крізь головку переднього автозчепу. При симетричному розташуванні обладнання ця вісь поєднується з поперечною площиною симетрії локомотива.

При розв'язанні використовують два рівняння статички: суми сил та суми моментів цих сил відносно обраної осі. Для виконання розваження викреслюють схему розташування з вказанням положення центрів ваги всіх елементів локомотива відносно осі та складають відомість розваження за такою формою (табл. 1.2).

Відомість розваження локомотива

Найменування елементів	Номер креслення	Маса, кг	Вага, Н	Поздовжній напрямок		Поперечний напрямок		Примітки
				Відстань, м	Момент, Н·м	Відстань, м	Момент, Н·м	

Розв'язання першого етапу виконується за формулою:

$$X_u = \frac{\sum M_i}{\sum N_i}, \quad (1.10)$$

де X_u – координата центру ваги верхньої будови локомотива, м;
 $\sum M_i$ – сумарний момент від сил ваги елементів конструкції та обладнання кузова, Н·м;
 $\sum N_i$ – вага верхньої будови, Н.

Розв'язання другого етапу розважування локомотива можливо, якщо відомі центри пружності ресорного підвішування $X_{ц1}$ та $X_{ц2}$ для першого та другого візків та центри ваги підресорних мас візків.

Заданий розподіл навантажень на рейки від колісних пар забезпечується, якщо рівнодіюча R_1 навантажень від ваги підресорних частин візка N_n та кузова $N_{т1}$ проходить крізь центр пружності ресорного підвішування візка [3]. З цієї умови визначається координата точки $X_{т1}$ прикладення навантажень від кузова.

$$X_{m1} = \frac{R_1 \cdot X_{ц1} - N_n \cdot X_n}{N_{m1}}, \quad (1.11)$$

де X_n – координата центру ваги підресорної частини візка, м.

2. ТЯГОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОКОМОТИВІВ

2.1. Тягова характеристика тепловоза

Тяговою характеристикою тепловоза називається графічна залежність дотичної сили тяги від швидкості руху при заданій потужності силової установки.

Дизельні локомотиви необхідно проектувати так, щоб при русі з розрахунковою швидкістю по підйому з керівним ухилом годинна дотична сила тяги F_K дорівнювала граничному значенню сили тяги зчеплення $F_{зч}$, при якому забезпечується стійке зчеплення коліс із рейками. У цьому випадку розрахункову швидкість називають швидкістю порога V_n .

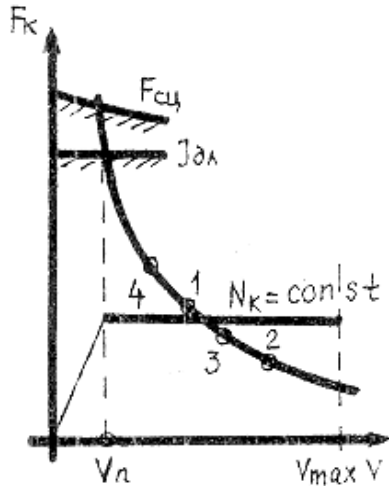


Рис. 2.1. Тягова характеристика тепловоза

Для одержання максимального ККД локомотива доцільно потужність, що відповідає швидкості порога, зберігати постійною при усіх швидкостях руху поїзда. За цієї умови сила тяги F_K у діапазоні швидкостей від V_n до V_{max} буде змінюватися за кривою, що має форму гіперболи (рис. 2.1).

Дотична потужність визначається відповідно як, кВт,

$$N_k = \frac{F_k V}{3,6}, \quad (2.1)$$

тоді силу тяги можна визначити з формули:

$$F_k = \frac{3,6 N_k}{V}, \quad (2.2)$$

де F_K – дотична сила тяги, кН;
 V – швидкість руху, км/год.

Для забезпечення стійкого зчеплення коліс із рейками необхідно, щоб $F_K \leq F_{зч}$, у свою чергу

$$F_{зч} = P_{зч} \psi_K, \quad (2.3)$$

де $P_{зч}$ – зчіпна вага тепловоза;

ψ_K – коефіцієнт зчеплення коліс із рейками.

$$\psi_K = 0,118 + \frac{5}{27,5 + V}. \quad (2.4)$$

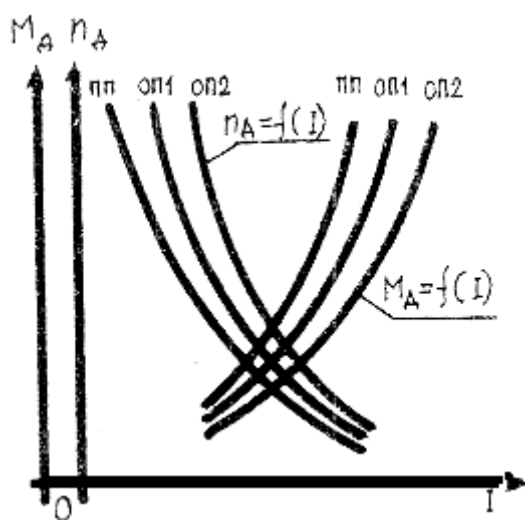


Рис. 2.2. Електромеханічні характеристики ТЕД

Тягова характеристика будується за електротяговими характеристиками колісно-моторного блока, що у свою чергу розраховуються за електромеханічними характеристиками ТЕД $M_\partial = f(I)$ і $n_\partial = f(I)$ (рис. 2.2). Порядок розрахунку електротягових характеристик такий: вибирають тип тягового електродвигуна (ТЕД). Задаючись значенням I_i за графіком $M_\partial = f(I)$, визначають M_∂ і за графіком $n_\partial = f(I)$ визначають n_∂ .

Значення $F_{\partial i}$ і $V_{\partial i}$ визначають з формул:

$$F_K = \frac{2M_\partial I \eta_{зп}}{D_K}, \quad V_\partial = \frac{60\pi D_K n}{1000i}, \quad (2.5)$$

де i – передаточне число тягового редуктора.

$$i = \frac{m_k}{m_\partial} = \frac{Z_k}{Z_\partial}, \quad (2.6)$$

де m_k – число зубців зубчатого колеса;

m_∂ – число зубців шестірні ТЕД.

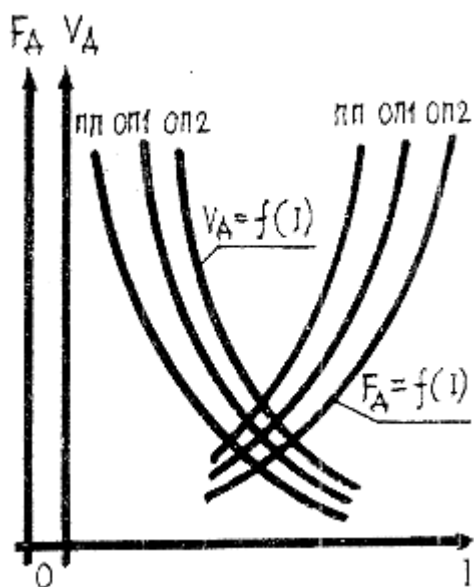


Рис. 2.3. Електротягові характеристики

Враховуючи наявність трьох кривих (ПП, ОП1, ОП2), розраховують значення F_{di} і V_{di} для повного поля (ПП) та послаблених (ОП1, ОП2) і будують електротягові характеристики (рис. 2.3). Потім для кожного значення I визначають F_{ki} шляхом $F_{ki} = F_{di} m$, де m – число ТЕД тепловоза, і будують тягову характеристику тепловоза.

Для отримання $F_{зч} = f(V)$, задаючись значеннями $V = 0, 5, 10, 15 \dots$ км/год, розраховують ψ_k і за формулою (2.3) визначають $F_{зч}$. Після розрахунку знайдені точки наносять на тягову характеристику (рис. 2.1).

2.2. Тягові характеристики електровоза

Відмінною рисою тягових характеристик електровозів (рис. 2.4 і 2.5) від тягової характеристики тепловозів (див. рис. 2.1) є її форма – параболічна, а не гіперболічна.

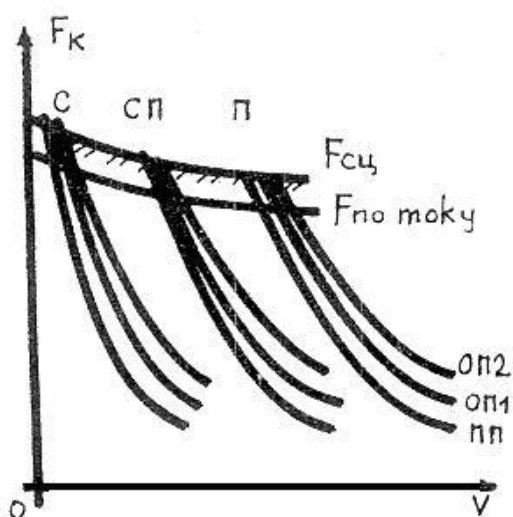


Рис. 2.4. Тягова характеристика ЕРС постійного струму: С – серієсне з'єднання ТЕД; СП – серієсно-паралельне з'єднання ТЕД; П – паралельне з'єднання ТЕД

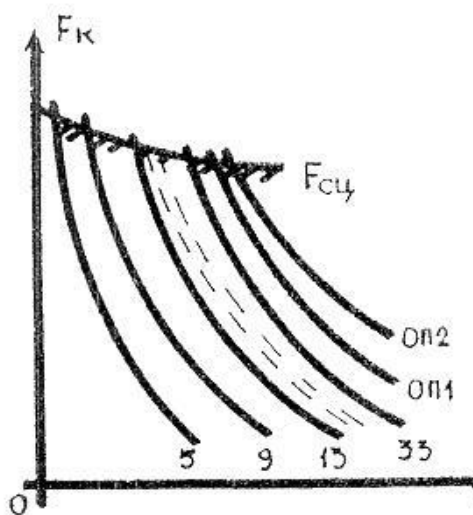


Рис. 2.5. Тягова характеристика ЕРС змінного струму: 5,9 – позиції контролера машиніста

3. СПОСОБИ ОЦІНЮВАННЯ МІЦНОСТІ НЕСУЧИХ ДЕТАЛЕЙ РУХОМОГО СКЛАДУ

Міцність несучих деталей рухомого складу оцінюють порівнянням розрахункової чи експериментально отриманої напруги σ з характеристиками міцності σ_R матеріалу деталі:

$$\sigma \leq \sigma_R / n_R, \quad (3.1)$$

де $n_R > 1$ коефіцієнт запасу міцності.

Під характеристикою міцності для крихких матеріалів (чавуну, загартованої сталі) розуміють тимчасовий опір σ_y (межу міцності), для пластичних (конструкційних сталей) – межу плинності σ_T . Якщо деталь працює в умовах знакозмінної завантаженості, то як σ_R приймають межу витривалості σ_{-1} .

У ряді розрахункових методик праву частину формули (3.1) називають напругою, що допускається, $[\sigma] = \sigma_R / n_R$.

Напруги, що допускаються, для різних матеріалів і розрахункових режимів нормуються, при цьому умова міцності $\sigma \leq [\sigma]$.

Інші методики ґрунтуються на перевірці коефіцієнта запасу міцності, причому вводиться значення цього коефіцієнта, що допускається,

$$N = \sigma_R / \sigma \geq [n]. \quad (3.2)$$

Дійсно, що ці формули дозволяють виконати лише наближену оцінку міцності, що обумовлюється неадекватністю розрахункових схем реальним системам, неврахуванням впливу технологічних особливостей виготовлення деталей на їхній напружений стан, мінливістю характеристик завантаженості і міцності внаслідок старіння і зносу деталі.

Більш доцільно оцінювати міцність за надійністю несучих деталей при раптових і поступових відмовах.

При цьому за раптову відмову приймають перевищення діючої напруги значення σ_T чи σ_B , за поступову відмову –

накопичення пошкоджень від утомленості, що призводять до появи утомних тріщин.

При оцінці міцності несучих деталей локомотивів усі діючі на них сили поділяють на три групи: постійні, або які повільно змінюються, змінні та ударні. До першої групи відносять сили, викликані дією власної ваги деталі, роботою тягових електродвигунів і гальмової системи, а також рухом у кривій або по стрілках на бокову колію. Другу групу складають сили, що виникають при поздовжніх зіткненнях локомотива. Відповідно до цього розподілу прийнято виконувати розрахунки несучих деталей на статичну міцність, опір утомленості та ударні навантаження.

Розрахунок на статичну міцність виконують або за напругами, що допускаються, використовуючи умову міцності $\sigma \leq [\sigma]$, або за коефіцієнтом запасу міцності. Коефіцієнт запасу для крихких деталей $[n_T]$ приймають стосовно межі плинності $[n_T] = 1,4-1,6$.

Для будівельних матеріалів (наприклад, загартованих сталей) при статичному навантаженні необхідно враховувати концентрацію напруг, тобто збільшення їх, яке пов'язане з особливостями навантаження, зміною форми деталі внаслідок ослаблення і технології виготовлення. Діюча напруга в цьому випадку

$$\sigma = \alpha_\sigma \sigma_{\text{ном}}, \quad (3.3)$$

де α_σ – теоретичний коефіцієнт концентрації напруг;

$\sigma_{\text{ном}}$ – нормальна напруга, обчислена у припущенні відсутності концентрацій напруг.

У пластичних матеріалів при статичному навантаженні концентрація напруг мало впливає на міцність, тому її не враховують при визначенні напруг для оцінки міцності.

Умови міцності $\sigma \leq [\sigma]$ і $n_R \geq [n_R]$ записані для одновісного напруженого стану, коли значення напруг $[\sigma]$ легко визначити експериментально.

При складному напруженому стані, коли дві чи всі три напруги відмінні від нуля, знайти напругу $[\sigma]$ практично неможливо внаслідок складності випробувань і великого числа

варіантів сполучень значень головних напруг. Тому вводяться теорії (критерії) міцності, що дозволяють зіставити даний складний напружений стан з одновісним і визначити еквівалентну напругу, при якій в обох випадках коефіцієнти запасу однакові.

Для пластичних матеріалів використовують критерій найбільших дотичних напружень – третю теорію міцності, відповідно до якої передбачається, що граничний стан для досліджуваного напруженого стану настає тоді, коли найбільше дотичне напруження τ_{\max} досягає небезпечного значення $\tau_{\max} = \tau_0$, обумовленого дослідом на просте кручення.

Умова міцності за цією теорією, виражена через головні напруги, записується так: $\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$.

Для розрахунків зручно мати умови міцності, які виражені через напруги, що діють по неголовних площадках. Так, у випадку плоского напруженого стану при позначенні напруг по неголовних площадках σ_x , σ_y , τ_{xy} , умову міцності отримуємо таким чином:

$$\sigma_{\text{екв III}} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \leq [\sigma]. \quad (3.4)$$

У тому випадку, коли $\sigma_y = 0$, $\sigma_x = \sigma$, $\tau_{xy} = \tau$,

$$\sigma_{\text{екв III}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (3.5)$$

Оскільки в третій теорії міцності не враховується вплив середньої напруги σ_2 , значно кращим для пластичних матеріалів є критерій питомої потенційної енергії формозмінення – четверта теорія міцності. Відповідно до неї для плоского напруженого стану після вираження головних напруг через напруги, що діють по неголовних площадках σ_x , σ_y , τ_{xy} , умова міцності

$$\sigma_{\text{екв IV}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + 3\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + 3\tau_{xy}^2} \leq [\sigma]. \quad (3.6)$$

В окремому випадку при $\sigma_y = 0$, $\sigma_x = \sigma$ й $\tau_{xy} = \tau$ одержимо:

$$\sigma_{\text{екв IV}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (3.7)$$

Для матеріалів, що володіють різними опорами розтягання і стиску, доцільно використовувати критерій Мора, відповідно до якого:

$$\sigma_{\text{екв M}} = \sigma_1 - \frac{[\sigma_+]}{[\sigma_-]} \sigma_3 \leq [\sigma_+], \quad (3.8)$$

де $[\sigma_+]$ – напруження, що допускається, при розтяганні;

$[\sigma_-]$ – напруження, що допускається, при стиску.

У розрахунку на опір утомленості несучих елементів рам візків і кузовів критерієм міцності є запас по опору втомленості n_{yc} . У технічних вимогах до проєктованих локомотивів припустиме значення коефіцієнта $n_{yc} = 2$.

При розрахунку на ударні навантаження критерієм оцінки міцності несучих деталей кузова і візків є запас міцності:

$$n_y = \frac{\sigma_T}{\alpha_\sigma \sigma_y + \sigma_{ct}} \geq [n_y]. \quad (3.9)$$

Напруження σ_y при цьому визначають, виходячи з поздовжніх зусиль, виникаючих від удару чи ривка і прикладених по осі автозчеплення. Розрахункові значення цих зусиль P_p для вантажних локомотивів – 2500 кН, пасажирських – 2000 кН. Для деталей візка (рам, опор, шворнів) напруження σ_y визначають за значенням інерційних сил, прикладених до кріплень чи зв'язків окремих вузлів з рамою візка, які відповідають поздовжньому прискоренню не менше 3,0 g.

4. КУЗОВИ ТА РАМИ ЛОКОМОТИВІВ

Конструкції головної рами та кузова визначаються родом служби локомотива, компоюванням устаткування, способом сприйняття та передачі навантаження, виробничо-технологічними умовами виготовлення, поєднуються їх спільним призначенням і залежать один від одного: якщо кузов каркасного типу, то головна рама є несучою; якщо кузов несучий, то головна рама виконує функції лише рами кузова.

Головна несуча рама сприймає та передає вертикальні, горизонтальні поздовжні сили тяги та гальмування, а також інерційні сили на візки та ударно-тягові прилади (автозчепи).

Основними елементами головної несучої рами служать дві поздовжні балки та поперечні кріплення. Якщо ці балки розташовуються поблизу від поздовжньої осі симетрії рами, то вони називаються хребтовими. Конкретне розташування поздовжніх балок і поперечних кріплень зумовлюється компоюванням устаткування локомотива на рамі, способом передачі вертикальних і горизонтальних зусиль на візки та автозчепи. Елементи рами з'єднують між собою зварюванням, іноді клепаанням. Як приклад на рис. 4.1 зображені головні рами електровоза ВЛ80 і тепловоза 2ТЕ10В. У деяких конструкціях рам (головним чином, локомотивів старих типів) застосовуються ще й литі елементи.

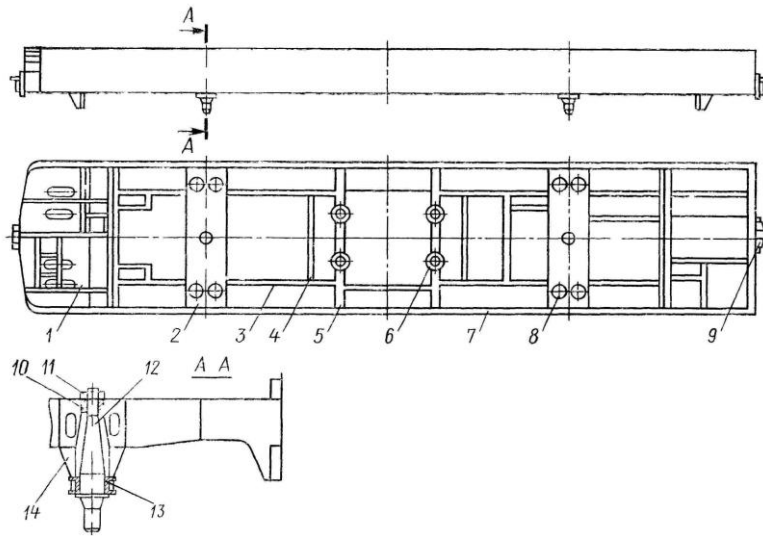
Головна несуча рама служить для розміщення та закріплення устаткування в несучому кузові, закріплення на ній власне кузова та додання йому необхідної жорсткості.

Головні рами можна класифікувати таким чином:

- за способом сприйняття та передачі зусиль: несучі й ненесучі;
- за способом з'єднання елементів: на зварні, клепані, зварно-клепані, зварні з литими елементами, зварно-клепані з литими елементами, клепані з литими елементами, брускові.

Надалі конструкції елементів екіпажної частини будуть розглядатися лише в тій мірі, яка необхідна для підтвердження основних теоретичних положень та фізичних процесів, що протікають під час роботи локомотивів та гарантують безпеку його руху.

а)



б)

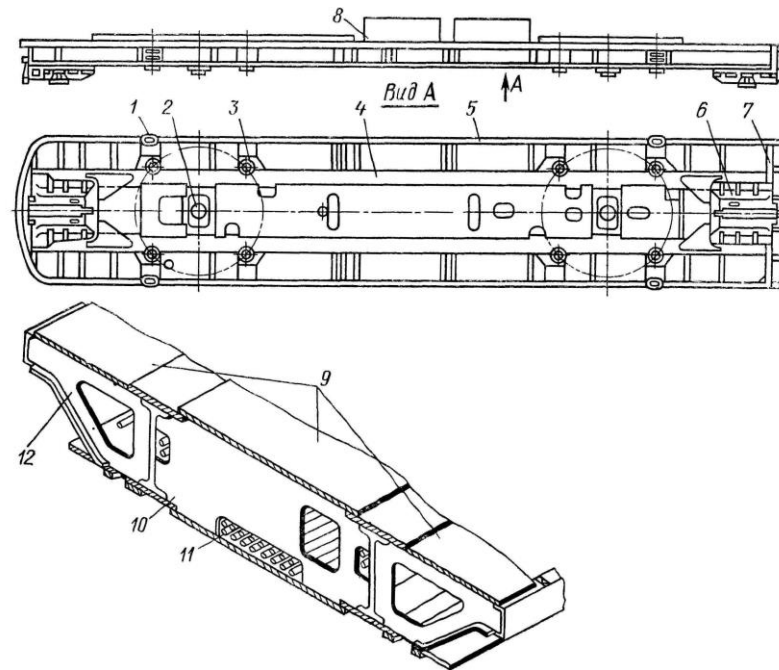


Рис. 4.1. Головні рами локомотивів: а) електровоза ВЛ80: 1 – буферний брус; 2 – шворнева балка; 3 – поздовжній елемент; 4 – поперечний елемент; 5 – балка під трансформатор; 6 – конус; 7 – боковина; 8 – стакан бічної опори; 9 – розетка автозчепу; 10 – втулка; 11 – гайка; 12 – шворінь; 13 – фланець; 14 – захисний кожух; б) тепловоза 2ТЕ10М: 1 – опора для підйому; 2 – шворінь; 3 – кульова опора; 4 – хребтова балка; 5 – обносний пояс; 6 – стяжний ящик; 7 – лобовий лист; 8 – відсіки акумуляторних батарей; 9 – лист; 10 – поперечна перегородка; 11 – кондуїти; 12 – поперечний кронштейн

Конкретні конструкції рам різних локомотивів – електровозів і тепловозів – різноманітні і розглядаються в[1–3].

Кузови класифікуються за такими ознаками:

- за способом зовнішнього огороження устаткування й локомотивної бригади від агресивного впливу атмосферного середовища: закритого (вагонного) та капотного типу;
- за способом сприйняття та передачі зусиль: каркасні (несучі) та ненесучі.

Несучі кузови підрозділяються на такі типи:

- з боковими стінками, виконаними за типом розкісної ферми;
- те ж саме, але за типом безрозкісної ферми з тонкостінними балками;
- оболонкового типу з несучою обшивкою.

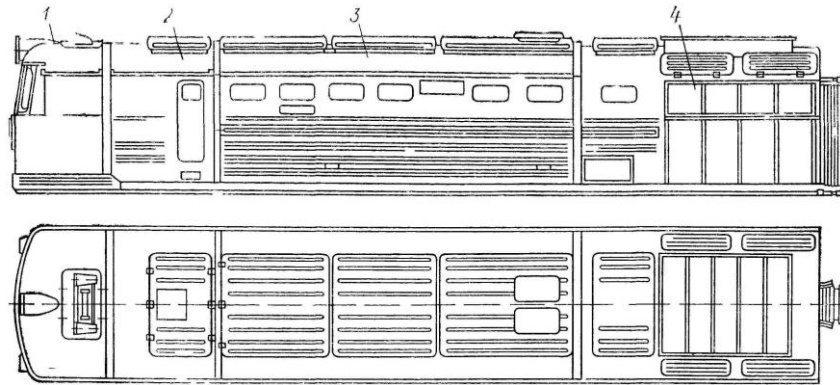
Традиційно склалося так, що вітчизняні магістральні локомотиви мають кузови виключно закритого типу на відміну від багатьох зарубіжних магістральних локомотивів, які мають кузови капотного типу.

Середня частина закритого (вагонного) кузова може зніматися, що забезпечує зручність доступу до устаткування під час ремонту локомотива.

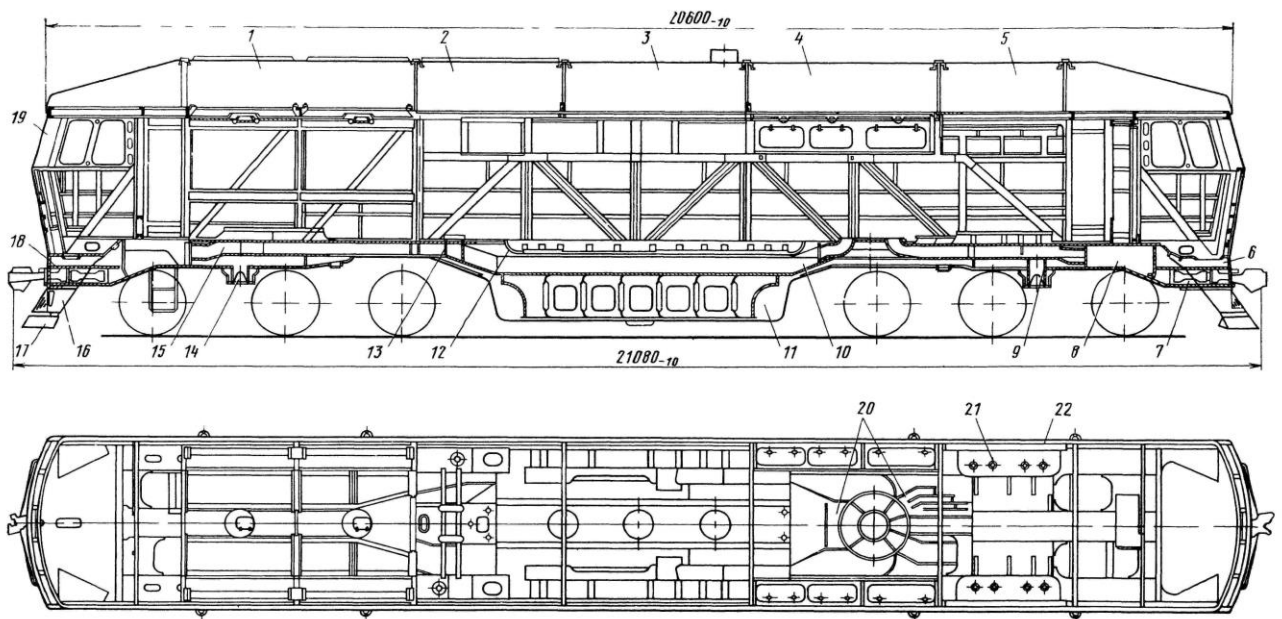
Кабіна машиніста розташована в передній частині кузова і має тільки лобові та бокові вікна, що є достатнім з точки зору ширини сектора огляду при магістральному характері роботи локомотивів.

Вітчизняні маневрові локомотиви, а також маневрові тепловози виробництва Чехії, що експлуатуються на залізницях України, мають кузови виключно капотного типу через те, що порівняно менші розміри капотного кузова в поєднанні з кабіною машиніста, яка має передні, бокові та задні вікна, значно поширюють зону огляду, що дуже важливо при маневрових пересуваннях локомотива. Загальна будова кузовів різних типів показана на рис. 4.2.

а)



б)



в)

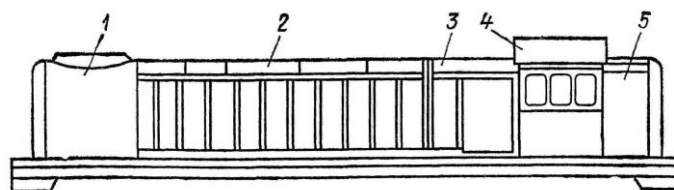


Рис. 4.2. Кузови локомотивів:

- а) тепловоза 2ТЕ10В: 1 – кабіна машиніста; 2 – відсік високовольтних камер; 3 – кузов дизеля; 4 – кузов холодильної камери;
б) тепловоза ТЕМ70; в) тепловоза ТЕМ2: 1 – кузов холодильної камери; 2 – кузов дизеля; 3 – кузов високовольтної камери; 4 – кабіна машиніста; 5 – кузов акумуляторного відсіку

Схеми кузова тепловоза і рами подані на рис. 4.3 і 4.4.

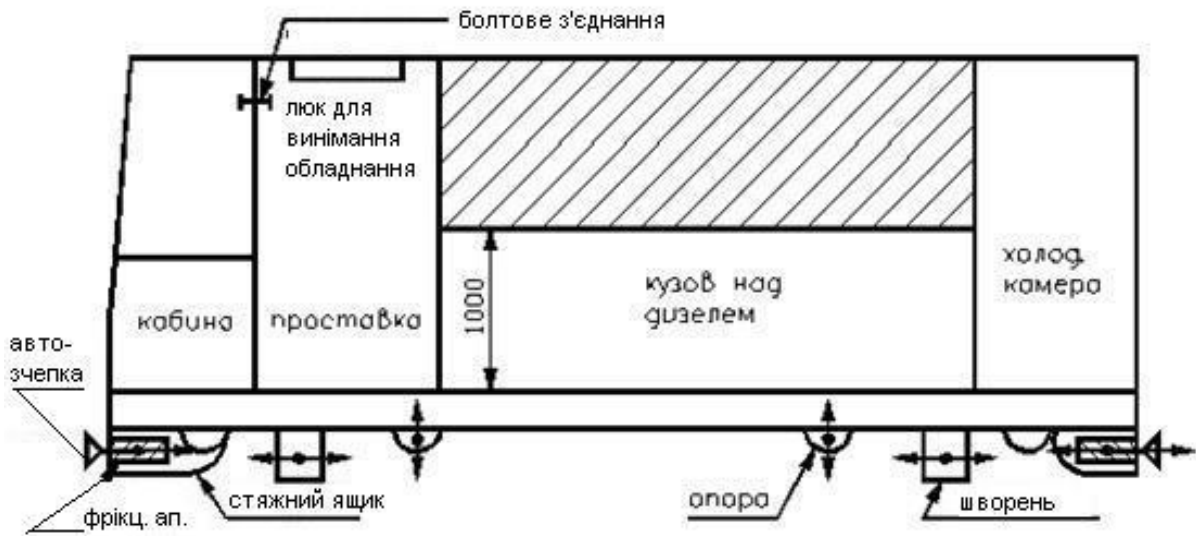


Рис. 4.3. Схема кузова тепловоза 2ТЕ10М

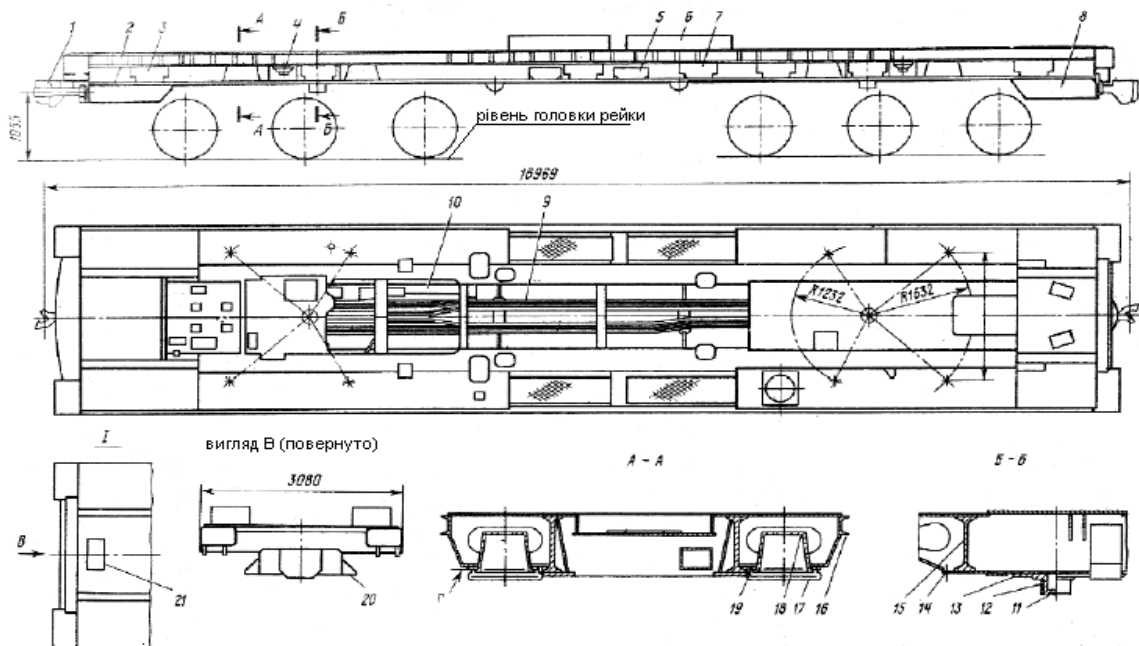


Рис. 4.4. Ескіз рами тепловоза 2ТЕ10М:

1 – ударно - тягові прилади; 2, 3 – баласты; 4 – кронштейн для підйому на домкратах; 5 – кронштейн для кріплення паливного бака; 6 – ящик для акумуляторів; 7 – жолоб; 8 – стяжний ящик; 9 – кондуїти; 10 – канали нагнітальні; 11 – заглушка; 12 – кільце шворня; 13 – шворінь; 14 – смуга посилювальна; 15 – хребтова балка; 16 – швелер обносний; 17 – захисний кожух; 18 – стакан; 19 – кільце опорне; 20 – кронштейн для кріплення колісочисника; 21 – баласт додатковий; I – передня частина рами середньої секції тепловоза

Кузови поділяються на кузов із несучою рамою і цілком несучий кузов. У свою чергу останній може бути розкісним і безрозкісним. Якщо вага погонного метра кузова з несучою рамою складає 1,1-1,25 т, то вага погонного метра несучого кузова – 0,86-1,0 т.

Каркас кузова виготовляється з фасонних профілів, до яких приварені листи обшивки товщиною 1,5 і 2,5 мм.

Ізоляція кабіни машиніста тепловоза 2ТЕ10М

Огородження кабіни складають: зовнішня обшивка; протишумна мастика $\delta = 5-6$ мм; шумоізолювальна панель; алюмінієвий профільний лист $\delta = 0,8$ мм із діаметром отворів 3 мм. Підлога кабіни виготовлена із фанерних листів $\delta = 25$ мм, покритих лінолеумом. Засклення виконане з триплексу $\delta = 6$ мм.

Ізоляція кабіни тепловоза 2ТЕ116

Огородження кабіни складають: зовнішня обшивка $\delta = 2$ мм; протишумна мастика $\delta = 4-6$ мм; склоплита; фанера; мати з капрону; склотканина; алюмінієвий профільний лист із діаметром отворів 3 мм із кроком 4,5 мм. Підлога має таку конструкцію: лінолеум, щит із фанери $\delta = 20$ мм, мінеральна вата $\delta = 50$ мм, фанера $\delta = 3$ мм. Стекла – із триплексу $\delta = 6$ мм.

Схема кабіни тепловоза 2ТЕ116 наведена на рис. 4.5.

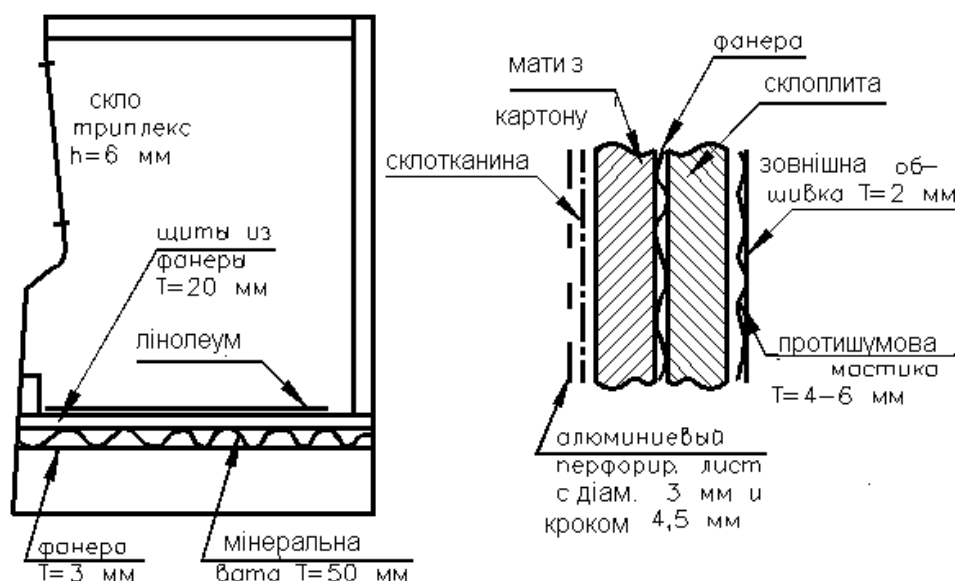


Рис. 4.5. Конструкція кабіни 2ТЕ116

Ізоляція кабіни тепловоза ТЕМ2

Огородження кабіни складають: зовнішня обшивка, протишумна мастика, пакети ізоляції з міпори, деревно-волокниста плита, мати з капронового волокна, алюмінієвий профільний лист. Підлога має: фанерні щити $\delta = 25$ мм; ізолюючу підлогу $= 16$ мм; обшивальний лист із тврдоволокнистої плити. Скло виконано зі сталініту $\delta = 5$ мм.

Рама тепловоза 2ТЕ10М і 2ТЕ116

Основу рами складають дві хребтові балки у вигляді двотаврів № 45, які виготовлені зі сталі Ст3СП. Інші деталі рами, крім відливок, виготовлені зі сталі Ст3КП.

Стяжні ящики відливають із сталі Ст25ЛП. По кінцях до хребтових балок приварюються стяжні ящики, у яких розташовані поглинальний апарат і автозчеп. З боків рами встановлений обносний швелер № 16, що з'єднаний із хребтовими балками кронштейнами з листової сталі. Зверху до кронштейнів приварена площадка, а зверху хребтових балок – настільний верхній лист, а знизу – настільний нижній лист. Товщина цих листів – 20 мм. Між стяжними ящиками до хребтових балок приварені перегородки товщиною 10-12 мм, у середній частині яких є отвори для укладання кондуїтів і повітроводів. До нижнього настільного листа приварений шворневий лист, а до нього - шворінь діаметром 280 мм. На шворінь приварюється втулка зі сталі Ст40. На нижній настільний лист приварені чотири кульові опори, що кріпляться пружним кільцем. Між опорою і листом установлюються регульовальні прокладки. До обносного листа приварені чотири домкратні опори. Конструкція рами повинна витримувати статичне навантаження: у вантажних і маневрових тепловозів у межах 2500 кН, а в пасажирських – 2000 кН. У рамі тепловоза 2ТЕ116 з № 118 встановлено баласт: передній – 1347 кг, середній – 490 кг і задній – 2791 кг.

Основи розрахунку рам та кузовів

Методика розрахунку кузовів, головних рам і рам візків включає декілька послідовних етапів. На кожному з етапів враховують частину властивостей несучої системи. При цьому послідовно уточнюють дані з напруг і деформацій окремих елементів. Необхідність у такому комбінованому розрахунку обумовлена великою складністю просторових конструкцій. Ця складність підвищується внаслідок наявності великих і малих вирізів різноманітної форми, розташованих у різних місцях несучої системи кузова, а також складністю зчленування несучих елементів рам. Поряд зі стрижневою основою (каркасом, фермою) у роботі беруть участь пластини зовнішньої обшивки кузова. Характерною особливістю таких конструкцій є можливість втрати стійкості стрижнів і пластин. Цю обставину враховують у розрахунках введенням редуційних коефіцієнтів при визначенні геометричних характеристик поперечних перерізів.

У процесі проектування, по-перше, проводять розрахунки міцності з оцінкою стійкості окремих елементів і вузлів конструкції. По-друге, виконують розрахунок головної рами кузова в цілому, а також рам візків. Розрахункові схеми, що використовуються при цьому на різних етапах проектування одного й того самого об'єкта, можуть бути різними. Починають, як правило, з простих схем, наприклад, раму або кузов розглядають як плоску балку, а закінчують складними просторовими схемами методу кінцевих елементів (МКЕ).

Розрахунки на міцність у процесі проектування виконують для таких вузлів: кузов, головна рама, шворнева балка чи інший вузол для передачі сили тяги, рама візка, колісна пара, буксовий вузол, ресорне підвішування, тяговий привод, гальмова передача та ін.

Нормативна оцінка несучої здатності екіпажної частини локомотивів виконується за: а) напруженням і коефіцієнтами запасу статичної міцності; б) коефіцієнтами запасу опору втоми; в) коефіцієнтами запасу стійкості.

Розрахункові навантаження і режими навантаження

У розрахунках міцності екіпажної частини локомотивів, відповідно до існуючих норм, враховуються такі навантаження:

- вага локомотива і вага його обладнання;
- інерційні, пружні і дисипативні сили, що виникають під час руху;
- сили від роботи тягових двигунів та інших механізмів на локомотиві;
- сили, пов'язані з тягою локомотива і гальмуванням поїзда;
- аеродинамічні сили;
- сили, що виникають при вписуванні локомотива в криві ділянки колії;
- сили зіткнення;
- сили, прикладені до елементів локомотива при ремонтно-аварійних роботах.

Всі перелічені сили приводять до основних схем їх прикладення: вертикальні, бокові, поздовжні, кососиметричні. Розглянемо їх більш докладно.

Вертикальні сили:

- а) вага екіпажа локомотива (включає силу тяжіння його частин і 2/3 запасу палива та піску);
- б) вага обладнання (включає електричне, механічне та інше устаткування);
- в) вага локомотива (брутто; вага екіпажа і обладнання);
- г) динамічні вертикальні навантаження від коливань екіпажа. При цьому від коливань кузова динамічні добавки до статичного навантаження визначаються множенням ваги кузова, включаючи 1/3 ваги пружин другого ступеня ресорного підвішування, на коефіцієнт вертикальної динаміки цього ступеня. Динамічна сила від коливань рами візка визначається множенням ваги її обресорених частин, включаючи 1/3 ваги пружин обох ступенів підвішування, на коефіцієнт вертикальної динаміки. Якщо відсутні експериментальні дані про коефіцієнт динаміки, то слід приймати його розрахункові значення за формулою

$$K_D = \left(\frac{0,006}{\delta_{CT}} \pm 0,004 \right) \sqrt{V}$$

де знак «-» для елементів кузова;

знак «+» для обресорених частин візка і надресорних балок;

δ_{CT} – загальний статичний прогин ресорного підвішування, м;

V – швидкість руху, м/с;

д) добавка до вертикального навантаження на кузов і візки від дії поздовжньої сили інерції кузова визначається за формулою

$$P_{ik} \frac{h_K}{2L},$$

де P_{ik} – поздовжня сила інерції кузова брутто (див. нижче Поздовжні сили, п. в);

h_K – відстань від центру ваги кузова від площини його опор на візку;

$2L$ – шворнева база кузова.

Бічні сили:

а) відцентрова сила. Визначається окремо для кузова і візків, виходячи з непогашеного прискорення $0,7 \text{ м/с}^2$. Рівнодіюча цієї сили прикладається в центрі ваги;

б) сила тиску вітру. Визначається з розрахунку питомого тиску повітря на бічну проекцію кузова (візка), рівного 500 Н/м^2 . Рівнодіюча сили прикладається до центру площі бічної проекції кузова (візка);

в) поперечні (рамні) сили, що діють при вписуванні екіпажа в криві, визначаються з умови рівноваги екіпажа при русі в круговій кривій з непогашеним прискоренням $0,7 \text{ м/с}^2$. Коефіцієнт тертя між колесом і рейкою приймається рівним $0,25$. Максимальні рамні сили не повинні перевищувати 40% від осьового навантаження локомотива.

Поздовжні сили:

а) поздовжні сили, що діють на кузов локомотива і що враховуються в розрахунках, залежать від типу локомотива і від

режимів навантаження (про режими навантаження мова піде нижче, табл. 4.1). Поздовжні сили, що діють на кузов пасажирського локомотива, приймаються рівними 2-2,5 МН для першого і 550 кН для другого режимів навантаження. Для вантажних, маневрових і вивізних локомотивів ці сили приймаються рівними 2,5-3 МН для першого і 700 кН для другого режимів навантаження. При цьому сили першого режиму навантаження прикладаються по осях автозчепного пристрою (розтягування і стиснення). Сила для другого режиму прикладається до хвостового автозчепного пристрою і врівноважується силами інерції мас локомотива;

Таблиця 4.1

Розрахункові режими навантаження

Розрахункові сили	Розрахункові режими			
	Кузов		Візок	
	I	II	IIIa	IIIb
Вертикальні	A + B + В	A + B + В + + Г + Д	A + B + В + + Г + Д	A + B + В + + Д
Бічні	-	A + Б	A + Б + В	Б
Поздовжні	A + Г	A + В	Б + В	Б + В
Кососиметричні	-	-	+	+

б) сили тяги і гальмування. Ці сили визначаються, виходячи з коефіцієнта зчеплення 0,3. Вони додаються до місць передачі сил тяги між колісними парами та рамами візків, між рамами візків і кузовом, до автозчепного пристрою;

в) сили інерції, що діють на окремі вузли й елементи локомотива. Вони прикладаються в центрах ваги і для другого режиму визначаються за формулою

$$P_{ик} = F_A \frac{m_I}{m_{сл}},$$

де F_A – поздовжнє зусилля від сил тяги чи гальмування для 2-го розрахункового режиму;

m_I – маса I-го елемента локомотива;

$m_{сл}$ – службова маса.

Інерцію оберткових частин візка слід враховувати збільшенням маси візка на 40 %;

г) сили інерції для розрахунку елементів зв'язку кузова з візком визначають, виходячи з прискорення маси візка уздовж осі колії, рівної $3g$.

Кососиметричні сили. Це система взаємно врівноважених відносно діагоналі рами візка або кузова сил. Величину цих сил можна оцінити за формулою

$$PK = \Delta j_{\delta} ,$$

де j_{δ} – жорсткість підвішування (буксового вузла або пружин другого ярусу);

Δ – різниця прогинів. Для двовісних візків рекомендується $\Delta = 5$ мм.

Розрахункові режими навантаження. Вони формуються з перелічених вище навантажень, що діють в експлуатації одночасно. Склад сил, що враховуються при статичних розрахунках для кожного розрахункового режиму, подано в табл. 4.1.

Відповідно до норм наведемо короткий опис розрахункових режимів навантаження:

Режим I – умовний режим безпеки, що враховує можливість виникнення значних поздовжніх сил при маневровій роботі, транспортуванні та аварійних зіткненнях.

Режим II – експлуатаційний режим, який враховує сили, що діють на кузов при розгоні поїзда до конструкційної швидкості, русі на вибігу або гальмуванні з цієї швидкості при проходженні кривої.

Режим II а – експлуатаційний режим, який враховує сили, що діють на візок при розгоні поїзда до конструкційної швидкості або гальмуванні з цієї швидкості при проходженні кривої.

Режим II б – експлуатаційний режим, який враховує сили, що діють на візок при початку руху поїзда з місця і гальмуванні з малої швидкості до зупинки.

Як впливає з табл. 4.1, режими I і II використовуються для розрахунку кузова та головних рам, а режими II а і II б – для розрахунків рам візків.

Розрахунки рам і кузовів на статичне навантаження

Розрахунки міцності конструкцій екіпажної частини локомотивів у даний час в основному виконуються методом кінцевих елементів (МКЕ). Для цього використовують відповідні програмні комплекси від невеликих до досить громіздких.

Завдяки можливостям сучасних програм розрахункові схеми можуть враховувати практично всі конструктивні особливості об'єкта, технологічні особливості його виготовлення і експлуатації, аж до зварних швів, імовірнісні характеристики режимів навантаження тощо. Однак мистецтво інженера-проектувальника передбачає розуміння роботи основних елементів конструкції для активного впливу на процес формування остаточного технічного рішення. Занадто перевантажена подробицями розрахункова схема ускладнює процес розгляду результатів розрахунку.

Будь-який матеріальний опис об'єкта проектування, наділеного структурою, містить чотири види даних:

- топологія (визначає, з яких елементів складається об'єкт і які з них взаємодіють);
- конфігурація (визначає геометричні параметри, що впливають на взаємне розташування елементів);
- розміри (визначає геометричний опис кожного елемента);
- матеріал (визначає характеристики матеріалу кожного елемента).

Ці дані підлягають уточненню в процесі розрахунків. Дані розділені на чотири незалежні групи, тобто можна змінювати, наприклад, конфігурацію, не змінюючи топології, розмірів та матеріалу і т.д. Поняття рівнів незалежності даних відіграє важливу роль у створенні баз даних.

Іншою важливою властивістю такого подання є те, що дані про топологію і матеріали – це дискретні величини, у той час як конфігурація і розмір – безперервні. Ці властивості важливі при розв'язанні задач оптимізації. Для вибору топології і, можливо,

матеріалу потрібно вирішувати завдання структурної оптимізації, а для вибору конфігурації та розмірів – параметричної.

У вихідні дані для розрахунку міцності потрібно включати ці атрибути. Особливо наочно сказане ілюструється даними для стрижневої розрахункової схеми. Кінцевими елементами такої схеми є стрижні, які з'єднуються між собою у вузлах. Топологія конструкції може бути задана вказівкою для кожного елемента номерів вузла початку і кінця стрижня; конфігурація може бути задана зазначенням координат вузлів; розміри – вказівкою характеристик поперечних перерізів стрижнів, а матеріал – вказівкою модуля пружності i , якщо необхідно, коефіцієнта Пуассона.

Для розуміння роботи конструкції, особливо на початковому етапі проектування, звичайно виконуються розрахунки за простими розрахунковими схемами, щоб без зайвих подробиць за короткий термін отримати уявлення про загальну характеристику конструкції. Саме на цьому етапі приймаються рішення про структуру (топологію) об'єкта, тобто про склад і взаємодію основних елементів конструкції.

При розрахунку головної несучої рами тепловоза на першому етапі можна обмежитися навіть плоскою розрахунковою схемою, як це показано на рис. 4.6 з розрахунковою схемою головної рами тепловоза ТЕМ2. На рис. 4.6 стрілками показані зосереджені навантаження, а заштрихованими прямокутниками – розподілені.

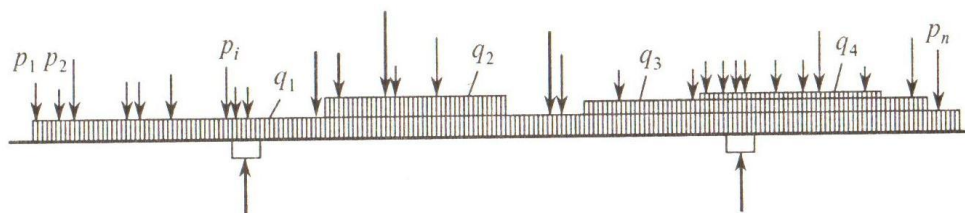


Рис. 4.6. Розрахункова схема головної рами тепловоза ТЕМ2: p_i – зосереджені навантаження від ваги обладнання та реакції опор; q_i – розподілені навантаження від власної ваги рами та обладнання (прямокутники відповідають розподіленим навантаженням інтенсивністю $q_1 \dots q_4$ (власна вага рами, дизель-генератора, холодильної камери, допоміжного обладнання))

Стрижневу просторову розрахункову схему доцільно застосовувати і на першому етапі розрахунку несучого кузова, особливо, якщо конструкцією є ферма, як на тепловоз ТЕП70.

Перевагою стрижневих розрахункових схем є простота. За їх допомогою вдається визначити переміщення у вузлах та зусилля у стрижнях схеми, а потім підрахувати і напруги. Отримані результати дозволяють в цілому оцінити міцність та жорсткість конструкції, використовуючи інтегральні характеристики поперечних перерізів стрижнів (площу і моменти інерції). За допомогою стрижневої розрахункової схеми можна просто варіювати даними, що визначають структуру (топологію), конфігурацію і частково розміри, підбираючи найбільш раціональні.

Недоліками стрижневих розрахункових схем є їх невисока точність при розрахунках таких конструкцій, де несучими елементами є пластини і де поперечні розміри стрижнів того ж порядку, що і їх довжина, а також неможливість детального врахування особливостей напруженого стану через концентрацію напружень у вузлах зчленування конструктивних елементів, у зварювальних швах, у зоні різких змін товщини профілю поперечного перерізу і т.д.

Для виявлення цих особливостей можна виділити і сформулювати для неї більш повну просторову розрахункову схему з об'ємними кінцевими елементами і виконати для неї розрахунок, використовуючи як зовнішні кінематичні і силові умови у вузлах розриву результати, отримані при розрахунку всієї стрижневої схеми.

Більш повну картину напружено-деформованого стану конструкції можна отримати перевірним розрахунком загальної просторової кінцево-елементної моделі. На рис. 4.7 зображена рама візка тепловоза ТЕП70 та її кінцево-елементне подання (9109 вузлів, 10389 кінцевих елементів). Модель, при грамотному її формуванні, дає повне уявлення про механічну роботу всієї конструкції з урахуванням особливостей напружено-деформованого стану в зонах концентрації. Ще більш складне завдання становить створення докладної кінцево-елементної моделі несучого кузова тепловоза. На рис. 4.8 зображена схема основних несучих елементів для половини кузова тепловоза ТЕП70БС. Звичайне елементне подання кузова містить понад 32000 кінцевих елементів і 27880 вузлів.

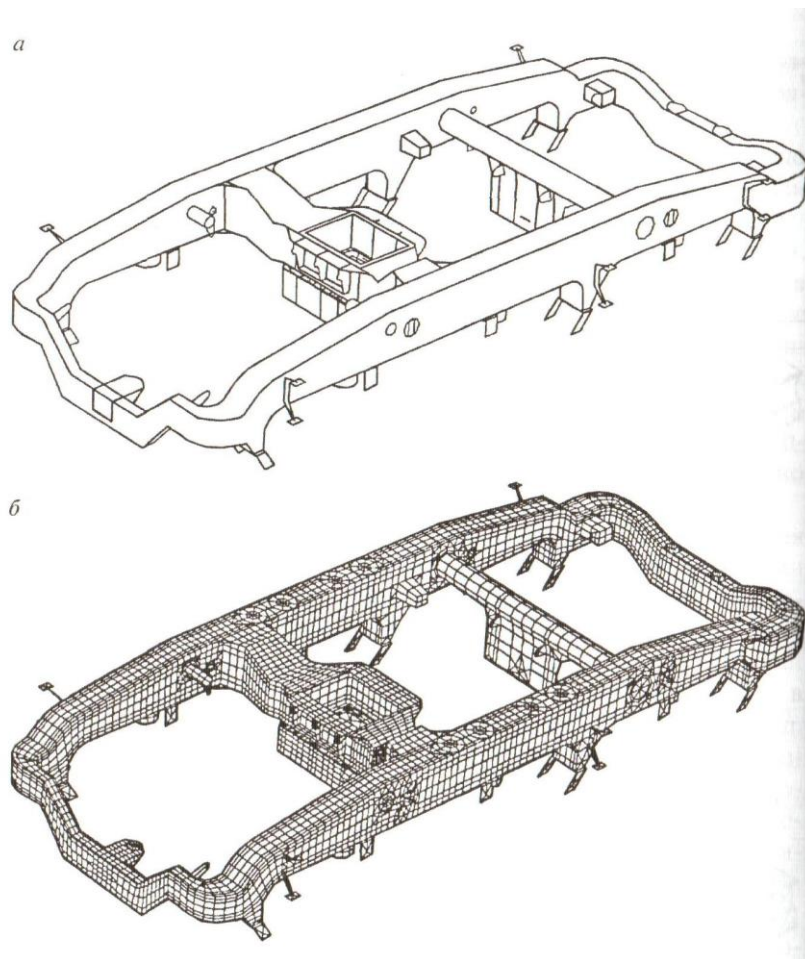


Рис. 4.7. Рама візка тепловоза ТEP70: а) загальний вигляд;
б) кінцеві елементи

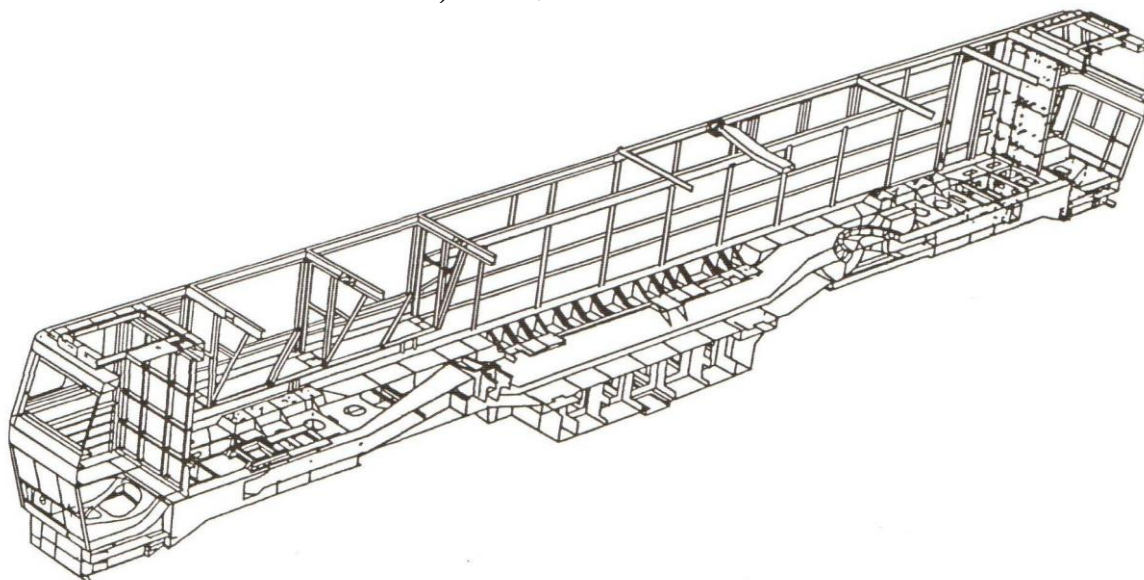


Рис. 4.8. Загальний вигляд основних несучих елементів для
половини кузова тепловоза ТEP70БС

Розглянуті моделі рам і кузовів, крім розрахунку на статичні навантаження, використовуються для оцінки перших найбільш небезпечних власних форм коливань. Відповідно до норм частоти власних коливань кузова не допускаються нижче 8 Гц.

Розрахункам на втому піддаються:

- рами візків, надресорні балки, проміжні рами, корпуси букс;
- хребтові, поздовжні бічні, основні поперечні і шворневі балки, шворні, стягнуті ящики, паливні баки, включені в несучу систему кузова, вузли кріплення підкузовного обладнання;
- траверси, підвіски тягових двигунів, тягових приводів, карданних приводів, корпуси редукторів;
- елементи ресорного підвішування та вузли кріплення гальмового обладнання;
- елементи опор кузова на візки.

Цей перелік може бути доповнений залежно від конструкції екіпажної частини локомотива.

Якщо напруги в деталі не перевищують межу витривалості деталі з урахуванням асиметрії циклу, то відповідно до норм розрахунок можна виконувати без урахування параметрів кривої втоми зразка залежно від наявності даних одним із таких способів:

- розрахунок за відсутності даних про гістограми розподілу амплітуд напруг навантаження;
- розрахунок за наявності даних про гістограми розподілу амплітуд напруг в експлуатації.

Якщо напруги в деталі перевищують межу витривалості деталі з урахуванням асиметрії циклу, то крім обліку розподілу амплітуд напруг в експлуатації при розрахунку потрібно враховувати параметри кривої втоми стандартного зразка.

Розглянемо основні положення розрахунку при відсутності даних про розподіл навантажень в експлуатації.

Втомну міцність елементів кузова, головних рам і рам візків оцінюють за коефіцієнтом запасу n , для обчислення якого використовують таку формулу:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}\sigma_v + \psi\sigma_m} > 2,$$

де σ_{-1} – межа витривалості зразка при симетричному циклі;
 K_{σ} – коефіцієнт, що характеризує зниження межі витривалості деталі по відношенню до межі витривалості зразка;
 ψ – коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу до асиметрії циклу;
 δ_V і σ_m – відповідно амплітуда і середнє значення напружень у циклі навантаження. При багатовісному напруженому стані як δ_V і σ_m приймаються головні напруги.

Амплітуду напруг, якщо немає експериментальних даних, можна визначити через коефіцієнт динаміки $\delta_V = K_D \sigma_m$. Коефіцієнт K_D визначають за результатами експериментальних досліджень. Спосіб експериментальної оцінки δ_V регламентується нормами. Середні напруги в циклі σ_m визначають як суму напружень від статичних навантажень (вага) і квазістатичних (сили тяги і гальмування, сили, що діють при русі в кривій). Для елементів, що працюють на розтяг ($\sigma_m > 0$), рекомендують приймати $\psi = 0,3$. Для волокон, що працюють на стиск ($\sigma_m < 0$), коефіцієнт $\psi = 0$. Коефіцієнт зниження межі витривалості K_{σ} знаходять за формулою

$$K_{\sigma} = \frac{K_1 K_2}{\gamma m} \beta_K,$$

де K_1 – коефіцієнт, що враховує неоднорідність матеріалу (для кованиого, прокатного і штампованого металу $K_1 = 1,1$, для литого $K_1 = 1,2-1,3$);
 K_2 – коефіцієнт, що враховує внутрішні напруги (при збільшенні поперечних розмірів деталей від 250 до 1000 мм K_2 змінюється лінійно від 1,0 до 1,2);
 γ – коефіцієнт, що враховує вплив абсолютних розмірів деталі, для його визначення можна користуватися графіком (рис. 4.9);
 m – коефіцієнт, що враховує стан поверхні деталі (для полірованої поверхні $m = 1$, для чистової обробки на верстаті $m = 0,9$, для грубої обробки $m = 0,8-0,85$, для сталевого литва після піскоструминної обробки $m = 0,8-0,75$, для поверхні з окалиною $m = 0,8-0,65$);
 β_K – ефективний коефіцієнт концентрації напружень. Його значення визначаються геометрією вузлів конструкції і знаходяться в межах 1,0-3,0.

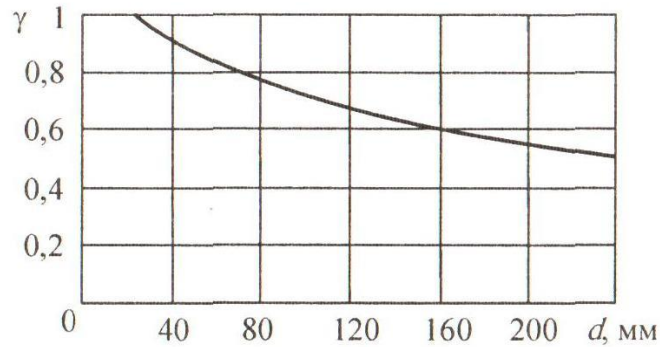


Рис. 4.9. Залежність коефіцієнта γ (при згині) від розміру поперечного перерізу d

У нормах наведені орієнтовні значення β_K для деяких типових вузлів зварних з'єднань, що застосовуються в локомотивобудуванні з маловуглецевої сталі типу СТЗ. В інших випадках слід користуватися довідковою літературою з машинобудування.

Коли в розпорядженні розраховувачів є гістограми розподілу напруг, що визначають навантаження деталі в експлуатації, оцінку опору втомі виконують не за допомогою коефіцієнта запасу, а за умовою

$$\sigma_a < \sigma rD ,$$

де σ_a – найбільше значення амплітуди динамічних напружень, взяте з гістограми розподілу напруг;

σrD – межа витривалості деталі з урахуванням асиметрії циклу.

Методика визначення σrD викладена в нормах. Там же наведено методику оцінки довговічності, коли напруги в деталі перевищують межу витривалості матеріалу деталі з урахуванням асиметрії циклу. При цьому використовуються параметри кривої втомі стандартного зразка і гістограма розподілу амплітуд напруг за призначений термін служби деталі.

5. ВІЗКИ ЛОКОМОТИВІВ

5.1. Класифікація візків локомотивів

Характеристики візків тепловозів 2ТЕ116, 2ТЕ10М і ТЕМ2 наведені в табл. 5.1.

Характеристики і матеріал ресорного підвішування тепловозів 2ТЕ116, 2ТЕ10М і ТЕМ2 подані в табл. 5.2.

Таблиця 5.1

Характеристики і матеріал деталей візка

Деталь	2ТЕ116 (2ТЕ10В)	ТЕМ2
1	2	3
1. Тип візка	Зварювально-литий, тривісний, з індивідуальним, одноступінчатим ресорним підвішуванням, опорно-осьовим підвішуванням ТЕД (ООП), безщелепний	Зварювально-литий, тривісний, із збалансованим, одноступінчатим ресорним підвішуванням, з ООП ТЕД, щелепний
2. Литі деталі. Матеріал: 15Л–Ш або 20Л–Ш	Кронштейни повідків, шворнева балка. Кронштейни ТЕД	Букси щелепні, шворнева балка, кронштейни ТЕД (25Л–ІІ)
3. Зварні деталі: сталь М16С, Ст3	Боковини і кінцеві балки	Боковини і кінцеві балки
4. Наличники: Ст60Г, НРС30-39	-	Широкі і вузькі
5. Опорно - повертальні пристрої	Ролики – якісна сталь (НРС54-60). Гніздо опори – Ст45. Корпус опори відлитий із Ст35Л1 або 35ЛК1. Накладки Ст65Г. Опорні плити Ст12Х2Н4А або 20Х2Н4А. Їхня поверхня цементується і загартовується на глибину 1,3-1,6 мм. Ролики – 40Х, загартовуються ТВЧ глибиною 1,3-1,5 мм до твердості НРС 54. Опорні поверхні мають кут нахилу 2°	Опорна плита –Ст20. Гніздо – Ст45, має армування сплавом ЦАМ або БРОСЦ 4-4-17. Опорна плита цементована на глибину 1,5-2,5 мм

Продовження табл. 5.1

1	2	3
6. Противідносний пристрій (шворневий вузол)	Повзун, до п'яти поверхонь якого приварені планки зі Ст60ГС, із наступною термообробкою. Такі ж планки приварені до внутрішніх поверхонь, перпендикулярних до поздовжньої осі візка і до днища. Повзун встановлений у гніздо із зазором 0,14-1,42 мм	-

Таблиця 5.2

Характеристики і матеріал ресорного підвішування

Деталі	Тепловоз 2ТЕ116 (2ТЕ10М)	Тепловоз ТЕМ2
1	2	3
1. Пружини:	Зовнішня	
Н _{св} , мм	359	235
f _{ст} , мм	101	45
Ж, Н/мм	345	1070
Матеріал	Ст55С2, 60С2, 60С2А	Ст55С2, 60С2, 60С2А
d прутка, мм	зовнішня середня внутрішня 36 23 16	
HRC	40-47	
навантаження, що сприймається:		
у відсотках	65 23 12	
у кілоньютонах	40 15 8	
2. Листова ресора:		
стріла прогину, мм		45
f _{ст} , мм		44+3,5
Ж, Н/мм		1850
Число листів:		
корінних		2
набірних		6
матеріал		Ст55С2 або 60С2
3. Фрикційний гасник коливань:		
пара тертя	Сталь + металокераміка	
коефіцієнт тертя	0,4	
сила тертя	5 % підресорної ваги 4,65-5 кН (0,465-0,52 тс)	

Особливості конструкції візка тепловоза 2ТЕ116 (2ТЕ10М)

Рама зварно-лита, боковини і поперечні балки коробчастого перерізу. Після виготовлення боковини і балки піддаються відпалу.

На верхню плиту опорно-повертального пристрою (ОПП) встановлено сім пружних гумометалевих елементів (ГМЕ), що гасять високочастотні коливання і створюють момент тертя, який зменшує виляння візка. Вертикальна жорсткість комплекту – 5500 Н/мм, а горизонтальна – 200 Н/мм. Комплекти одного візка не повинні відрізнятись по висоті більш ніж на 1 мм. Вони забезпечують віднесення кузова в межах 45 мм. Пружне упирання кузова на ГМЕ створює додатковий прогин ресорного підвішування до 20 мм. При повороті візка відносно кузова ролики накочують на похилі площини опор, при цьому виникають горизонтальні сили, що створюють момент, який сприяє поверненню візка у вихідне положення. Хід роликової опори складає $h - 40$ мм.

Повзун шворневого вузла може переміщатися в гнізді в поперечному напрямку на 40 мм і стискувати пружину з $J = 40 \cdot 10^5$ Н/м (4000 Н/мм). При уписуванні в криву шворінь вільно переміщається на відстань 20 мм (сила, що повертає, виникає тільки за рахунок поперечного зміщення комплектів), а при подальшому переміщенні до неї додається зусилля пружини (при стиску пружини на 20 мм створюється зусилля 80 кН). Така конструкція ОПП, шворневого вузла і пружних зв'язків візка з буксами зменшує рамні тиски на рейку. Динамічні випробування тепловоза показали, що максимальний коефіцієнт горизонтальної динаміки складає 0,26 (за умови стійкості поперечному зрушенню рейко-шпальної решітки на щебеневому баласті він не має перевищувати 0,4). Найбільший коефіцієнт вертикальної динаміки складає 0,3, а допускається не більш 0,4. Ці якості дозволяють збільшити швидкість руху тепловоза по стрілочних переводах. Однобічне розташування ТЕД у візку підвищує використання зчіпної ваги на 10-12 %.

Візок показаний на рис. 5.1.

Передача вертикальних навантажень відбувається за схемою: опорно-повертальний пристрій (ОПП), рама візка,

пружина, крило букси, шийка колісної пари. Передача горизонтальних навантажень (сили тяги): колісна пара, поводок, рама візка, шворневий вузол.

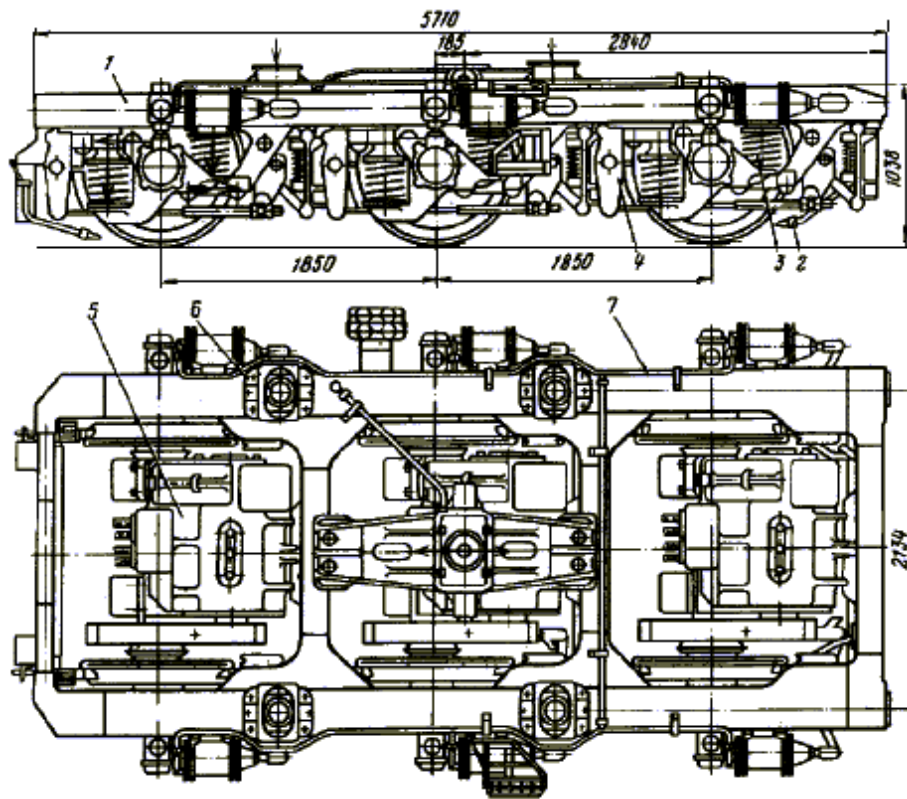


Рис. 5.1. Візок тепловоза 2ТЕ116:

- 1 – рама візка; 2 – пісковий трубопровід; 3 – ресорне підвішування;
- 4 – важільна передача гальма; 5 – колісно-моторний блок;
- 6 – опорно-повертальний пристрій; 7 – гальмовий повітропровід

Особливості конструкції візка тепловоза ТЕМ2

Щелепні буксові вузли мають підкладки зі сталі Ст3 і лиштви зі сталі Ст60Г. Лиштви після термообробки повинні мати твердість НВ 285-363. Підкладки до щелеп і бічні лиштви до підкладок прикріплюють електрозаклепками, а лобові накладки – електрозаклепками і зварюванням переривчастим швом по контуру лиштви. Буксові струнки виготовляють із Ст3 і кріплять до щелеп двома болтами. Кузов передає свою масу на візок за допомогою чотирьох опор ковзання, які розташовані на окружності діаметром 2730 мм. У литому корпусі (Ст25Л1) знаходиться опорна плита (Ст20) і опорне гніздо (Ст45),

зовнішню робочу поверхню якого армують сплавом ЦАМ 9-1 або бронзою БрОЦС 4-4-17. Робочу поверхню опорної плити цементують і гартують. Глибина цементованого шару 1,5-2 мм, твердість HRC55-60.

5.2. Рами візків локомотивів

Рама візка призначена для розміщення колісних пар, ресорного підвішування, установки елементів передачі з тяговими приводами і гальмового обладнання. Підтримуючи кузов, рама візка передає його вагу за допомогою ресорного підвішування буксам колісних пар. Сила тяги, що розвивається кожною колісною парою, передається через раму на кузов і автозчеплення. Всі ці функції обумовлюють конструктивний тип рами візка і форму її складових елементів.

Основу рами утворюють дві боковини, жорстко зв'язані поперечними балками. Для установлення обладнання і розміщення колісних пар рама має кронштейни, додаткові поздовжні балки і для візків деяких типів – щелепи. Рами зчленованих візків електровозів обладнані автозчепленням і вузлами міжвізкових зчленувань.

Щелепні рами широко застосовуються на візках маневрових і вантажних локомотивів. Рама візка тепловоза 2ТЕ10В належить до цього типу (рис. 5.2). На рамі встановлюють тягові електродвигуни із зубчатою тяговою передачею, чотири бічні опори і ресорне підвішування. Вона сформована з двох боковин 2, двох середніх поперечних балок 3, сполучених шворневою балкою 4, двох кінцевих балок 5 і литих буксових щелеп 8 і 12.

Боковина коробчастого типу зварена із сталевих листів: двох вертикальних завтовшки 10 мм, верхнього і нижнього – 14 мм. Верхній лист у місцях сполучення з середніми поперечними балками був розширений для зручності встановлення бічних опор. У боковину уварені буксові щелепи, що скріплені внизу струнками 7. На площині щелеп, прилеглих до букс, прикріплені електрозаклепками наличники 9.

Середні поперечні балки коробчастого типу зварені з листів завтовшки 8 мм і сполучені з боковинами стиковими швами. Кінцеві частини нижніх листів подовжені і утворюють верхні

опори 1 для пружин ресорного підвішування. Знизу до балок приварені литі кронштейни 10 для навішування тягових електродвигунів. Зверху на середні кріплення укладена шворнева балка, зварена із сталевих листів завтовшки 10 мм. У середню її частину уварений підп'ятник 13 із змінною термообробленою втулкою 14, виготовленою із сталі 50 (ГОСТ 1050 - 74).

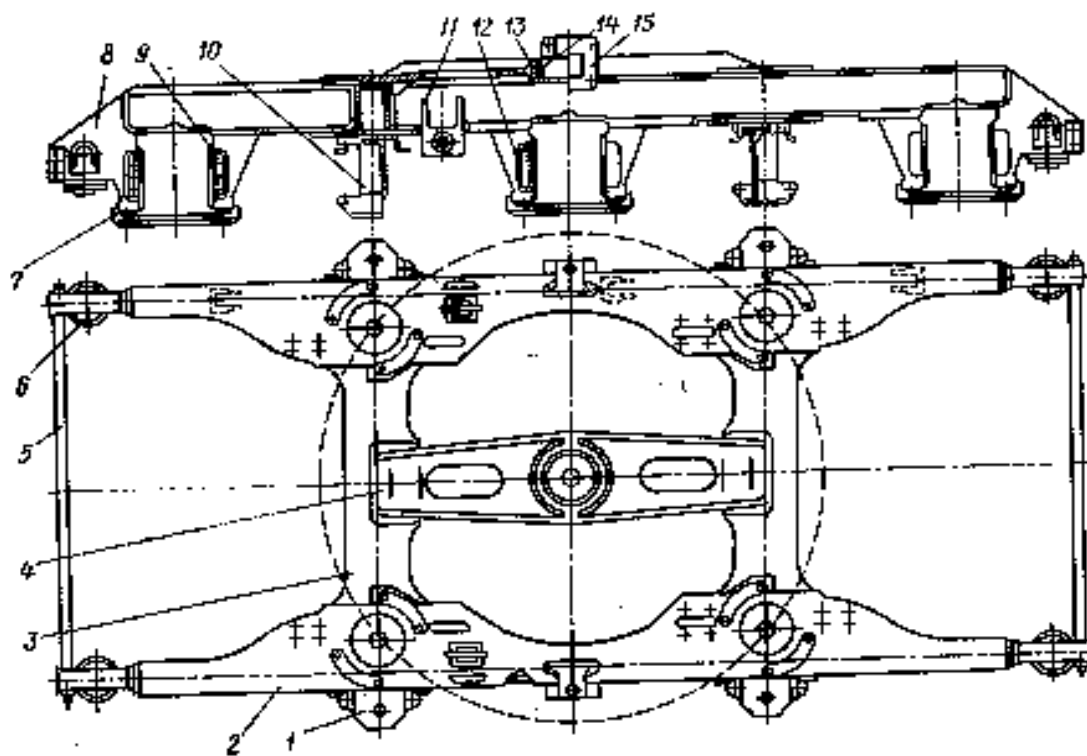


Рисунок 5.2 – Рама візка тепловоза 2ТЕ10В:

1 – опора пружини підвішування; 2 – боковина; 3 – поперечна балка; 4 – шворнева балка; 5 – кінцева балка; 6 – підкладка; 7 – струнка; 8 – кінцева щелепа; 9 – наличник; 10 – кронштейн підвіски тягового електродвигуна; 11 – кронштейн гальмового важеля; 12 – проміжна щелепа; 13 – підп'ятник; 14 – втулка; 15 – кронштейн гальмового циліндра

Кінцеві балки виконані зі швелера № 22. До торців кінцевих балок приварені планки, за допомогою яких їх закріплюють до боковин: з боку автозчеплення кузова – призонними болтами, з протилежного – зварними швами. Листи балок і боковин рами виготовлені з мартенівської сталі СтЗкп (ГОСТ 380-71), а литі деталі – з відливання (20Л1П ГОСТ 977-75).

Безщелепні рами візків широко застосовують майже на всіх нових локомотивах: тепловозах ТЕП60, ТЕ109, 2ТЕ116, ТЕМ5; електровозах ВЛ60, ВЛ80.

Конструкція рами візка тепловоза ТЕП60 (рис. 5.3) дозволяє встановлювати дві центральні маятникові опори, що створюють поперечний пружний зв'язок кузова з візком, другий ярус ресорного підвішування і три колісні пари з повідковими буксами. Рама складається з двох боковин 1, двох міжрамних кріплень, що виконують роль шворневих балок 9, та двох кінцевих балок 10.

Боковина рами зварена з двох коритоподібних елементів, кожний з яких утворений по довжині трьома штампованими листами із сталі 20 (ГОСТ 1050-74) завтовшки 10 мм. До коритоподібних елементів до їхнього з'єднання в боковину приварюються половинки стояків 5, відлитих із сталі 20ЛП (ГОСТ 977-75). Після зварювання боковини до стояків приварюють литі скоби 6 з трапецієподібними пазами для кріплення повідків букс. Зовні боковин встановлені кронштейни 4 бічних опор кузова.

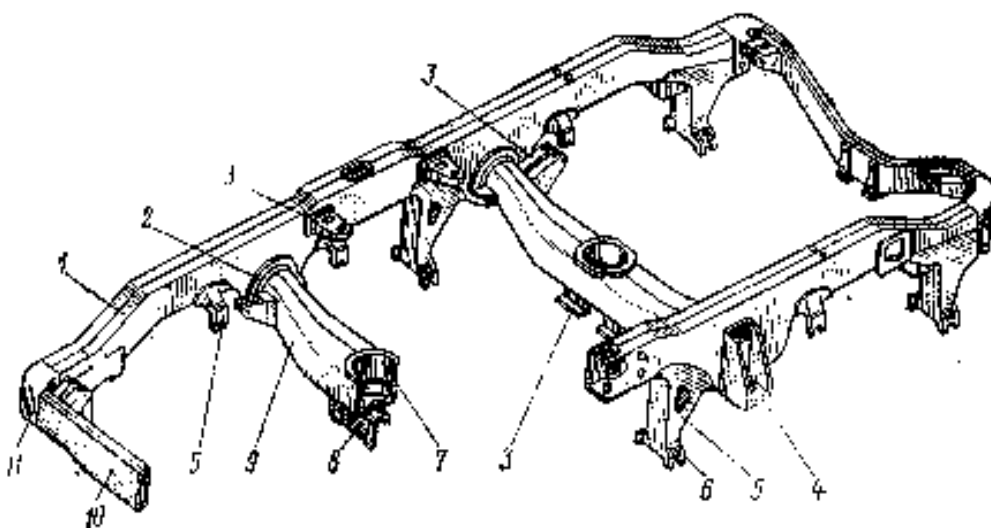


Рис. 5.3. Рама візка тепловоза ТЕП60:

- 1 – боковина; 2 – фланець; 3 – кронштейн гальмової підвіски;
- 4 – кронштейн бічної опори; 5 – стійка самшитового повідка;
- 6 – скоба стояка; 7 – стакан центральної опори; 8 – кронштейн підвіски тягового електродвигуна; 9 – шворнева балка;
- 10 – кінцева балка; 11 – кутик

Шворневі балки, що зв'язують дві боковини, мають зігнуту коробчасту форму і закінчуються циліндровими цапфами діаметром 256 мм. Ці цапфи проходять через отвори боковин і приварені до них із зовнішнього боку швом торця, з внутрішнього – через спеціальний фланець 2. В середині балок уварені литі сталеві стакани 7 для погумованих центральних опор кузова. Ослаблений вирізом під стакан переріз балки посилений листом завтовшки 13 мм, привареним до нижньої полиці перерізу, і листом завтовшки 10 мм, привареним до бічних стін. Знизу до шворневих балок приварені сталеві литі кронштейни 8 для підвішування тягових електродвигунів, а збоку – кронштейни 3 передачі важеля гальма.

Кінцеві балки утворені з двох штампованих ножовподібних листів завтовшки 10 мм, сполучених двома поздовжніми зварними швами по горизонтальних полицях. Сполучення кінцевих балок з боковинами здійснено за допомогою сталевих литих кутиків 11. Кінцева балка, звернута до автозчеплення кузова, зігнута в середній частині для зручності демонтажу фрикційного апарату автозчеплення, а балка, розташована з протилежного боку, пряма.

Рама візка електровоза ВЛ80К (рис. 5.4) належить до типу безщелепних. Вона складається з двох боковин 9, шворневого бруса 8 і двох кінцевих балок 10.

Боковина зварена з чотирьох сталевих листів (двох горизонтальних завтовшки 14 мм і двох вертикальних завтовшки 12 мм), створюючих коробчастий змінний по довжині перетин. В середній частині висота перетину боковини більше на 210 мм, ніж по кінцях. Така форма боковини обумовлена тим, що на її середину прикладено зосереджене навантаження від кузова. Зверху на боковини встановлені накладки 7 опор, знизу приварені чотири малі 2 і чотири великі кронштейни 1 під стояки ресорного підвішування і повідки букс, а зовні зварні кронштейни 5 для гідравлічних гасителів коливань центрального рівня підвішування.

Шворневий брус порожнистий, литий. Знизу до нього приварена коробка кульового зв'язку з двома циліндрами для пружин протівідносного пристрою і чотирма кронштейнами 4 для підвіски тягових двигунів. Шворневий брус закінчується

циліндровими цапфами, які вставляються в отвори боковин і приварюються до них.

Кінцеві балки рами візка ВЛ80К коробчасті, виконані з чотирьох листів 12-14 мм кожна. Вони сполучаються з боковинами за допомогою кутиків 12 і несуть на собі кронштейни 3 гальмової передачі візка і накладку 11 під ролик протирозвантажувального пристрою екіпажу.

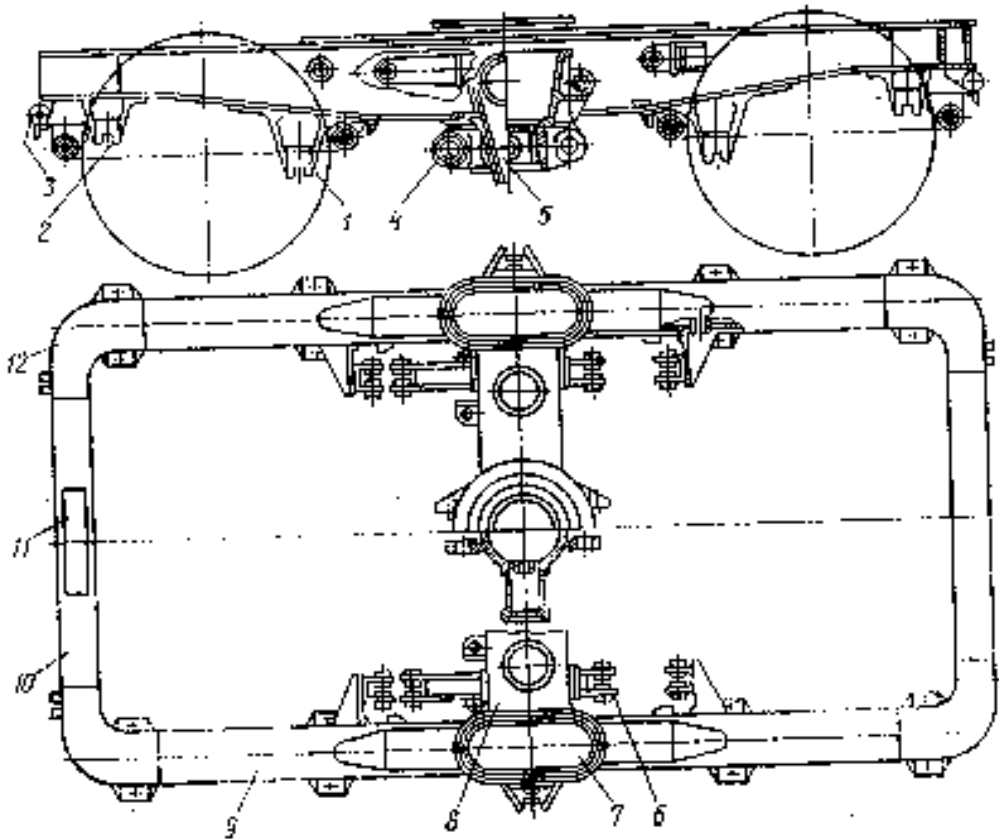


Рис. 5.4. Рама візка електровоза ВЛ80К:

- 1 – великий кронштейн; 2 – малий кронштейн; 3, 6 – кронштейн гальмової передачі; 4 – кронштейн підвіски тягового електродвигуна; 5 – кронштейн гасителя коливань; 7 – накладка бічної опори; 8 – шворневий брус; 9 – боковина; 10 – кінцева балка; 11 – накладка протирозвантажувального пристрою; 12 – кутики

Розрахунок рам візків. При їхньому проектуванні, так само як і при проектуванні кузовів, використовують розрахункові навантаження, які передбачаються технічними вимогами. Це такі навантаження:

I – вертикальні навантаження від ваги кузова, устаткування і рами візка при: а) спиранні кузова на візки; б) спиранні візка на домкрати при викочуванні колісних пар; в) аварійному підйомі локомотива за автозчеплення;

II – тягові навантаження: а) при русі з місця; б) при русі з конструкційною швидкістю;

III – навантаження при русі локомотива в кривій. Для розрахунку вважають, що радіус кривої $R = 600$ м, швидкість руху $v = 100$ км/год. Крім того, вважають, що одночасно діє сила, викликана тиском (500 Па) вітру на бічну поверхню кузова, звернуту до центру кривизни. Для визначення реакції в самшитовому підвішуванні приймають непогашене прискорення рівним $0,7$ м/с²;

IV – навантаження при гальмуванні, які обумовлені силами інерції мас надресорної будови локомотива і силами, що виникають в місцях кріплення гальмового устаткування до рами. При оцінці сил інерції візка ураховують масу підресореної частини візка і наведену масу колісних пар. Розрахункове значення останньої одержують множенням її на коефіцієнт 1,25, ураховуючий інерцію обертання колісних пар;

V – динамічні навантаження, що виникають при русі локомотива. Для рам візків характерний асиметричний цикл навантаження з нестаціонарною амплітудою напруг. Амплітуду оцінюють за формулою

$$\sigma_v = K_g \sigma_{CT},$$

де σ_{CT} – напруга від вертикального навантаження. Для визначення коефіцієнта динаміки в цьому випадку ЦНДІ МШС рекомендує користуватися емпіричною формулою:

$$K_d = 600A + 16\sqrt{A}, \quad (5.1)$$

де $A = \sqrt{V / 9,8\sigma_m \Delta_{CT.H}}$;

V – швидкість руху, км/год;

σ_m – середня напруга циклу, МПа;

$\Delta_{ст.н}$ – статичне прогинання нижнього (буксового) рівня ресорного підвішування, мм.

Величину середньої напруги циклу визначають з урахуванням статичних напруг від вертикальних навантажень, тягових (або гальмових) зусиль і при русі в кривій;

VI – навантаження, що виникають при зіткненні локомотивів, аналогічні навантаженням 5.

Перелічені навантаження покладені в основу при формуванні розрахункових режимів. Для розрахунків статичної міцності застосовують такі режими навантаження:

- рух локомотива з місця (навантаження Ia, IIa);
- рух по кривих у тяговому режимі (навантаження Ia, IIб, III, V);
- гальмування в кривій (навантаження 1a, III, IV, V);
- ремонтно-аварійний (навантаження 1б, 1в).

Для перших трьох режимів приймають допустимі напруги, рівні $0,55\sigma_T$, а для останнього — $0,9\sigma_T$.

Розрахунок утомної міцності виконують для режиму, при якому ураховують дію навантажень 1a, IIб (або IV) і III. Коефіцієнт запасу можна визначити за формулою:

$$n = \left[\frac{\sigma_{-1}}{K} + \sigma_m \left(1 - \frac{\psi}{K} \right) \right] \frac{1}{\sigma_m + \sigma_v} \geq 2 \quad (5.2)$$

Для зварних рам потрібно приймати $n = 2-2,5$.

В режимі зіткнення ураховують дію навантажень 1a і VI. Тоді

$$n = \frac{\sigma_T}{\beta_k (\sigma_{ст} + \sigma_v)} \geq 1,2 \quad (5.3)$$

Рами візків є відповідальними вузлами конструкції, що працюють в умовах високого динамічного навантаження. Для забезпечення надійної роботи рами протягом всього терміну служби локомотива необхідно виконувати певні вимоги при її конструюванні. Є цілий ряд параметрів, значення яких залежать від ухвалених проектувальних рішень. Наприклад, коефіцієнт концентрації напруг значною мірою обумовлений конструкцією

деталі або вузла. Бажано, щоб у вузлі не було з'єднань тонкостінних елементів з товстостінними. Наявність всіляких «підсилень» перерізів часто приводить до появи концентратора напруг. Від способу зварювання елементів конструкції також залежить міцність конструкції. Ефективним засобом зниження впливу концентрації напруг і залишкових напруг є наклеп зварних швів за допомогою пневматичних молотків або дробом.

Розглянемо характерні перерізи боковин рам візків тепловозів ТЕП60 (див. рис. 5.3) і 2ТЕ10В (див. рис. 5.2). В першому випадку відсутні різкі злами контуру перерізу, отриманого зварюванням штампованих профілів. До того ж спосіб зварювання профілів дозволяє внести мінімум концентрації напруг, оскільки шов можна обробити у рівень з контуром перерізу. Коефіцієнт D_0 в цьому випадку рівний 2. Для профілю рами тепловоза 2ТЕ10В $D_0 = 4$. Це пояснюється наявністю виступних кромek горизонтальних листів і зварних швів.

Втомна міцність рами істотно залежить від амплітуди циклу u_v , яка безпосередньо залежить від динамічних якостей екіпажної частини локомотива. Правильно спроектоване ресорне підвішування може забезпечити якнайменший рівень динамічних дій на раму з боку колії і агрегатів локомотива. Це у свою чергу сприятливо позначиться на довговічності рами.

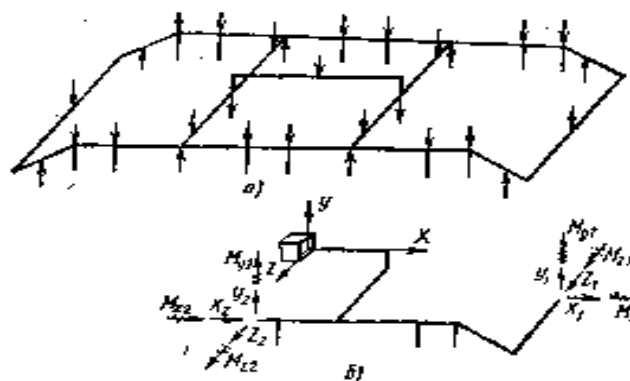


Рис. 5.5. Розрахункова схема рами візка тепловоза 2ТЕ10В і діючих вертикальних навантажень:
а – початкова схема; б – основна схема при розрахунку методом сил

Значний вплив на втомну міцність мають якість обробки поверхні і стан поверхневого шару в зоні концентрації a напруг, абсолютні розміри поперечного перерізу, а також експлуатаційні умови, як температура, корозія і ін. Вплив цих чинників на втомну міцність різний і залежить від вживаної марки сталі. Ця обставина має особливо ретельно урахуватися при проектуванні рам нових конструкцій з використанням нових матеріалів.

Розрахунок рами візка виконують у декілька етапів. На першій стадії проектування використовують найпростіші розрахункові схеми для окремих елементів рами (боковини, поперечні і шворневі балки). При цьому заздалегідь вибирають розміри поперечного перерізу, конструктивні оформлення і розраховують місця прикладення зосереджених навантажень (шворневий вузол, опори, стояки для кріплення буксових повідків та ін.). Одночасно проектують вузли зчленування окремих елементів рами. Уточнений розрахунок рами візка виконують на основі стрижневої просторової схеми. Симетрія рами дозволяє проводити розрахунки на половині або на чверті початкової схеми. При цьому спрощується підготовка початкових даних для ПЕОМ. Початкова розрахункова схема рами візка тепловоза 2ТЕ10В (рис. 5.2) має чотири замкнуті контури, отже, 24 рази статично невизначена. Розрахунок подібних рам виконують, як правило, на основі методу сил. Якщо врахувати симетрію рами, то розрахунок можна виконувати на чверті рами. Основна система (рис. 5.2, б) 32 рази статично невизначена. Дію відкинутої частини рами замінено закріпленням шворневої балки. При користуванні цією системою необхідно правильно врахувати знаки епюр від антисиметричних навантажень, коли будують остаточні сумарні епюри. Необхідно пам'ятати, що антисиметричне навантаження дає однакові за величиною, але протилежні за знаком зусилля в різних чвертях рами.

Після визначення зусиль у перерізах рами розраховують нормальні і дотичні напруги, діючі в них, а потім переходять до еквівалентних за формулою $\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$. Напруги обчислюють для кожного розрахункового режиму. Отримані напруги порівнюють з допустимими, і якщо статична міцність забезпечена, то знаходять коефіцієнти запасу міцності за

формулами (5.2) і (5.3) і роблять попередній висновок про працездатність рами. Остаточна перевірка міцності рами може бути виконана лише після серії експериментальних досліджень на стенді.

5.3. Розрахунок на міцність осі колісної пари тепловоза

Розрахунок на міцність осі колісної пари необхідний для визначення оптимальних розмірів елементів осі, при яких забезпечується достатній запас міцності при мінімальній масі. Вісь розраховується на статистичну міцність при найбільшому короткочасному навантаженні і на утомну міцність при довготривалих навантаженнях, що визначаються при середньоексплуатаційній швидкості тепловоза 60-70 км/год. Однак, враховуючи велике значення надійності осей, динамічні параметри при цьому розрахунку приймаються для конструкційної швидкості. При розрахунку на статистичну міцність розрахункову напругу порівнюють із межею плинності осьової сталі $\sigma_n = 300 - 350$ МПа. При цьому приймають запас міцності $n = 2,7$.

При розрахунку на втомну міцність допустима напруга вибирається з отриманих експериментальним шляхом меж витривалості для натуральних або модельних зразків. Межею витривалості σ_{-1} називають максимальну напругу, що витримує зразок (10 млн. циклів), не руйнуючись.

За результатами випробувань натурних осей із зміцненими накаткою шийками і підматочинними частинами встановлені такі межі витривалості для розрахункових перерізів:

- підматочинної частини осі $\sigma_{-1} = 143$ МПа;
- шийки і середньої частини осі $\sigma_{-1} = 148$ МПа.

Напруга в осі, що допускається, менше межі витривалості і визначається коефіцієнтом запасу міцності n , що рекомендується. Значення коефіцієнтів запасу міцності:

- для підматочинної і середньої частини осі $n = 1,3 - 1,5$;
- для буксових шийок осі $n \geq 2$.

Розрахунок на втомну міцність є основним і має найбільш повно враховувати всі фактори силового впливу на вісь. Студент

виконує декілька приблизних розрахунків на втомну міцність, визначаючи діаметр осі в заданому перерізі.

Можна рекомендувати такий порядок розрахунку:

- намалювати розрахункову схему осі відповідно до заданого варіанта і з вказівкою діючих на вісь сил у вертикальних і горизонтальних площинах; визначити числові значення сил, що діють на колісну пару (див. рис. 5.6);

- скласти рівняння моментів і обчислити значення згинальних моментів у заданому перерізі від дії вертикальних і горизонтальних сил у вертикальній площині;

- визначити згинальний момент у горизонтальній площині від прикладення тягового зусилля;

- знайти результуючий момент у заданому перерізі від дії вертикальних і горизонтальних сил;

- за рекомендованою межею витривалості і запасу міцності визначити допустиме напруження $[\sigma]_e$ з рівняння:

$$[\sigma]_e = \frac{M_p}{W_e}, \quad (5.4)$$

де M_p – результуючий згинальний момент;

W_e – момент опору вигину круглого ($W_e = 0,1d^3$) перерізу;

- визначити діаметр осі в перерізі, що задовольняє необхідну міцність осі.

Стосовно до позначень сил і плечей моментів, нижче наведена методика розрахунку осі на втомну міцність в зоні моторно-осьового підшипника.

1. Згинальний момент у вертикальній площині від вертикальних сил

$$M_{e1} = (P_{ин} + P'_i)(l_1 - l_4) - R_n(l_2 - l_4) + P_3(l_3 - l_4), \quad (5.5)$$

де $P_{ин}$ – навантаження на шийку осі в кривій ділянці колії;

P'_i – сила інерції непідресорених частин, що опираються на шийку, кН;

R_n – вертикальна реакція зовнішньої рейки, кН;

P_3 – вертикальне зусилля від крутного моменту;

$l_1 - l_4$ – відстань від середини шийки осі до розглянутого перерізу, м.

Навантаження на шийку осі в кривій ділянці колії

$$P_{\text{шн}} = 1,3P_{\text{ист}}, \quad (5.6)$$

де $P_{\text{ист}}$ – статичне навантаження на шийку осі, кН;

$$P_{\text{ист}} = P_{\text{ст}} - q; \quad (5.7)$$

де $P_{\text{ст}}$ – статичне навантаження одного колеса на рейку, кН;

q – невіднесена вага візка, що припадає на одну шийку (прийняти для вантажних тепловозів $q = 23$ кН, для пасажирських при опорно-рамному підвішуванні ТЕД $q = 16$ кН).

Вертикальна реакція зовнішньої рейки

$$R_n = P_{\text{шн}} + \frac{Ц h_c}{2S n} + \frac{Y_p r}{2S}, \quad (5.8)$$

де $Ц$ – частина відцентрової сили, невіднесеної за рахунок підйому зовнішньої рейки, кН;

h_c – відстань від центру ваги до площини, що проходить через осі колісних пар, м, $h_c = 1,5 - 1,6$;

n – число осей візка;

$2S$ – відстань між колами катання коліс, $2S = 1,58$ м;

Y_p – рамний тиск на торець осі, кН;

r – радіус колеса, м (приймати за тепловозом-зразком).

Якщо прийняти $Ц = 0$, то

$$R_n \approx P_{\text{шн}} + \frac{Y_p r}{2S}, \quad (5.9)$$

де $Y_p = 0,6P_{\text{ст}}$.

Сила інерції неідресорених частин, що опираються на шийку,

$$P'_i = \frac{G_{\delta} j}{g}, \quad (5.10)$$

де G_{δ} – маса букси і балансира без урахування маси шийки осі
(можна прийняти $G_{\delta} = 2600$ Н);

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

j – прискорення неідресорених частин;

$$j = \left(2 + 0,13 \frac{v_p}{\sqrt[3]{(2q)^2}} \right) g \quad (\text{тут } q \text{ залишити в тс}); \quad (5.11)$$

де v_p – розрахункова швидкість руху, км/год;

$2q$ – маса неідресорених частин для однієї осі.

Вертикальне зусилля від крутного моменту

$$P_z = \frac{2M_D}{d_{ш}}, \quad (5.12)$$

де M_D – обертальний момент ТЕД, кН·м;

$d_{ш}$ – діаметр ведучої шестірні, м;

$d_{ш} = mz_1$, m – модуль зачеплення;

z_1 – число зубів ведучої шестірні ТЕД.

1. Обертальний момент ТЕД, кН·м,

$$M_D = 9,5 \frac{P_D}{n_D}, \quad (5.13)$$

де P_D – потужність ТЕД, кВт;

n_D – частота обертання якоря ТЕД, об/хв, $n_D = \mu_p n_k$;

μ_p – передаточне число тягового редуктора;

n_k – частота обертання коліс тепловоза, об/хв.

2. Згинальний момент у вертикальній площині від горизонтальних сил

$$M_{\epsilon 2} = Y' r, \quad (5.14)$$

де Y' – бічний тиск від рейки на напрямне колесо, кН;

r – радіус колеса, м.

Бічний тиск від рейки на напрямне колесо

$$Y' = Y_p + Q_{\epsilon}, \quad (5.15)$$

де Q_{ϵ} – поперечна сила тертя між рейкою і гребенем бандажа колеса, що котиться по внутрішній рейці без урахування горизонтальної сили інерції, кН;

$$Q_{\epsilon} = \left(P_{cm} - \frac{\Delta P (l_1 - l_6)}{l_2} - \frac{Y_p r}{l_2} \right) \mu_0, \quad (5.16)$$

де μ_0 – коефіцієнт тертя ковзання, $\mu_0=0,25$;

ΔP – зміна навантаження на шийку осі за рахунок крену підресореної частини тепловоза.

3. Сумарний згинальний момент у вертикальній площині

$$M_{\epsilon} = M_{\epsilon 1} + M_{\epsilon 2}. \quad (5.17)$$

4. Згинальний момент у горизонтальній площині від прикладення тягового зусилля

$$M_{\Gamma} = E_1 (l_1 - l_4) - F_D (l_2 - l_4) + P_{3H} (l_3 - l_4), \quad (5.18)$$

де E_1 – горизонтальна реакція буксових напрямних, кН;

P_{3H} – горизонтальна складова від дії обертового моменту, кН;

$$F_D = \frac{2M_D \mu_p}{D_k}, \quad (5.19)$$

де M_D – тривалий момент ТЕД, кН·м,
 μ_p – передаточне число редуктора.

Горизонтальну реакцію E_1 приймаємо рівною F_D , а горизонтальну відповідно $P_{3H} = 0,25P_3$.

5. Результируючий згинальний момент

$$M_P = \sqrt{M_B^2 + M_G^2}. \quad (5.20)$$

6. Діаметр осі колісної пари в зоні моторно-осьового підшипника

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_P n_\sigma}{0,1[\sigma]_{n-1}}}, \quad (5.21)$$

де $[\sigma]_{n-1}$ – межа витривалості (для перерізу осі в зоні моторно-осьового підшипника межу витривалості варто прийняти рівною 130-140 МПа);

n_σ – запас міцності.

При розрахунку на витривалість запас міцності, обумовлений межею втомленості, приймати $n_\sigma = 1,3-1,5$. Якщо прийнята наближена розрахункова схема не має її експериментальної перевірки, то n_σ збільшують до 1,5-1,8.

Приклад. Визначити діаметр шийки осі в зоні моторно-осьового підшипника, якщо $2P = 205$ кН; $2q = 47$ кН; $v = 25$ км/год; $D_k = 1,05$ м; $G_\sigma = 2,60$ кН; $2S = 1,58$ м; $P_D = 307$ кВт; $m = 10$; $\mu_p = 4,41$; $z_l = 17$.

Використовуючи вищенаведені формули, визначаємо:

Сили, що створюють згинальний момент

$$P_{шт} = \frac{205 - 47}{2} = 79 \text{ кН};$$

$$P_{шн} = 1,3 \cdot 79 = 102,5 \text{ кН};$$

$$j = \left(2 + 0,13 - \frac{25}{\sqrt[3]{4,7^2}} \right) \cdot g = 3g; \quad P'_i = \frac{2,6 \cdot 3g}{g} = 7,8 \text{ кН};$$

$$R_H = 102,5 + \frac{0,6 \cdot 102,5 \cdot 0,525}{1,58} = 123 \text{ кН};$$

$$n_k = \frac{1000 \cdot 25}{60 \cdot 3,14 \cdot 1,05} = 126 \text{ об/хв}; \quad n_D = 4,41 \cdot 126 = 556 \text{ об/хв};$$

$$M_D = 9,50 \frac{307}{556} = 5,35 \text{ кН}\cdot\text{м}; \quad d_{ш} = 10 \cdot 17 = 170 \text{ мм} = 0,17 \text{ м};$$

$$P_3 = \frac{2 \cdot 5,35}{0,17} = 62,5 \text{ кН}.$$

Сила, що створює згинальний момент M_{B2} ,

$$Y_P = 0,6 \cdot 102,5 = 61,5 \text{ кН};$$

$$Q_B = \left[102,5 - \frac{0,1 \cdot 79(1,857 - 0,277)}{1,58} - \frac{61,5 \cdot 0,525}{1,58} \right] \cdot 0,25 = 23 \text{ кН};$$

$$Y' = 61,5 + 23 = 84,5 \text{ кН}.$$

Згинальний момент $M_{B1} = (102,5 + 7,8) \cdot (1,857 - 1,105) - 123 \cdot (1,58 - 1,105) + 62,5 \cdot (1,33 - 1,105) = 48,8 \text{ кН}\cdot\text{м}.$

Згинальний момент $M_{B2} = 84,5 \cdot 0,525 = 44,3 \text{ кН}\cdot\text{м}.$

Сумарний згинальний момент $M_B = 48,8 + 44,3 = 93,1 \text{ кН}\cdot\text{м}.$

Сили, що створюють згинальний момент M_Γ ,

$$E_1 = E_D = \frac{2 \cdot 5,35 \cdot 4,41}{1,05} = 45 \text{ кН}.$$

Сила $P_{шн} = 0,25$, $P_3 = 0,25 \cdot 62,5 = 15,6 \text{ кН}.$

Згинальний момент $M_\Gamma = 45 \cdot (1,857 - 1,105) - 45 \cdot (1,58 - 1,105) + 15,6 \times (1,33 - 1,105) = 9 \text{ кН}\cdot\text{м}.$

Результуючий згинальний момент $M_P = \sqrt{93,1^2 + 9^2} = 93,6 \text{ кН}\cdot\text{м}.$

Діаметр шийки осі в зоні моторно-осьового підшипника

$$d = \sqrt[3]{\frac{93,6 \cdot 1,3}{0,1 \cdot 13 \cdot 10^6}} = 0,21 \text{ м.}$$

5.4. Визначення довговічності буксових роликів підшипників локомотива

Залежність між терміном служби підшипника, навантаженням і частотою обертання вала виражається емпіричною формулою

$$C = 0,1P_r (nh)^{0,3}, \quad (5.22)$$

де P_r – приведенне радіальне навантаження на підшипник, Н;
 n – розрахункова частота обертання вала підшипника, об/хв;
 h – термін служби підшипника, год;
 C – коефіцієнт працездатності підшипника.

Звідси тривалість роботи підшипника, год,

$$\lg h = \frac{10}{3} (\lg C - \lg 0,1P_r) \lg n. \quad (5.23)$$

Коефіцієнт працездатності підшипника

$$C = kiz^{0,7} d_p l_p, \quad (5.24)$$

де k – коефіцієнт динамічної стійкості;
 i – число рядів роликів;
 z – число роликів у ряду;
 d_p – діаметр ролика, мм;
 l_p – робоча довжина ролика, мм.

Приведене радіальне навантаження на підшипник

$$P_r = P_{сер} k_{\delta}, \quad (5.25)$$

де $P_{сер}$ – середнє радіальне навантаження, Н;

k_{δ} – коефіцієнт, що враховує вплив динамічних навантажень,
 $k_{\delta} = 2,5-3$.

Середнє радіальне навантаження

$$P_{сер} = \frac{P_1 + P_2}{2}. \quad (5.26)$$

За статистичними даними вантажні локомотиви близько 50 % часу використовують силу тяги, близьку до розрахункової.

Тоді

$$P_1 = \sqrt{P_{ШСТ}^2 + F_{кол}^2}, \quad (5.27)$$

де $P_{ШСТ}$ – статичне навантаження на шийку осі, Н;

$F_{кол}$ – розрахункова сила тяги, віднесена до одного колеса, Н.

Для іншого періоду часу впливом сили тяги можна знехтувати і вважати $P_2 = P_{СТ}$.

Розрахункова частота обертання вала підшипника (колісної пари)

$$n = \frac{n_1 + n_2}{2}. \quad (5.28)$$

Частота обертання колісної пари (при розрахунковій швидкості v_p локомотива)

$$n_1 = \frac{1000v_p}{60\pi D_k}, \quad (5.29)$$

де D_k – діаметр коліс тепловоза, м;
 v_p – задана.

Частота обертання n_2 визначається з аналогічного виразу для середньої швидкості між розрахунковою і конструкційною.

Визначивши C , n і P_r з формули, наведеної вище, знаходимо тривалість роботи буксових підшипників тепловоза h .

До розрахунку довговічності підшипників необхідно прикласти ескіз монтажу підшипника на шийці осі з вказівкою основних даних, що характеризують підшипник.

Якщо довговічність підшипника не забезпечує пробіг тепловоза між капітальними ремонтами, то необхідно зазначити заходи, що дозволяють підвищити довговічність підшипника.

Приклад. Визначити довговічність двох циліндричних роликів підшипників 2Н32732П і 2Н52732П для букси з осьовим упором вантажного тепловоза.

Дано: $P_r = 82000$ Н; $F_k = 35000$ Н; $D_k = 1,05$ м;
 $v_p = 20$ км/год; $v_{констр} = 100$ км/год. Габарити підшипника $160 \times 320 \times 108$ мм. Число роликів 2×14 . Розміри роликів 42×65 мм. Коефіцієнт працездатності двох підшипників $C = 2180 \cdot 10^3$.

Розв'язання: $P_1 = \sqrt{P_{ШСТ}^2 + F_k^2} = 89000$ Н; $P_2 = P_{СТ}$,
тоді

$$P_{CP} = \frac{P_1 + P_2}{2} = 85500 \text{ Н}; \quad P_r = k_{\sigma} P_{CP} = 214000 \text{ Н}.$$

$$\text{При } k_{\sigma} = 2,5 \quad n_1 = \frac{1000v_p}{60\pi D_k} \approx 100 \text{ об/хв}; \quad n_2 = 500 \text{ об/хв};$$

$$n = \frac{n_1 + n_2}{2} = 300 \text{ об/хв};$$

$$\lg h = \frac{10}{3} (\lg C - \lg 0,1P_r) - \lg n = 4,223,$$

$$h = 16750 \text{ год}.$$

При середній технічній швидкості $v_T = 55$ км/год пробіг тепловоза складе 840000 км.

При арковому навантаженні букси розрахункова довговічність підшипника може бути збільшена в 4-5 разів.

Підвищення довговічності пояснюється тим, що ресора з опорами навантажує арку по краях, що розподіляє навантаження на значно більше число роликів.

Навантаження на кожний несучий ролик зменшується, що і приводить до підвищення довговічності підшипника.

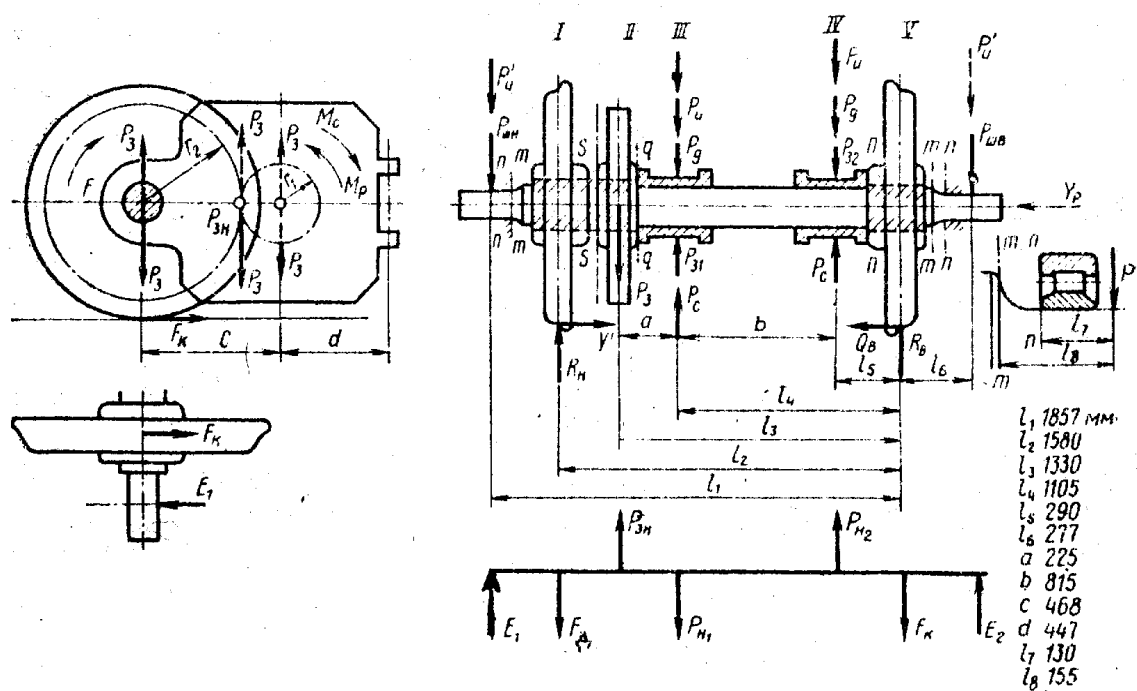


Рис. 5.6. Розрахункова схема осі колісної пари локомотива

6. ОПОРНО-ПОВЕРТАЛЬНІ ПРИСТРОЇ

Конструкції і характеристики опорних пристроїв локомотивів відрізняються великою різноманітністю. Окрім свого основного призначення – передавати вертикальне навантаження від кузова на візки, опори виконують і інші функції. Опори повинні давати можливість візку повертатися навколо вертикальної осі (шворня) відносно кузова. При цьому залежно від конструкції в опорах виникає момент фрикційного тертя або момент пружних сил, перешкоджаючий повороту візка. В останньому випадку опорні пристрої називають опорно-повертальними.

Найпростішими за конструкцією є плоскі пятникові опори кузова, які широко застосовували на перших вітчизняних візкових локомотивах. Пятникова опора має вигляд шворня великого діаметра (400 – 500 мм), плоска частина торця якого спирається на підп'ятник, встановлений в рамі візка. В даний час пятникові опори використовують головним чином на вагонах. Пятникова опора створює невеликий момент, недостатній для гасіння горизонтальних кутових коливань (виляння) візків локомотива. Крім того, навантаження на раму візка передається в одній точці. Тому необхідно встановлювати підп'ятник на потужній шворневій балці.

Опора ковзання. Кузов маневрових і промислових тепловозів ТЕМ2, ТГМ4, ТУ5 опирається на візок через чотири плоскі опори ковзання, які встановлені на боковинах рами візка і на однаковій відстані від шворня. Шворінь в цьому випадку сприймає горизонтальні поздовжні і поперечні сили, що діють між кузовом і візком, не передаючи вертикальне навантаження на візок.

Опора ковзання тепловоза ТГМ4 (рис. 6.1) має сферичну п'яту 1, встановлену разом з гумовою амортизацією 14 в рамі кузова. П'ята спирається на сферичне гніздо 13, яке передає навантаження на опорну плиту 9, встановлену в литому корпусі 11. П'яту, гніздо і опорну плиту виготовляють із сталі 45, їх поверхні тертя піддають гартуванню до твердості НРС 50. При переміщенні візка відносно рами тепловоза відбувається ковзання текстолітової прокладки 12, вставленої в гніздо, по

опорній плиті. Порожнина корпусу опори заправлена осьовим маслом ГОСТ 610-72. Для поліпшення змащення поверхня тертя плити розбита канавами на невеликі квадрати.

У тепловоза ТЕМ2 сферичне гніздо ковзає по опорній плиті, поверхня якої армована антифрикційним матеріалом, наприклад бронзою або сплавом ЦАМ 9-1,5 ГОСТ 21437-75.

Опори ковзання припускають тиск на поверхні тертя до 20 МПа і швидкість ковзання до 7 м/с.

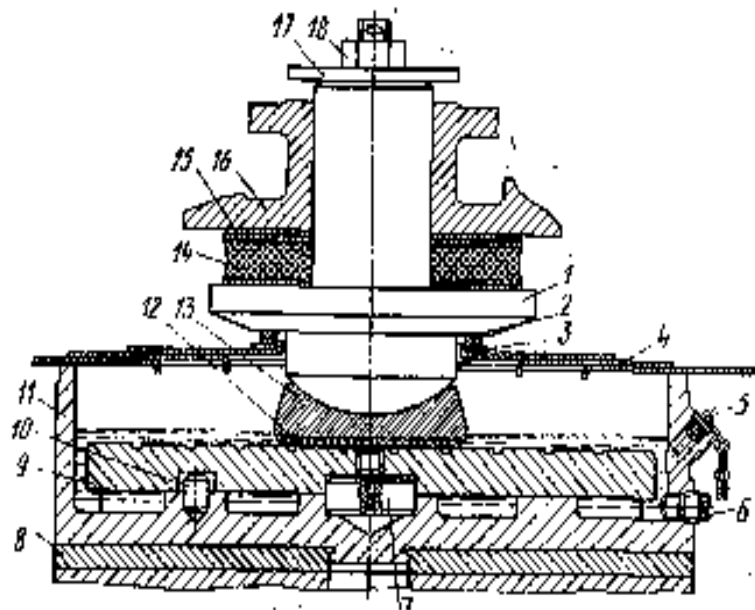


Рис. 6.1. Опора ковзання тепловоза ТГМ4:

- 1 – п'ята; 2 – кільце ущільнювача; 3 – прокладка; 4 – захисні листи; 5 – маслопоказник; 6 – пробка; 7 – фіксатор; 8 – боковина рами візка; 9 – опорна плита; 10 – штифт; 11 – корпус опори; 12 – прокладка текстолітова; 13 – гніздо; 14 – амортизація; 15 – регулювальна прокладка; 16 – кронштейн опори; 17 – шайба; 18 – гайка

Кузов може переміщатися на опорах у поперечному напрямі відносно візка, при цьому шворінь стискає пружини повертального пристрою, встановленого в рамі візка і перешкоджаючого цьому переміщенню.

Роликовий опорно-повертальний пристрій. Тепловози 2ТЕ10Л мають шворінь, який передає поздовжні і поперечні горизонтальні сили і дозволяє візку повертатися відносно кузова

на 3-4°. Навантаження від кузова передається на чотири роликові опори (рис. 6.2, а), які розміщені на боковинах рами візка. Кожна опора повернута на кут β відносно радіуса, що сполучає центр повороту візка і центр опори. Такий поворот дозволяє створити момент тертя, необхідний для гасіння горизонтальних кутових коливань візків (виляння).

Роликова опора головної рами (рис. 6.2, б) передає навантаження на гніздо 1, у свою чергу навантажуючи верхню опорну плиту 2, спирається через ролики 5 на нижню плиту 6. Відстань між роликами зафіксована обоймами 8. Весь механізм опори розташований у корпусі 7, заповненому осьовим маслом. Зверху на корпусі опори за допомогою кришки 4 закріплюють брезентовий чохол, що захищає внутрішню порожнину опори від вологи і пилу.

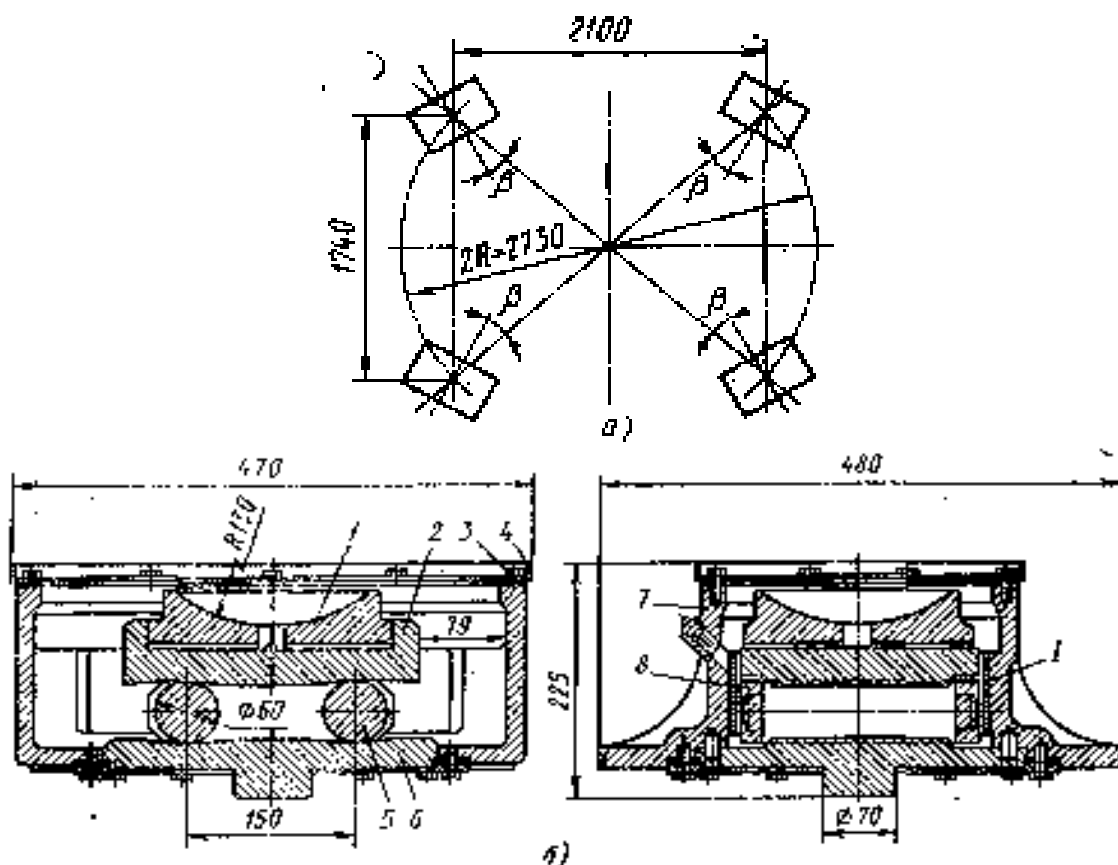


Рис. 6.2. Роликові опори головних рам тепловозів:
 а – схема розміщення (2ТЕ10Л); б – роликова опора (2ТЕ10Л): 1 – гніздо; 2 – опорна верхня плита; 3 – прокладка;
 4 – кришка; 5 – ролик; 6 – опорна нижня плита; 7 – корпус;
 8 – обойма

Поверхні кочення плит виконані похилими; кут нахилу α складає $2-3,5^\circ$ залежно від типу тепловоза. На прямій ділянці колії ролики займають середнє положення між похилими площинами (рис. 6.3, а). При повороті візка відносно кузова ролики накочуються на похилі поверхні опор (рис. 6.3, б). При цьому виникають горизонтальні сили, що створюють на радіусі опор R повертальний момент $M_o = M_T \text{tg} \alpha R$, де N_T - сумарне навантаження на всі чотири опори візка.

Окрім повертальних сил, при повороті візків в опорі виникають сили тертя і моменти сил тертя. Як повертальний момент, так і момент тертя опор сприяє зменшенню коливань виляння візків.

Тепловоз 2ТЕ10Л має такі характеристики опорно-повертальних пристроїв: кут нахилу площин опорних плит $\alpha = 2^\circ$, кут повороту опор $\beta = 5^\circ$, повертальний момент $M_n = 17,95 \text{ кН}\cdot\text{м}$ і момент тертя $M_{\text{ТЕР}} = 13,8 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

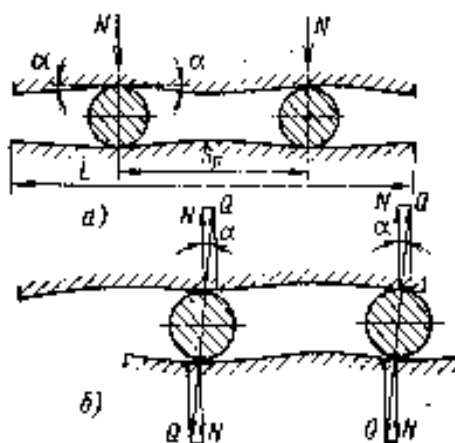


Рис. 6.3. Схема роботи опорно-повертального пристрою

На поверхні кочення роликів і опорних плит виникають високі контактні напруги, тому ролики виготовляють із сталі 40Х і піддають поверхневому гартуванню до твердості HRC 54-60. Опорні плити заздалегідь цементують, потім поверхню гартують до $\text{HRC} \leq 56$. Гніздо опори виконують із сталі 45, циліндровий пояс гнізда гартують струмами високої частоти до $\text{HRC} \leq 50$. Для підвищення зносостійкості і спрощення ремонту поверхні тертя по площині гнізда 1 (див. рис. 6.2) до корпусу приварюють пластинки із сталі 65Г.

На тепловозах ТЕ109 застосований пружний поперечний зв'язок кузова з візками. У цих тепловозів чотири роликові опори на візку розташовано так, щоб напрям кочення роликів був перпендикулярним поздовжній осі кузова. Профіль поверхонь кочення верхньої і нижньої плити опори виконаний одним радіусом. На верхній плиті зверху є повзун, який переміщається по опорній поверхні на кузові при повороті візка. Виникаючий при цьому момент тертя сприяє зменшенню виляння візків. Пара тертя виготовлена зі сталі 65Г і пластмаси або металокераміки, що мають низький коефіцієнт тертя (0,06-0,08). Змащування поверхонь консистентне.

Шворневий вузол аналогічний за конструкцією такому ж вузлу електровоза ВЛ80К, тільки пружини поворотального пристрою шворня включаються в роботу після 20 мм переміщення кузова на роликах. Максимальне поперечне переміщення кузова – 40 мм. Характеристика поперечного зв'язку кузова з візками має нелінійний вигляд (рис. 6.4). На підставі цієї характеристики можуть бути визначені основні конструктивні параметри пристрою.

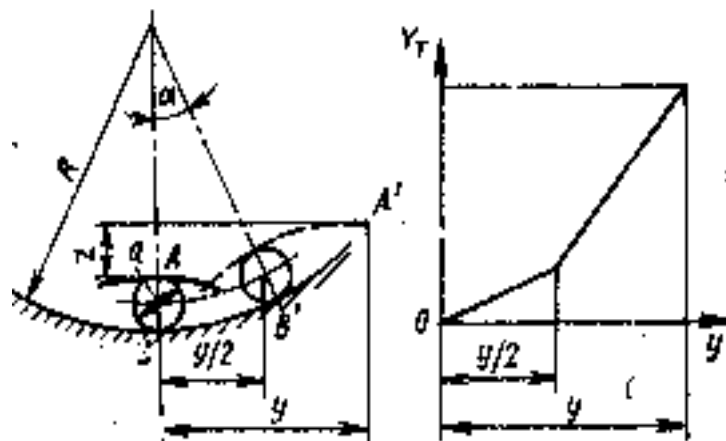


Рис. 6.4. Схема переміщення кузова відносно рами на опорах і характеристика поперечного зв'язку кузова з візками

Повертальна сила пружного зв'язку кузова з візками Y_B складається з поворотальної сили роликів опор Y_O і пружного шворня $Y_{Ш}$ тобто, $Y_B = Y_O + Y_{Ш}$.

При переміщенні кузова на величину y

$$y_o = \mathcal{K}_E y = N_T y / \sqrt{(2R - d)^2 - y^2}, \quad (6.1)$$

де \mathcal{K} – еквівалентна жорсткість роликів опор;

R – радіус опори;

d – діаметр ролика.

Параметри роликів опор повинні забезпечувати парціальну частоту ν поперечних коливань віднесення кузова не більше 1 Гц. Ця частота може бути визначена за формулою:

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{2(R - r)}}, \quad (6.2)$$

де g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

$2(R - r)$ – довжина еквівалентного маятника, $2(R - r) = L_E$, м.

Для тепловоза ТЕ109 $R = 275$ мм, $r = 30$ мм і $L_E = 400$ мм. Частота власних коливань, розрахована за формулою (6.2), рівна 0,71 Гц. Еквівалентна жорсткість роликів опор, віднесена до одного візка, $\mathcal{K}_E = 7,56 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$.

Повертальна сила, створювана пружинами шворневого вузла візка, $Y_{ш} = \mathcal{K}_{ш} y / 2$, тоді сумарна повертальна сила, діюча на візок:

$$Y_{T\Sigma} = N_{NV} / \sqrt{(2R - r)^2 - y^2} + \mathcal{K}_{ш} y / 2. \quad (6.3)$$

Повертальна сила при максимальному відхиленні кузова за результатами випробувань має бути $Y_{T\Sigma} = (0,2 - 0,25) N_T$. Коливання виляння візків тепловоза ТЕ109 гасяться в опорах моментом тертя $M_{\text{ТЕР}} = 45 - 69 \text{ кН}\cdot\text{м}$, залежним від кута повороту візка. Менша цифра відповідає кутам повороту візка $\varphi < 20^\circ$, більша $\varphi > 1^\circ$. При поперечних коливаннях кузова відносно рами візків необхідне тертя створюється в опорах по торцях роликів і в шворні.

Опорно-повертальні пристрої з маятниковими опорами.
 Навантаження від кузова на раму візка у тепловоза ТЕР60 і електровоза ВЛ60 передається двома центральними маятниковими опорами і чотирма бічними. На кожен маятникову опору тепловоза ТЕР60 (рис. 6.5, а) передається навантаження 95,6 кН, а на бічну – 47,5 кН. Опори припускають відносно поперечне переміщення візка і кузова до 80 мм. При поперечному переміщенні і повороті візків маятникові опори нахиляються. Стійкість цих опор забезпечується спеціальними повертальними апаратами 4. Корпуси повертальних апаратів вушками сполучені із стояком 3 маяткової опори і спеціальним кронштейном кузова. Пружина повертального апарату встановлена в корпусі з попереднім натягом 15 кН. Максимальне прогинання пружини повертального апарату дорівнює 50 мм.

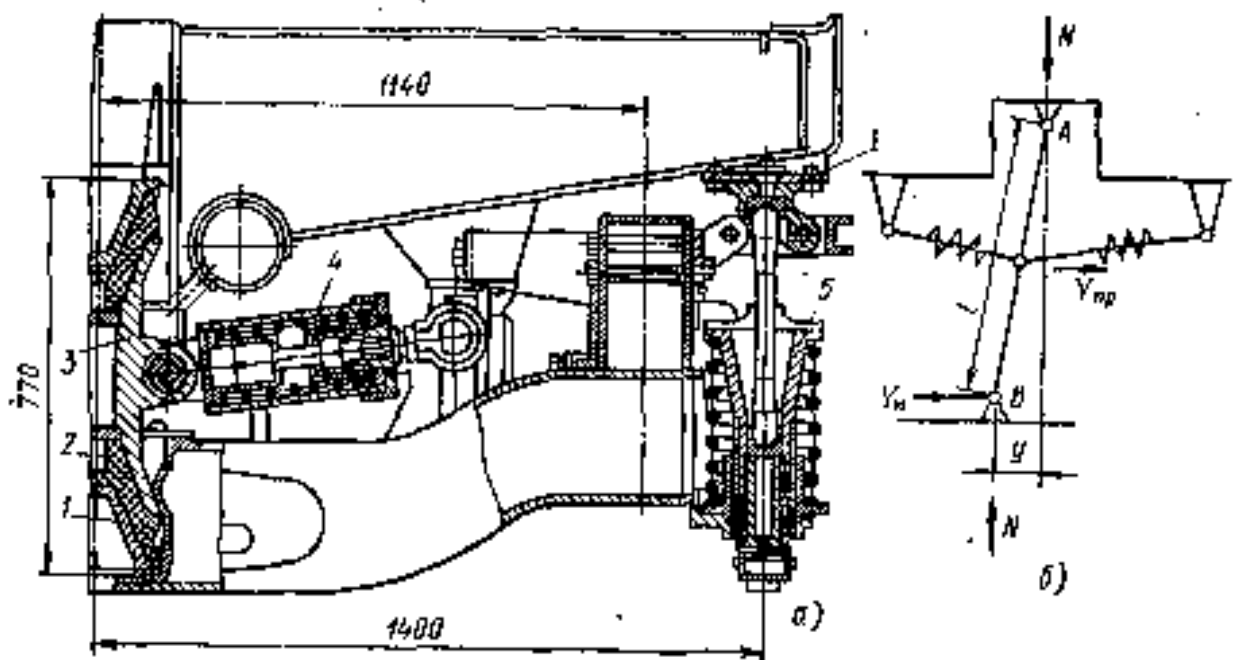


Рис. 6.5. Маятниковий опорно-повертальний пристрій тепловоза ТЕР60:

- а – поперечний розріз центральної маяткової і бічної опор;
 б – схема дії сил на центральну опору; 1 – опорний конус візка;
 2 – амортизація; 3 – стояк; 4 – повертальний апарат; 5 – бічна опора; I – поверхня тертя

Стояк опори при поперечних відхиленнях ковзає між двома напрямними, встановленими в поперечній балці візка. Як у стояку, так і в напрямних є спеціальне каміння із загартованої сталі 45, через яке передаються тягові і гальмівні сили.

Визначимо величину повертального зусилля маятникової опори при відхиленні кузова на величину y (рис. 6.5, б). При нахилі маятника обидві пружини працюють одночасно, тому їхнє сумарне зусилля $Y_{\text{ПОП}} = 2\left(Y'_{\text{ПОП}} + \mathcal{J}y/2\right)$, де $Y'_{\text{ПОП}}$ – попередній натяг пружини; \mathcal{J} – жорсткість пружини. Одночасно від навантаження N кузова на маятник діє перекидний момент Ny .

Позначимо дію візка на маятник, а отже, і на кузов через Y_M і складемо рівняння моментів сил, діючих на маятник відносно опори A , у припущенні, що пружинний механізм зміцнений посередині маятника:

$$Y_M l \cos\alpha - 2\left(Y'_{\text{ПОП}} + \frac{\mathcal{J}y}{2}\right) l \cos\alpha / 2 + Ny = 0. \quad (6.4)$$

Звідки повертальна сила:

$$Y_M = Y'_{\text{ПОП}} + \frac{\mathcal{J}y}{2} - \frac{Ny}{l \cos\alpha}. \quad (6.5)$$

Ураховуючи, що кут нахилу маятника при русі по кривих невеликий, можна прийняти $\cos\alpha = 1$. Тоді

$$Y_M = Y'_{\text{ПОП}} + \frac{\mathcal{J}y}{2} - \frac{Ny}{l}. \quad (6.6)$$

Бічні опори сприймають навантаження від половини ваги кузова. Вони стабілізують положення кузова при нахилі в кривих, демпфірують коливання виляння унаслідок тертя по поверхні і бічної опори 5 (рис. 6.5, а). Повзун кузова, що спирається на стакан, виготовляють із сталі 50Г і термооброблюють до твердості HRC 45-50. Стакан бічної опори виконаний із сталі 40, поверхня ковзання його має твердість

HRC 35-40. При коефіцієнті тертя $\mu_{TEP} = 0,15$ (несприятливі умови змащування) опори створюють момент тертя $M_{TEP} = 52,5$ кН м і силу тертя $F_{TEP} = 28,5$ кН.

Колискова підвіска кузова належить до однієї з поширених конструкцій, застосованих на пасажирських вагонах, електрорухомому складі і в деяких випадках на локомотивах. У вітчизняному локомотивобудуванні колискове підвішування було застосовано на газотурбовозі ГП1 Коломенського тепловозобудівного заводу.

За типовою колисковою схемою виконано, наприклад, підвішування кузова англійського тепловоза «Кестрел» (рис. 6.6, а). Кузов через шворневу п'ятникову опору 2 передає навантаження на надресорну балку 1, яка спирається через чотири гвинтові пружини 3, закріплені на підресорній балці 8. Паралельно пружинам встановлені гідравлічні гасителі 7 вертикальних коливань. Підресорна балка через чотири колискові підвіски 6 завдовжки 800 мм, розташовані під кутом 10° , пов'язана з рамою 4 візків. Вільний хід коліски ± 25 мм. Потім паралельно включаються в роботу м'які гумові упори 5, максимальна деформація яких складає 70 мм.

Визначимо повертальну силу, створювану при відхиленні коліски на величину y від середнього положення $ACDB$ у положення $AC'D'B$ (рис. 6.6, б). Кінці C і D колискових підвісок при відхиленні описують дуги радіусом, рівним довжині L підвіски. При цьому нове положення шарніра C' вище, а шарніра D' нижче первинного, унаслідок чого надресорний брус $C'D'$ виявляється нахиленим на невеликий кут ψ .

Позначимо горизонтальну проекцію підвісок у середньому положенні через d , навантаження на шарніри C і D через $N_T/2$. Тоді, розклавши силу $N_T/2$ на сили $S1$ і $S2$, направлені уздовж підвісок, і горизонтальні сили Y_1 , і Y_2 , знайдемо повертальне зусилля коліски

$$Y_K = Y_1 + Y_2 = N_T (tg \alpha_1 + tg \alpha_2) / 2 = \\ = N_T / 2 \left[(d + y) / \sqrt{L^2 - (d + y)^2} - (d - y) / \sqrt{L^2 - (d - y)^2} \right]. \quad (6.7)$$

З формули (6.7) випливає, що із збільшенням d одному і тому ж відхиленню коліски буде відповідати більша величина поворотальної сили Y_K .

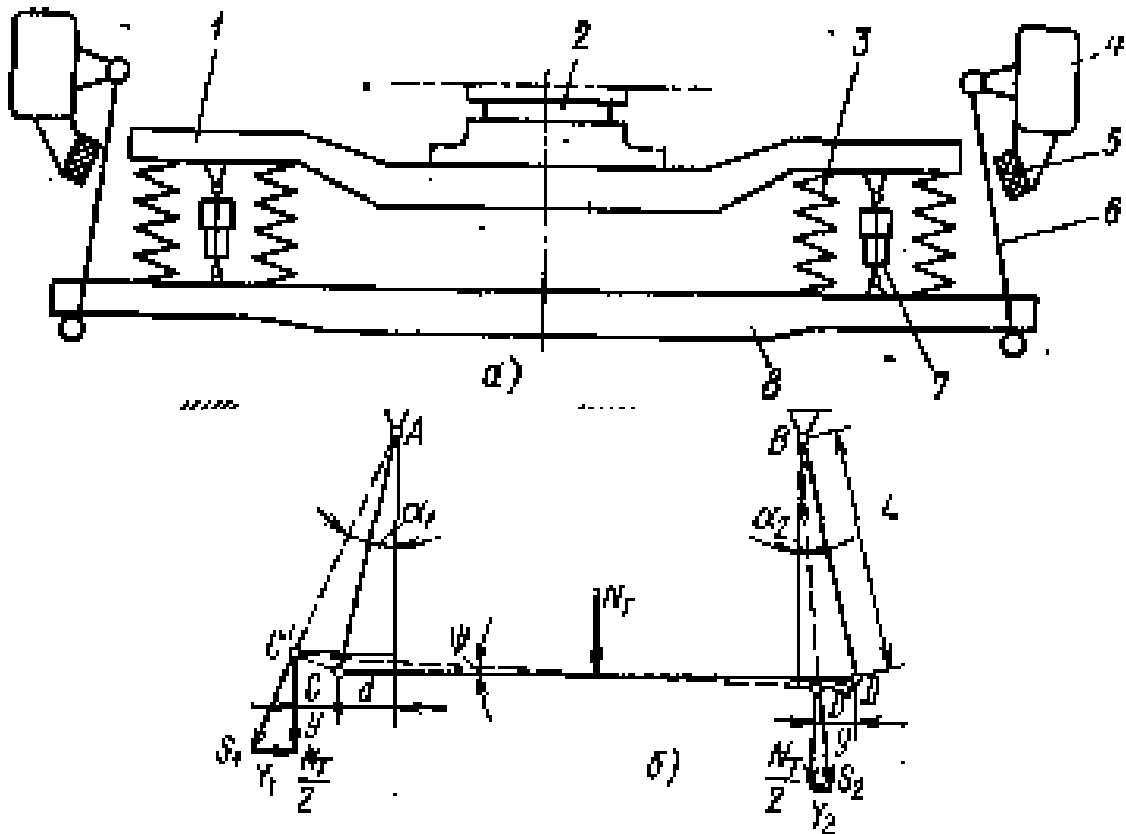


Рис. 6.6. Колісковий поворотальний пристрій тепловоза «Кестрел»:

- а – конструкція коліски: 1 – надресорна балка; 2 – шворневий п'ятиковий вузол; 3 – гвинтова пружина; 4 – рама візка; 5 – упор; 6 – підвіска; 7 – гідравлічний гаситель; 8 – підресорна балка;
 б – схема дії сил при відхиленні коліски

При первинному вертикальному розташуванні підвісок ($d = 0$) формула (6.7) має вигляд:

$$Y_K = Y_1 + Y_2 = N_T (\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2) / 2 = N_T y / \sqrt{L^2 - y^2} . \quad (6.8)$$

Звичайно $L \gg y$ (довжина підвісок коливається від 400 до 1000 мм, а поперечне відхилення коліски – від 40 до 60 мм) і для випадку вертикальних підвісок повертальна сила $U_K = N_T y / L$, тобто залежність повертальної сили від відхилення коліски лінійна.

Колискове підвішування кузова, будучи більш досконалим пристроєм, що дозволяє управляти динамічними якостями локомотива, має істотні недоліки: складність конструкції, великі габаритні розміри, значний знос шарнірних з'єднань та ін.

Опора кузова на пружини, що працює на зсув. Гвинтові циліндрові пружини ресорного підвішування локомотива звичайно піддаються дії змінних сил, направлених по осі пружини. Проте, якщо опорні витки такої пружини зсовувати в горизонтальній площині, то пружина буде перешкоджати атому зсуву, тобто створювати повертальну силу.

Таким чином, пружини ресорного підвішування (другого рівня) одночасно можуть виконувати функції опорно-повертального пристрою, як на тепловозах ТЕП70.

Прикладом конструкції такого підвішування може служити опорно-повертальний пристрій тепловоза ТЕП70 (рис. 6.7), в якому рама 2 кузова передає навантаження на чотири комплекти пружин 1, встановлених посередині боковин візків у спеціальних нішах рами. Кожний комплект складається з чотирьох пружин, виготовлених із сталі 60С2ХА. Пружини мають дев'ять робочих витків і забезпечують статичний прогин 120 мм другого рівня ресорного підвішування. Для поліпшення умов роботи пружини при поперечному зсуві її опорні витки спираються на напрямні стакани. Шворінь 9 опущений вниз так, щоб передавати силу тяги на рівні осей колісних пар.

При поперечному зсуві кузова спочатку діють тільки повертальні сили, створювані пружинами 1, а потім підключається і пружина повертального пристрою 8 шворня. Таким чином, досягається необхідна нелінійна характеристика пружного поперечного зв'язку (див. рис. 6.4), вигляд якого приблизно такий самий, як і для роликкових повертальних пристроїв тепловоза ТЕ109.

Зазор між обіймою шворня і штовхачем поворотного пристрою шворня 30 мм, загальний хід кузова до упору в обмежувач 6-60 мм (див. рис. 6.7). Гасіння горизонтальних і вертикальних коливань кузова і візків здійснюється роздільно за допомогою гідравлічних гасителів 3 і 5 (два горизонтальних і чотири вертикальних на візок). При повороті візків виникає поворотний момент, створюваний пружинами.

На рис. 6.7 видно, що пружини 1 працюють у складному напруженому стані, зсув верхніх опорних витків відносно нижніх може досягати 120 мм і більше. Тому до матеріалу пружин, технології їхнього виготовлення і контролю ставляться підвищені вимоги.

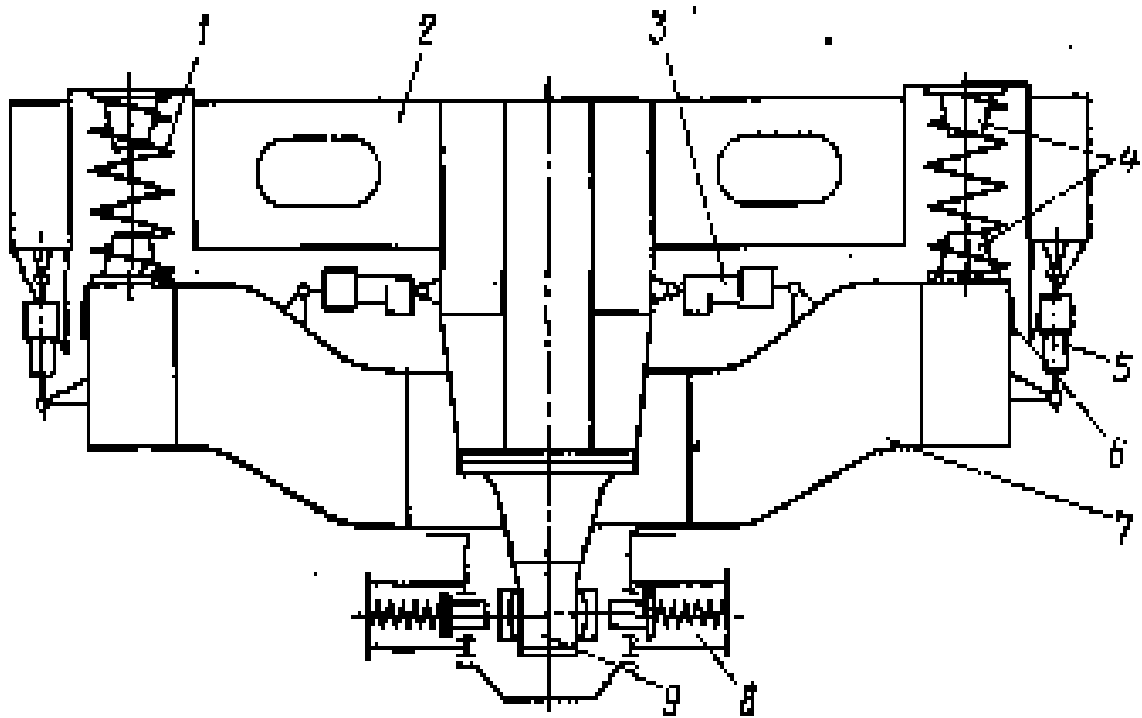


Рис. 6.7. Схема опорно-поворотного пристрою тепловоза ТЭП70:

- 1 – пружина; 2 – рама кузова; 3 – гідравлічний гаситель горизонтальних коливань; 4 – напрямні стакани; 5 – гідравлічний гаситель вертикальних коливань; 6 – обмежувач; 7 – рама візка; 8 – поворотний пристрій шворня; 9 – шворінь

7. РЕСОРНЕ ПІДВІШУВАННЯ ЛОКОМОТИВІВ

7.1. Розрахунки на міцність листової ресори

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

При розрахунках на міцність ресор слід прийняти допустиме напруження згину ресори під статичним навантаженням

$$[\sigma]_{\text{дон}} \leq \frac{M}{nW}, \text{ де } M = \frac{P_{\text{см}} \cdot l}{4}, W = \frac{b \cdot h^2}{6}. \quad (7.1)$$

Довжину ресори l , ширину b і товщину h листа ресори в метрах і статичне навантаження $P_{\text{см}}$ вибирають згідно з табл. 7.1. Тоді число листів ресори

$$n = \frac{3P_{\text{дон}} l}{2bh^2(n+1)}. \quad (7.2)$$

Таблиця 7.1

Основні дані листових ресор локомотивів

Локомотив	Число листів		Розміри листів $b \times h$, мм	Робоче навантаження, кН	Статичний прогин, мм	Довжина ресори, мм	Жорсткість, Н/ммх $\times 10^{-4}$
	корінних	набірних					
ВЛ60	4	10	100x13	84,2	69,3	1400	122
ВЛ80	3	7	120x16	87,3	71,8	1400	122
ВЛ11	3	7	120x16	84,6	69,5	1400	122
ЧС2	3	6	120x16	83,3	46,5	1200	179
2ТЕ10Л	2	6	120x16	97,0	39,3	1150	246
ТЕП60	2	6	120x16	97,0	39,3	1050	246
ТЕМ2	2	6	130x16	-	-	1150	-

7.1.2. Перевірка міцності ресори при динамічному навантаженні

Допустиме напруження згину ресори під динамічним навантаженням $[\sigma_H]_{\max} = 1000 \text{ МПа}$.

Ресори перевіряють за допустимим напруженням згину при динамічному навантаженні $P_{\text{дин}}$ з урахуванням впливу хомута за формулою:

$$[\sigma_H]^I = \frac{3P_{\text{дин}}l}{2bh^2(n+1)}. \quad (7.3)$$

Динамічне навантаження:

$$P_{\text{дин}} = P_{\text{ст}}(1 + K_D). \quad (7.4)$$

Коефіцієнт вертикальної динаміки визначають за емпіричною формулою:

$$K_D = 0,1 + 0,2 \frac{V}{f_{\text{ст}}}, \quad (7.5)$$

де V – конструкційна швидкість, км/год;

$f_{\text{ст}}$ – статичний прогин ресорного підвішування локомотива зразка, мм.

Ресора задовольняє умову міцності при динамічному навантаженні, якщо $[\sigma_H] < [\sigma_H]_{\max}$.

7.1.3. Визначення статичного прогину (деформації) листової ресори

Статичний прогин листової ресори:

$$f_P = \frac{6P_{\text{ст}} \left(\frac{l}{2} - \frac{a}{6} \right)^3}{Ebh^3(3n_K + 2n_C)}, \quad (7.6)$$

де E – модуль пружності для сталі, $E = 2,05 \cdot 10^5$ МПа;
 a – ширина хомути ресори (див. табл. 7.1);
 n_K – число корінних листів ресори, $n_K = 2$;
 n_C – число листів ступінчастої частини ресори, $n_C = n - n_K$

Приклад

Дано:

$$P_{CT} = 8 \cdot 10^4 \text{ Н}; \ell = 1,15 \text{ м}; h = 0,016 \text{ м}; v = 0,12 \text{ м};$$

$$a = 0,11 \text{ м}; v = 100 \text{ мм}; f_{cm} = 100 \text{ мм}$$

Розв'язання:

$$W = \frac{0,12 \cdot 0,16^2}{6} = 5,12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

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

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

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

$$[\sigma_H]' = \frac{3 \cdot 10,4 \cdot 10^4 \cdot 1,15}{2 \cdot 0,12 \cdot 0,016^2 \cdot 8} = 730 \cdot 10^6 = 730 \text{ МПа.}$$

730 МПа < 1000 МПа – умова міцності виконується.

$$f_P = \frac{6 \cdot 8 \cdot 10^4 \left(\frac{1,15}{2} - \frac{0,116}{6} \right)^3}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 0,12 \cdot 0,016^3 (3 \cdot 2 + 2 \cdot 5)} = \frac{8,3 \cdot 10^4}{1,6 \cdot 10^6} = 0,052 = 52 \text{ мм.}$$

7.2. Розрахунки на міцність гвинтової пружини

7.2.1. Визначення діаметра пружини

Пружини на міцність розраховуються за допустимою дотичною напругою при динамічному навантаженні $[\tau]_{\max} = 650 \text{ МПа}$ (табл. 7.2).

Діаметр пружини визначається із рівняння

$$[\tau]_{\max} = \frac{8KP'_{дин} \cdot D}{\pi \cdot d^3}, \quad (7.7)$$

звідки

$$d = \sqrt[3]{\frac{8kP'_{дин} \cdot D}{\pi \cdot [\tau]_{max}}}, \quad (7.8)$$

де k – коефіцієнт, який враховує збільшення дотичної напруги у перерізі на внутрішній поверхні витка пружини за рахунок її кривизни та інших факторів. Величина коефіцієнта залежить від індексу пружини $c = \frac{D}{d}$, у розрахунках можна прийняти $k = 1.25 \div 1.3$;

D – діаметр пружини;

$P'_{дин}$ – динамічне навантаження на пружину, приймається

$$P'_{дин} = 0.5P_{дин}.$$

Таблиця 7.2

Основні дані гвинтових пружин ресорного підвішування
ЛОКОМОТИВІВ

Локомотив	Пружина	Діаметр прутка, мм	Діаметр пружини, мм	Число робочих витків	Статичне навантаження, кН	Жорсткість, Н/мм $\times 10^{-4}$	Статичний прогин, мм
ВЛ8	Зовнішня	33	120	4	30,3	171	17,7
	Внутрішня	19	65	7,5	10,7	63,5	17,7
ВЛ60	Одинарна	40	160	3,5	41,6	179	23,3
ВЛ80	Одинарна	42	160	2,5	46,7	275	17
ЧС2	Одинарна	40	160	3,0	41,2	208	19,8
2ТЕ10Л	Одинарна	40	200	4,5	43,0	107	40
2ТЕ116,	Зовнішня	36	224	5,5	30,9	24,5	126
2ТЕ10В,	Середня	23	193	5,5	11,0	8,7	126
2ТЕ10М	Внутрішня	16	136	5,5	5,65	4,5	126

7.2.2. Визначення числа витків пружини

Число робочих витків визначають із рівняння деформації пружини:

$$f_{пр} = \frac{8D^3 \cdot n_p \cdot P'_{ст}}{d^4 G}, \quad (7.9)$$

звідки

$$n_p = \frac{f_{np} \cdot d^4 \cdot G}{8D^3 \cdot P'_{CT}}, \quad (7.10)$$

де f_{np} – прогин пружини прийняти відповідно до локомотива-зразка;

G – модуль зсування для сталі, $G = 8 \cdot 10^4$ МПа;

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

Приклад

Дано:

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

Розв'язання:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1,3 \cdot 5,2 \cdot 10^4 \cdot 0,2}{3,14 \cdot 650 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{10,8 \cdot 10^4}{2200 \cdot 10^6}} = 0,037\text{ м} = 37\text{ мм};$$
$$n_p = \frac{0,1 \cdot 0,037^4 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 10^6}{8 \cdot 0,2^3 \cdot 4 \cdot 10^4} \approx 6 \text{ витків.}$$

Приймаючи число опорних витків 1,5, отримаємо загальне число витків 7,5.

7.3. Розрахунки на міцність гумового амортизатора

У даному розділі подані розрахунки для вибору гуми необхідної твердості, яка забезпечує міцність гумового амортизатора під статичним навантаженням. Гумові амортизатори ресорного підвішування можуть мати форму диска, кільця або прямокутника і встановлюються як опори пружин та ресор.

При розрахунку гумових амортизаторів стиску абсолютна деформація під статичним навантаженням приймається $\Delta H = (0.1 \div 0.15)H$ – початкова висота амортизатора. При більших значеннях ΔH гума швидко руйнується. Характеристика

гумового амортизатора в межах $\varepsilon \leq 0.2$ приймається лінійною і виражається за допомогою закону Гука:

$$\sigma = E_p \cdot \varepsilon, \quad (7.11)$$

де σ – напруга стиску;

E_p – розрахунковий модуль пружності гуми.

Оскільки $\sigma = \frac{p}{F}$ і $\varepsilon = \frac{\Delta H}{H}$, де F – площа амортизатора, то

$$\Delta H = f_{pa} = \frac{HP}{E_p \cdot F}. \quad (7.12)$$

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

$$E_p = E(1 - \alpha\Phi), \quad (7.13)$$

де E – модуль пружності гуми;

α – коефіцієнт, який враховує стан опорних поверхонь. При міцному скріпленні опорних поверхонь гуми до металевих прокладок $\alpha = 4.67$;

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

Модуль пружності E зв'язаний з модулем зсуву гуми G_p виразом:

$$E = 3G_p. \quad (7.14)$$

Основним показником, який оцінює властивості гуми, є її твердість. Перехід від числа твердості до G_p здійснюється згідно з емпіричною формулою:

$$G_P = \left(\frac{h}{19,5} \right)^2. \quad (7.15)$$

де G_P – модуль зсуву гуми, кг/см².

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

$$\sigma_{\text{стиск.}} = \frac{P'_{\text{СТ}}}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}, \quad (7.16)$$

де D і d – відповідно зовнішній та внутрішній діаметри амортизатора;

$$\Phi = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4\pi H(D + d)} = \frac{D - d}{4H}. \quad (7.17)$$

Таким чином, за габаритними розмірами амортизатора D, d, H (табл. 7.3) і навантаженням $P'_{\text{СТ}}$ можна визначити напругу стиску, модуль пружності, модуль зсуву, а потім необхідну твердість гуми, яка забезпечує допустиму деформацію амортизатора.

Таблиця 7.3

Основні дані гумових амортизаторів ресорного підвішування локомотивів

Механічні характеристики	Значення показників гуми марки		
	7-1847	7-2959	7-2462
Міцність по Шору	42,5	52,5	67,5
Модуль пружності, МПа	1,7	2,3	5,7
Модуль пружності при зсуві, МПа	0,48	0,67	1,5
Коефіцієнт Пуассона	0,492	0,487	0,482
Опір розриву, МПа	18,0	18,0	7,5
Відносне подовження при розриві, %	675	550	325
Температурний інтервал працездатності, °С	від -50 до +80	від -50 до +80	від -50 до +80

7.4. Пневматичні ресори

Для ресорного підвішування локомотивів застосовують пневматичні пружні елементи, які забезпечують ресорному підвішуванню такі переваги: невелику жорсткість підвішування; просте регулювання жорсткості і величини демпфірування; принципову можливість автоматичного регулювання перекосу кузова при проході локомотива по кривих ділянках колії; порівняно невелику масу; високі показники надійності; добру ізоляцію кузова від вібрації.

Пневматична ресора складається з чотирьох основних елементів (рис. 7.1): пневмоелемента 1, додаткового резервуара 2, висоторегулюючого клапана (на рис. 7.1, а не показаний) і з'єднуючих їх трубопроводів 3. Стисле повітря з головного резервуара локомотива надходить до висоторегулюючого клапана, а потім в пневморесору. В трубопроводі, що сполучає пневморесору з додатковими резервуарами, є штуцери з дросельними отворами, що забезпечують необхідне демпфірування при коливанні надресорної будови, а отже, і при проходженні між додатковими резервуарами.

б)

Рис. 7.1. Пневматична ресора з пружними елементами:
а – балонного типу: 1 – пневмоелемент; 2 – додатковий резервуар; 3 – трубопровід; 4 – пружина;. б – діафрагмового типу

Призначення висоторегулюючого клапана – підтримувати задану висоту головної рами локомотива відносно головок рейок за допомогою автоматичної зміни тиску повітря в пневмобалонах. Клапан служить для сполучення пневмобалона з живильною магістраллю або з атмосферою залежно від необхідності збільшення або зменшення тиску повітря в балоні.

На локомотивах застосовують пружні елементи балонного (рис. 7.1, а) і діафрагмового типів (рис. 7.1, б). Найпростішу конструкцію мають елементи балонного типу. Проте жорсткість їх у поперечному напрямі незначна. Наявність діафрагмових елементів дозволяє забезпечувати необхідну жорсткість

ресорного підвішування на всіх напрямках. Комбіновані ресори складаються з елементів цих двох типів.

Всередині кожного балона обов'язково є пружний елемент, виконаний або з циліндрових пружин 4, або у вигляді гумового амортизатора (див. рис. 7.1, а). Наявність таких пружних елементів дозволяє гарантувати безпеку руху, якщо з яких-небудь причин тиск повітря в ресорі знизиться. Іноді паралельно пневморесорі встановлюють гідравлічний гаситель коливань.

Звичайно тиск у пневматичних ресорах локомотивів встановлюють 0,4-0,6 МПа. Тиск у пружному пневмоелементі вибирають таким, щоб він завжди був нижче мінімального, забезпечуваного джерелом живлення. В результаті експлуатації локомотивів з пневматичним підвішуванням встановлено, що витрата повітря з головного гальмового резервуара унаслідок нещільності невелика (близько 1 л/хв на ресору). Більш значна витрата повітря в результаті періодичного спрацьовування висоторегулюючих клапанів при русі по ділянках з великою кількістю кривих. За даними випробувань, при русі дизель-поїздів по таких ділянках із швидкістю 85 км/год витрата повітря (на один вагон) складала приблизно 30 л/хв, а при русі із швидкістю 110 км/год – близько 130 л/хв, тобто відносно невелику частку загальної подачі гальмового компресора. Особливістю пневморесори є те, що пружним тілом в ній служить повітря і відповідні характеристики визначаються в основному термодинамічними процесами, що відбуваються в газі. Приймаючи цей процес політропним, можна знайти номінальну жорсткість пружного пневматичного елемента:

$$Ж_0 = F_{E\Phi}^2 n_{pa} / V_0 + p_a (dF_{E\Phi} / d\delta), \quad (7.18)$$

де $F_{E\Phi}$ – ефективна (несуча) площа пневмоелемента, рівна $pD_{E\Phi}^2/4$;

n – показник політропи, рівний 1,3 – 1,5;

p_a – номінальний тиск в пневмоелементі;

V_0 – загальний об'єм пневмоелемента і додаткового резервуара;

δ – хід пневмоелемента;

$D_{E\Phi}$ – ефективний діаметр пневморесори.

За значеннями статичної жорсткості визначають еквівалентне їй умовне статичне прогинання $D = H/\mathcal{J}_0$, яке також залежить від тиску в пневмоелементі, його об'єму і об'єму додаткового резервуара. На тепловозах ТЕ7, 2ТЕ10Л, ТГМЗ і ТЕМ7 вдалося отримати умовне статичне прогинання 180 мм і більше. Це дозволило значно (у 2-2,5 рази) знизити вертикальні прискорення кузова і рами візка, а також коефіцієнт динаміки ресорного підвішування.

В процесі деформації жорсткість пневморесори

$$\mathcal{J} = \frac{F_{E\Phi}^2 n V_0^n}{(V_0 + \delta F_{E\Phi})^{n+1}} p_a + p \frac{dF_{E\Phi}}{d\delta}, \quad (7.19)$$

де p – поточне значення тиску в пневмоелементі.

Таким чином, жорсткість пневматичної ресори залежить від значень її початкових і поточних параметрів, а також деформації балона при зміні навантаження. Інакше кажучи, пневморесора має нелінійну характеристику, хоча нелінійність у межах зміни навантажень, діючих на ресору, невелика.

Поперечний поворотальний ефект у діафрагмовій пневморесорі досягається в основному в результаті зміни площі і форми поверхні контакту оболонки з поршнем пневморесори та частково жорсткості оболонки. Однією з переваг пневмопідвішування є простота забезпечення балансування окремих пружних комплектів унаслідок розподілу повітря між окремими пневморесорами. Існують конструкції, що дозволяють із зміною швидкості руху змінювати число точок підвішування: на малих швидкостях підвішування триточкове, на підвищених швидкостях – чотириточкове.

Пневматичне підвішування локомотива дозволяє автоматично компенсувати недостатнє піднесення зовнішньої рейки в кривих ділянках колії і тим самим підвищити швидкість руху по кривих приблизно на 20–25 %, що дуже важливо при організації швидкісного руху на існуючих коліях.

7.5. Визначення жорсткості і статичного прогину

ресорного підвішування

Основною пружною характеристикою ресорного підвішування візка є жорсткість, що показує величину навантаження в кілоньютонах, яка дає статичний прогин на одиницю довжини.

Геометричні розміри пружних елементів, до яких належать пружини, листові ресори і гумові амортизатори, необхідно взяти із розділів, де виконано їх розрахунок на міцність.

Жорсткість пружних елементів визначається за формулами:

$$\text{листової ресори } \mathcal{J}_P = \frac{E v v^3 (3n_K + 2n_C)}{6(\ell_K/2 - a/6)}; \quad (7.20)$$

$$\text{гумового амортизатора } \mathcal{J}_{Г.А.} = \frac{E_P \cdot F}{H}; \quad (7.21)$$

$$\text{циліндричної пружини } \mathcal{J}_{ПР} = \frac{d^4 G}{8n_P D^3} \quad (7.22)$$

Можна прийняти розміри пружин, листових ресор, гумових амортизаторів за локомотивом-зразком.

Сумарна жорсткість ресорного підвішування залежить від способу навантаження і пружних елементів: паралельного, послідовного і змішаного.

Жорсткість групи пружних елементів у загальному випадку визначається на основі прирівнювання роботи, необхідної для осідання всієї ресорної системи, до суми робіт, витрачених на прогин окремих елементів.

При навантаженні декількох пружних елементів, наприклад пружини і ресори, робота, необхідна на стиск системи, дорівнює сумі роботи на стиск цих елементів.

$$\frac{P_{заг} \cdot f_{заг}}{2} = \frac{P_P F_P}{2} + \frac{P_{ПР} f_{ПР}}{2}. \quad (7.23)$$

Введемо заміну у формулі (7.23)

$$f_{заг} = \frac{P_{заг}}{Ж_{заг}}; f_P = \frac{P_P}{Ж_P}; f_{ПР} = \frac{P_{ПР}}{Ж_{ПР}}. \quad (7.24)$$

Отримаємо

$$\frac{P_{заг}^2}{Ж_{заг}} = \frac{P_P^2}{Ж_P} + \frac{P_{ПР}^2}{Ж_{ПР}}. \quad (7.25)$$

При послідовному навантаженні елементів $P_{заг} = P_P = P_{ПР}$, тоді маємо

$$\frac{1}{Ж_{заг}} = \frac{1}{Ж_P} + \frac{1}{Ж_{ПР}} \text{ або } Ж_{заг} = \frac{Ж_P \cdot Ж_{ПР}}{Ж_P + Ж_{ПР}}. \quad (7.26)$$

Слід запам'ятати, що при послідовному навантаженні елементів складаються величини, зворотні жорсткості, які називаються гнучкістю.

При паралельному навантаженні елементів (див. рис. 7.2).

$$P_{заг} = Ж_{заг} \cdot f_{заг}; \quad (7.27)$$

$$P_P = Ж_P \cdot f_P; P_{ПР} = Ж_{ПР} \cdot f_{ПР}. \quad (7.28)$$

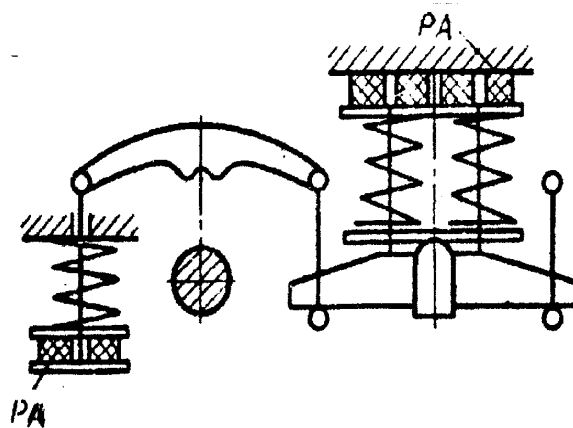


Рис. 7.2. Схема навантаження елементів ресорного підвішування

Після підстановки у формулу (7.26) отримаємо:

$$\mathcal{K}_{заг} \cdot f_{заг}^2 = \mathcal{K}_P \cdot f_P^2 + \mathcal{K}_{ПП} \cdot f_{ПП}^2. \quad (7.29)$$

Оскільки при паралельному навантаженні $f_{заг} = f_P = f_{ПП}$, то маємо:

$$\mathcal{K}_{заг} = \mathcal{K}_P + \mathcal{K}_{ПП}. \quad (7.30)$$

При паралельному навантаженні елементів їх жорсткості складаються.

Знання цього принципу дозволяє легко визначати сумарну жорсткість будь-якої складної системи.

Загальна жорсткість збалансованого ресорного підвішування (див. рис. 7.3) тривісного візка

$$\mathcal{K}_T = \frac{36\mathcal{K}_{P.B} + \mathcal{K}_{K.B}}{\mathcal{K}_{P.B} + 4\mathcal{K}_{K.B}}, \quad (7.31)$$

де $\mathcal{K}_{P.B}$ – жорсткість пружин і ресори ресорного вузла, кН/м;

$\mathcal{K}_{K.B}$ – жорсткість пружин кінцевого вузла, кН/м.

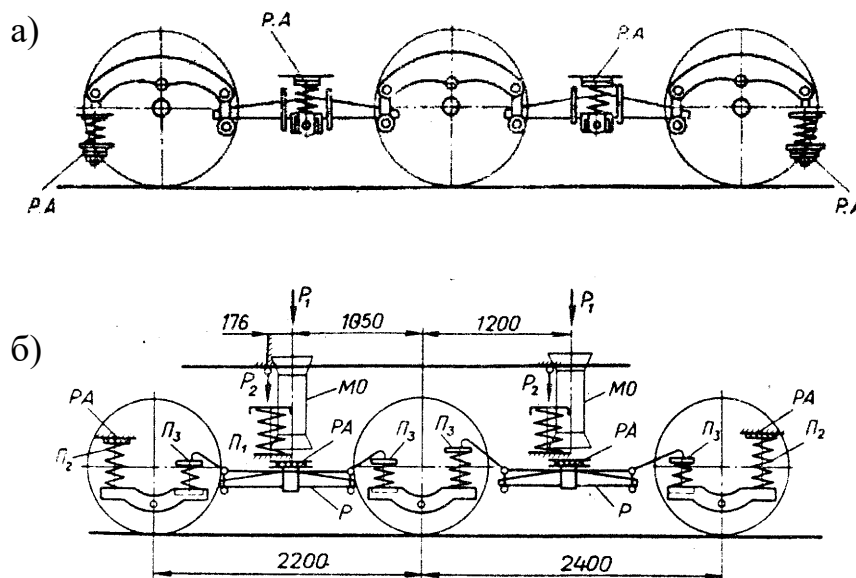


Рис. 7.3. Схема збалансованого ресорного підвішування

Жорсткість пружних елементів ресорного вузла

$$J_{P.B} = \frac{1}{\frac{1}{J_P} + \frac{1}{2J_{Г.А}} + \frac{1}{J_{ПР}}}, \quad (7.32)$$

де $J_P, J_{Г.А}, J_{ПР}$ – відповідно жорсткості ресори, гумового амортизатора та пружини.

Жорсткість кінцевого вузла:

$$J_{К.В} = \frac{J_{ПР} \cdot J_{Г.А}}{J_{ПР} + J_{Г.А}}. \quad (7.33)$$

Загальна жорсткість індивідуального ресорного підвішування з урахуванням жорсткості буксових повідків (див. рис. 7.4)

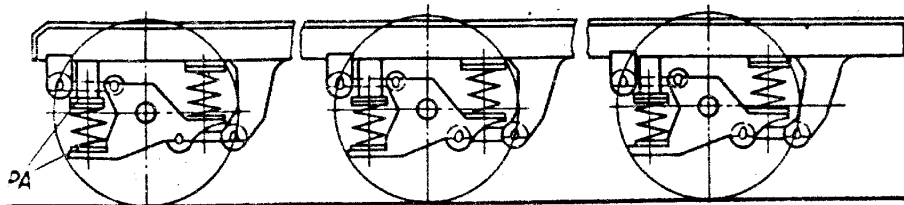


Рис. 7.4. Схема індивідуального ресорного підвішування

$$J_B = 12 \frac{J_{ПР} \cdot J_{Г.А}}{J_{ПР} + J_{Г.А}}. \quad (7.34)$$

Жорсткість двох буксових повідків прийняти 0,3 кН/мм. Сумарна жорсткість буксових повідків тривісного візка, кН/мм.

$$\sum J_{ПВ} = 6J_{ПВ} = 6 \cdot 0,3 = 1,8. \quad (7.35)$$

Приклад

Дано:

$$\mathcal{J}_{\text{ПР}} = 0,48 \text{ кН/мм}; \mathcal{J}_{\text{Г.А.}} = 11,5 \text{ кН/мм};$$

Розв'язання:

кінцевий вузол

$$\mathcal{J}_{\text{К.В.}} = \frac{0,48 \cdot 11,5}{0,48 + 11,5} = 0,46 \text{ кН/мм};$$

$$\mathcal{J}_{\text{ПР}} = 1,0 \text{ кН/мм}; \mathcal{J}_{\text{Р}} = 1,77 \text{ кН/мм};$$

ресорний вузол

$$\mathcal{J}_{\text{Р.В.}} = \frac{1}{\frac{1}{1,77} + \frac{1}{2 \cdot 11,5} + \frac{1}{2 \cdot 1,0}} = 0,91 \text{ кН/мм};$$

$$\mathcal{J}_{\text{В}} = \frac{36 \cdot 0,91 \cdot 0,46}{0,91 + 4 \cdot 0,46} = 5,5 \text{ кН/мм}.$$

Жорсткість ресорного підвішування візка, яка віднесена до колеса, визначається як:

$$\mathcal{J}_{\text{К}} = \frac{\mathcal{J}_{\text{Т}}}{K} \quad (7.36)$$

де K – число осей у візку.

Статичний прогин ресорного підвішування $f_{\text{СТ}}$ показує величину осідання пружних елементів під дією статичного навантаження.

$$\text{Якщо } \mathcal{J}_{\text{Т}} = \frac{P_{\text{СТ}}}{f_{\text{СТ}}}, \text{ то } f_{\text{СТ}} = \frac{P_{\text{СТ}}}{\mathcal{J}_{\text{Т}}}. \quad (7.37)$$

Статичне навантаження на візок приблизно визначається, виходячи із навантаження на вісь, яку дано у завданні

$$P_{CT} = 2P \cdot k, \quad (7.38)$$

де k – число осей у візку;
 $2P$ – навантаження на одну вісь, кН.

7.6. Визначення частоти коливання підресореної ваги тепловоза

Коливання підресорених ваг, які викликані дією випадкової жорсткості нерівності колії і які залежать від жорсткості системи і величини підресореної ваги, називаються вільними (власними) коливаннями системи. Вони показують число повних періодів коливань в одиницю часу, Гц,

$$H_B = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{J_T}{m_T}}, \quad (7.39)$$

де m_T – підресорена вага, яка припадає на візок.

Якщо прийняти $J_T = \frac{P_{cm}}{f_{cm}}$, $m_T = \frac{P_{cm}}{g}$, то отримаємо найбільш просту формулу для визначення частоти власних коливань, Гц,

$$H_B \approx \frac{5}{\sqrt{f_{cm}}}. \quad (7.40)$$

При користуванні формулою (7.40) статичний прогин f_{cm} слід підставляти тільки в сантиметрах.

З урахуванням впливу сил тертя у листових ресорах і внутрішнього тертя формула (7.40) уточнюється, Гц,

$$H_B \approx \frac{6}{\sqrt{f_{cm}}}. \quad (7.41)$$

Між коловою та лінійною частотами коливань є співвідношення, c^{-1} ,

$$\omega_B = 2\pi H_c. \quad (7.42)$$

Власні коливання системи відбуваються з приблизно постійною частотою. Для сучасних локомотивів частота власних коливань знаходиться в межах, Гц, s^{-1} відповідно,

$$N_B = 1,8 \div 2,2 ;$$

$$\omega_B = 2 \cdot 3,14 \cdot 2,0 = 12,56.$$

У варіантах, де за тепловоз-зразок приймається тепловоз 2ТЕП60 або ТЕП70, пружні елементи розмішуються у двох рівнях – між буксами і візками і між візками та кузовом. Надресорна будова має два рівня свободи і дві частоти вільних коливань, які можуть бути визначені за формулою:

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{J_1 + J_2}{M_1} + \frac{J_2}{M_2} \right)} \mp \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{J_1 + J_2}{M_1} + \frac{J_2}{M_2} \right)^2 - \frac{J_1}{M_1} \cdot \frac{J_2}{M_2}}, \quad (7.43)$$

де J_1 – жорсткість підвішування першого рівня (буксового);
 M_1 – підресорена вага двох візків;
 J_2 – жорсткість підвішування другого рівня (кузовного);
 M_2 – підресорена вага кузова.

Жорсткість підвішування першого рівня дорівнює жорсткості підвішування двох візків $J_1 = 2J_B$. Жорсткість підвішування візків тепловозів ТЕП60 і ТЕП70 визначається з формул, які наведені вище для збалансованого підвішування з урахуванням жорсткості буксових повідків.

Розрахунок жорсткості кожного із пружних елементів другого рівня підвішування студентом не виконується. Вихідні дані, які дозволяють визначити загальну жорсткість підвішування другого рівня J_2 , можуть бути прийняті за тепловозом-зразком.

Наприклад, для тепловоза ТЕП60 статистична жорсткість одного конуса гуми марки НО-68-1 $J_{кон} = 11$ кН/мм; при розрахунку слід використовувати значення динамічної жорсткості конуса $J_{кон(дин)}$, яка за дослідними даними вище статистичної у 2,5 разів.

Жорсткість однієї бокової пружини опори другого рівня $J_{ПР} = 1,1$ кН/мм.

Загальна жорсткість другого рівня підвішування тепловоза може бути легко визначена студентом після з'ясування схеми навантаження пружних елементів і способу їх з'єднання (паралельне, послідовне). Вага кузова з обладнанням, підресорена вага двох візків приймаються за тепловозом-зразком. Відповідна підресорена вага $M = \frac{P_{Cm}}{g}$ (g – прискорення вільного падіння).

Підставляємо отримані дані у вихідне рівняння, отримаємо два значення частот вільних коливань ω_1 і ω_2 , які мають бути позитивними. Менше з них являє собою частоту першого головного коливання (візок і кузов коливаються синфазно). Більш висока частота відповідає другому головному коливанню (кузов і візок рухаються назустріч один одному).

7.7. Визначення критичної швидкості руху тепловоза

Ресорне підвішування являє собою складну коливальну систему, на яку періодично діють сили збурення з боку колії, які породжують так звані вимушені коливання.

Частота вимушених коливань

$$\omega_B = \frac{2\pi v}{L}, \quad (7.44)$$

де v – швидкість руху тепловоза, м/с;

L – довжина рейкових ланок, м.

Явище резонансу може статися, коли частота власних коливань буде дорівнювати частоті вимушених коливань. Швидкість руху, при якій настає це небезпечне явище, яке призводить іноді до сходу коліс з рейок, називається критичною.

Вона знаходиться із співвідношення:

$$\omega_c = \omega_B; \frac{2\pi v_{KP}}{L} = \sqrt{\frac{J_B}{m_B}}, \quad (7.45)$$

звідки

$$v_{KP} = \frac{\omega_c}{2\pi} \cdot L = \frac{5L}{\sqrt{f_{Cm}}}. \quad (7.46)$$

Отримане значення критичної швидкості слід порівняти із заданою конструкційною швидкістю. Для того щоб запобігти явищу резонансу і небажаних явищ, пов'язаних з ним, критична швидкість руху має бути вище конструкційної.

Розрахунок критичної швидкості необхідно зробити для двох значень довжин рейкових ланок, м,

$$L_1 = 12,5; \quad L_2 = 25 .$$

7.8. Розрахунок демпфірування коливань

У ресорному підвішуванні тепловозів демпфірування (гасіння коливань) здійснюється за допомогою гасників сухого тертя (фрикційних) або листових ресор. В окремих випадках використовуються гідравлічні гасники, які ненадійно працюють у буксовому рівні через дію на них ударних (імпульсних) навантажень. Тому гідрогасники частіше використовуються в другому рівні ресорного підвішування (ТЕП70), в якому від дії ударних навантажень вони захищені пружністю буксового рівня підвішування.

У дослідній експлуатації використовуються пневматичні гасники, робочим тілом яких є стисле повітря. Таки гасники надійно працюють в обох рівнях підвішування.

Демпфірувальний вплив на систему мають гумові амортизатори, які мають внутрішнє тертя.

Демпфірування у ресорному підвішуванні прийнято вважати задовільним, якщо робота тертя, яка утворена демпферами, складає 3-6 % від роботи пружних сил підвішування у цілому. Ця величина має назву коефіцієнта відносного тертя.

Робота пружних сил підвішування візка

$$A_{II} = 4 f_{cm} J_B Z_1, \quad (7.47)$$

де f_{cm} – статичний прогин підвішування, мм;

J_B – жорсткість підвішування візка, кН/мм;

Z_1 – величина відхилення рами візка при коливаннях (динамічний прогин).

При розрахунках слід задатись величиною динамічного прогину, мм,

$$Z_1 = 15 \div 25 \text{ .}$$

Робота сил тертя у підвішуванні візка, яка утворена фрикційними гасниками,

$$W_\phi = 4F_{TEP}Z_1, \quad (7.48)$$

де F_{TEP} – сила тертя одного гасника, прийняти $F_{TEP} = 5 \div 6$ кН;

n – число гасників, $n = 6$.

Коефіцієнт відносного тертя

$$\phi_T = \frac{W_\phi}{A_{II}} = \frac{F_{TEP} \cdot n}{f_{cm} \mathcal{K}_B} \geq 0,03 \div 0,06. \quad (7.49)$$

При необхідності слід збільшити силу тертя, яка утворена фрикційним демпфером.

Робота сил в'язкого тертя гідрогасників візка

$$W_T = \pi C_B \omega Z_1^2, \quad (7.50)$$

де C_B – сумарний коефіцієнт опору гасників візка, кН·с/мм,

$$C_B = \lambda C_{KP}, \quad (7.51)$$

де λ – коефіцієнт відносного демпфірування (рекомендоване значення $\lambda = 0.28 \div 0.3$);

C_{KP} – критичний коефіцієнт опору, при якому коливання практично відсутні,

$$C_{KP} = 2\sqrt{\mathcal{K}_B \cdot m_B}, \quad (7.52)$$

де \mathcal{K}_B – жорсткість підвішування візка, кН·с/мм,

m_B – вага підресореного вантажу, кН·с²/мм.

Коефіцієнт відносного тертя ресорного підвішування візка з листовими ресорами визначається за формулою:

$$\varphi_T = \frac{\varphi_P n \alpha^2}{\mathcal{J}_P} \cdot \mathcal{J}_B, \quad (7.53)$$

де φ_P – коефіцієнт відносного тертя листової ресори;
 n – число листових ресор у візку;
 α – частина навантаження на кожну ресору.

Частина навантаження на листову ресору при збалансованому підвішуванні тривісного візка $\alpha = 1/6$.

У візка є чотири листових ресори:

$n = 4$ – коефіцієнт відносного тертя ресори

$$\varphi_P = 2\mu(n_0 - 1) \frac{h}{L}, \quad (7.54)$$

де μ – коефіцієнт тертя між листами ресори; приймаємо в умовах недостатнього змащення рівним 0,4;

h – товщина листа;

L – довжина ресори;

n_0 – число листів у ресори.

Розміри листової ресори визначені вище.

Особливості конструкції ресорного підвішування візка тепловоза 2ТЕ116 (2ТЕ10М)

Фрикційний гасник коливань (ФГК) має накладки, виготовлені з фрикційного матеріалу: гальмова вальцювальна стрічка товщиною 6-8 мм, яка має коефіцієнт тертя не менше 0,39 або вкладиші з азбестової композиції. Демпфірувальні властивості ФГК оцінюють за значенням сили тертя $F = 4,65-5,2$ кН (0,465-0,52 тс) або 5,5 % підресореної ваги, що припадає на буксовий вузол. Це відповідає коефіцієнту демпфірування 4-5. Він являє собою відношення роботи сил тертя до роботи пружних сил системи ресорного підвішування при зміні прогину від 0 до 126 мм. ФГК гасять вертикальні коливання з амплітудою 30 мм і частотою до 2 Гц. Гасіння

коливань силою сухого тертя супроводжується інтенсивним зносом (близько 0,05 мм/год) поршня і накладок. Ресурс цих елементів складає не більш 400 тис. км пробігу.

Особливості ресорного підвішування тепловоза ТЕМ2

Листова ресора виготовляється з ресорної штабової жолобчастої сталі 16 х 120 марки 60С2. Листи піддають термообробці-загартуванню в мастилi до твердості НВ 363-432. Хомути – ковані зі сталі Ст3. Залежно від фактичної стріли прогину під розрахунковим навантаженням ресори діляться на дві групи. У зв'язку з цим на один візок підбирають ресори однієї групи. Знак групи наносять на бічній поверхні хомута. Балансири виготовляють із сталі Ст25 або Ст3кп. Середню опорну частину наплавляють електродами Ж4 або 50ХФА. Товщина наплавленого шару 2,5-3,5 мм, твердістю НВ>415. Підвіска ресори лита зі Ст25Л11 або 30Л11. Пружини піддають термообробці для досягнення твердості НРС40-47. У готової пружини її твірна має бути перпендикулярна торцям, відхилення допускається не більше 4 мм.

8. ДОПОМІЖНЕ УСТАТКУВАННЯ ТЕПЛОВОЗІВ

8.1. Вибір та обґрунтування допоміжних агрегатів, систем та пристроїв

Випуск сучасних та перспективних локомотивів, покращення їх тягових властивостей, підвищення надійності всіх вузлів і систем передбачають необхідність створення агрегатів та вузлів локомотивів з якісно новими технічними рішеннями та прогресивними конструкціями.

До таких агрегатів та вузлів належать:

- безщелепні візки з мінімальною кількістю швидкоспрацьовуваних деталей та радіальним розташуванням колісних пар;
- гідравлічні та електричні приводи допоміжних агрегатів, які можуть регулювати їх частоту обертання залежно від умов роботи;
- малоінерційні системи автоматичного регулювання температури води та мастила;

- електродинамічне гальмо;
- централізований електричний агрегат живлення системи опалювання вагонів пасажирського поїзда;
- централізована система охолодження тягових електричних машин;
- високоефективна система очищення повітря та охолодження електрообладнання;
- система кондиціонування;
- двоконтурна високотемпературна система охолодження дизеля;
- водомасильний теплообмінник та інші;
- масляні фільтри, які самоочищуються;
- блочне компанування агрегатів;
- бортова система діагностування;
- підігрів теплоносіїв при великих зупинках, від стороннього джерела.

Допоміжні системи, агрегати і пристрої локомотива обираються на підставі ретельного аналізу існуючих конструкцій.

Охолодні пристрої локомотивів повинні забезпечити теплорозсіюючу здатність, при якій можлива робота на номінальній потужності за будь-яких умов експлуатації. Вони мають бути надійними в роботі, зручними в обслуговуванні та ремонті, обладнаними автоматичною системою управління, мати мінімальні витрати потужності при обмежених розмірах.

Вибір та розрахунок охолодних пристроїв дизелів викладений у рекомендованій літературі [6].

Системи охолодження тягових електричних машин і апаратів призначені для підтримки необхідного температурного режиму електрообладнання в будь-яких експлуатаційних умовах. На локомотивах використовують індивідуальну, централізовану та змішану системи охолодження тягових електричних машин (ТЕМ). В індивідуальних системах охолодження кожна електрична машина або пристрій обладнується власним вентилятором і системою очищення повітря. Централізовані системи забезпечують охолодженням повітрям усі електричні машини, апарати та пристрої локомотива від одного вентилятора, який в основному є осьовим. При змішаній системі електричні

машини та апарати з'єднані в групи, кожен з яких обслуговує свій вентилятор.

Найбільш поширеною схемою охолодження в локомотивобудуванні є змішана – групова система охолодження тягових двигунів і індивідуальна генератора.

На підставі порівняльного аналізу технічних даних загальна кількість повітря, яке охолоджує тягові електричні машини, для тепловозів знаходиться в межах 11-12,2 м³/год на кожний кіловат потужності (з урахуванням охолодження випрямляча тепловоза з передачею змінно-постійного струму 12,4-12,7 м³/год), для електровозів змінного струму – 9,8-9 м³/год.

8.2. Паливна система

Паливна система призначена для подачі палива до паливної апаратури дизеля.

Вимоги до паливної системи. Паливна система має забезпечувати добру фільтрацію палива, а також його підігрів у холодну пору року до $t = 35 \dots 55^{\circ}\text{C}$.

Паливна система має забезпечити надлишковий тиск у паливному колекторі в межах 0,15 МПа, що досягається вибором продуктивності паливопідкачувального насоса у 2-3 рази більше потреби дизеля. Вона повинна мати аварійне живлення паливних насосів високого тиску при відмові паливопідкачувального насоса. При цьому потужність дизеля не повинна бути нижче (0,5-0,8) N_e .

Розрахунок технічних параметрів паливної системи

Визначення ємності паливних баків E , кг:

$$E = \frac{LQe}{10^4} \beta, \quad (8.1)$$

де L – пробіг тепловоза між наборами палива, км (звичайно 600-1000 км);

Q – маса поїзда, т;

e – витрата палива на вимірник, $e = 25-35$ кг/10⁴ брутто ткм;

β – коефіцієнт запасу, $\beta = 1,1-1,15$.

Визначення продуктивності насоса , що підкачує паливо, м³/год,

$$P_{\text{пнн}} = \frac{q_e N_e}{\gamma_m} K, \quad (8.2)$$

де q_e – питома витрата палива дизелем, кг/кВт·год;
 N_e – ефективна потужність дизеля, кВт;
 γ_m – питома вага палива, $\gamma_m = 860$ кг/м³;
 K – коефіцієнт циркуляції

$$K = \frac{P_{\text{пнн}}}{P_{\text{пнвт}}} = 2 \div 3, \quad (8.3)$$

де $P_{\text{пнвт}}$ – продуктивність паливних насосів високого тиску дизеля.

Визначення потужності на привод насоса, що підкачує паливо,

$$P_{\text{пнн}} = \frac{P_{\text{пнн}} \Delta P}{3,6 \eta_{\text{пнн}}} \quad (8.4)$$

де ΔP – перепад тиску палива в системі, МПа;
 $\eta_{\text{пнн}}$ – ККД насоса , що підкачує паливо, $\eta_{\text{пнн}} = 0,7-0,75$.

8.3. Масляна система

Масляна система призначена для підведення мастила до тертьових деталей дизеля і допоміжного устаткування.

Вимоги до масляної системи. Масляна система повинна забезпечити відведення тепла від мастила до атмосферного повітря, якісну фільтрацію мастила від продуктів зносу деталей дизеля, попереднє прокачування мастила перед запуском дизеля й автоматичної зупинки дизеля при зниженні тиску мастила в системі нижче допустимого.

Масляні системи розрізняються за числом контурів. Контуром називається замкнутий трубопровід, що має у своєму

складі масляний насос. На тепловозах використовуються системи одно-, дво-, триконтурні і т.д. Крім основного контуру, масляна система може мати контур попереднього прокачування мастила, контур відцентрового фільтра і т.д.

Розрахунок технічних параметрів масляної системи. Визначення продуктивності масляного насоса виконується з рівняння теплового балансу:

$$Q_M = P_{MH} C_M \gamma_M \Delta t, \quad (8.5)$$

де Q_M – кількість тепла, що відводиться від мастила дизеля, ккал/год;

P_{MH} – продуктивність масляного насоса, м³/год;

C_M – теплоємність мастила, ккал/кг·град;

γ_M – питома вага мастила, МПа;

Δt – перепад температур до і після холодильника, $\Delta t = 10 \dots 15^\circ\text{C}$;

У свою чергу $Q_M = \alpha \cdot N_e \cdot q_e \cdot Q_{PH}$, де α – частка тепла, що відводиться мастилом від дизеля. При неохолодних поршнях $\alpha = 0,04 \dots 0,06$; при охолодних поршнях $\alpha = 0,12 \dots 0,15$.

Використовуючи рівняння (8.5), визначаємо розрахункову продуктивність масляного насоса P_{MH} , м³/год,

$$P_{MH} = \frac{Q_M}{\gamma_M C_M \Delta t} = \frac{\alpha N_e q_e Q_H^P}{\gamma_M C_M \Delta t}, \quad (8.6)$$

де Q_H^P – нижча теплотвірна здатність палива, $Q_H^P = 10100$ ккал/кг.

Враховуючи що при зношенні деталей дизеля продуктивність масляного насоса падає, дійсна продуктивність приймається на 20...30% більше розрахункової, тобто $P_{MH}^D = (1,2 \dots 1,3) P_{MH}$. Наприклад продуктивність масляного насоса дизеля 10Д100 дорівнює 120 м³/год.

Визначення потужності на привод масляного насоса визначається за формулою

$$P_{MH} = \frac{\Pi_{MH} \Delta P}{3,6 \eta_{MH}}, \quad (8.7)$$

де η_{MH} – ККД масляного насоса, знаходиться в межах 0,8 ... 0,85;
 ΔP – перепад тиску мастила в системі, $\Delta P = 0,3 \dots 0,35$ МПа.

8.4. Водяна система

Водяна система призначена для відведення тепла від дизеля, мастила і наддувного повітря в атмосферу.

Вимоги до водяної системи. Водяна система повинна забезпечувати: ефективне відведення тепла від теплоносіїв, постійну наповнюваність системи водою, відведення пари в атмосферу, підігрів у холодну пору палива і кабіни машиніста. Схема класифікації водяної системи зображена на рис. 8.1.

В одноконтурних системах вода відводить тепло від нагрітих вузлів дизеля. У двоконтурних системах додається контур відведення тепла від мастила і наддувного повітря. У триконтурних системах додається контур нагрівання води при непрацюючому дизелі.

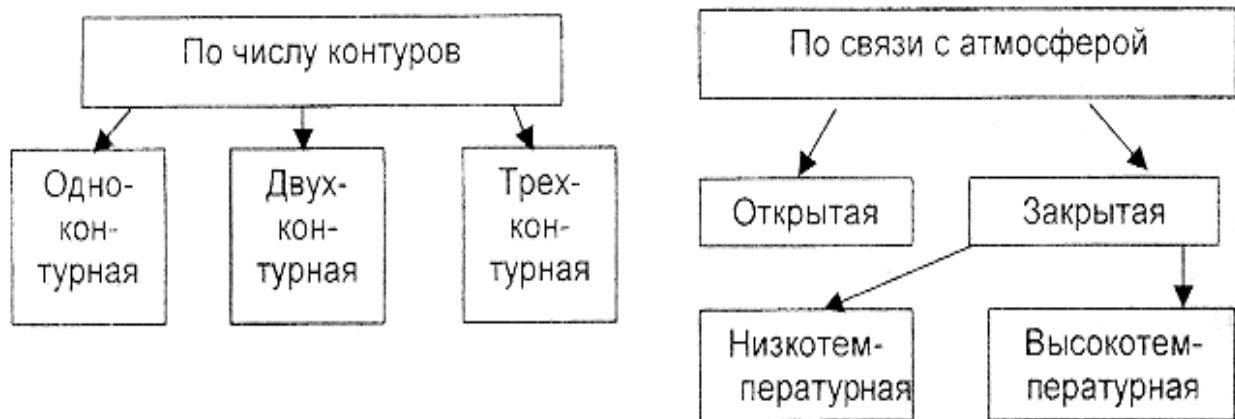


Рис. 8.1. Класифікація водяної системи

У відкритих системах вода через водяний бак зв'язана з атмосферою повітря, що обмежує надлишковий тиск у трубопроводах і робочій температурі води в межах 75-85⁰С.

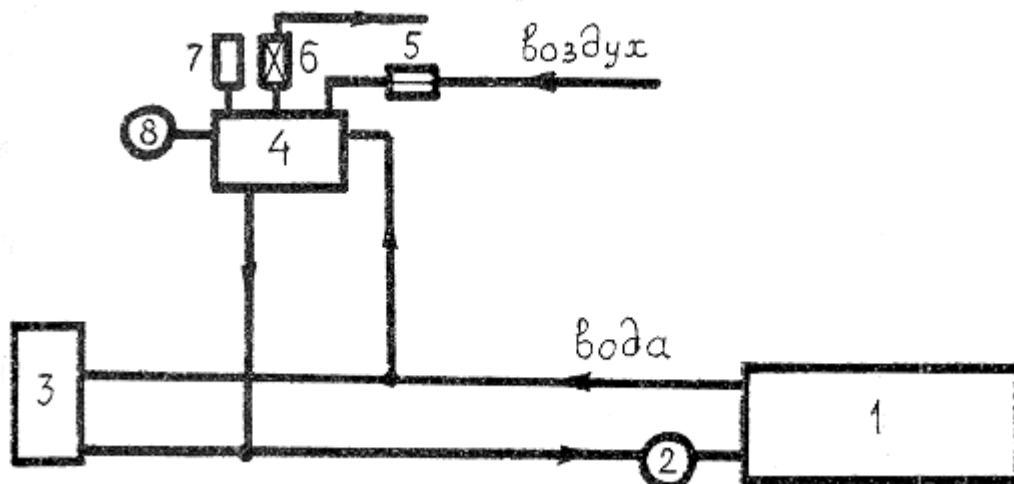


Рис. 8.2. Схема подачі стиснутого повітря у водяну систему:
 1 – ДВЗ; 2 – водяний насос; 3 – радіатор холодильника;
 4 – водяний бак; 5 – регулювальний клапан; 6 – вентиль;
 7 – захисний клапан; 8 – манометр

У закритих системах вода не зв'язана з атмосферою, тобто вона циркулює в герметичному трубопроводі, що дозволяє підняти тиск вище атмосферного і температуру кипіння вище 100°C . Закриті системи з низькотемпературним охолодженням мають температуру води в межах 105°C , а з високотемпературним охолодженням – у межах $110\div 120^{\circ}\text{C}$. Усі вітчизняні тепловози з закритими водяними системами мають низькотемпературне охолодження (ТЕ116, ТЕП70 і т.д.).

Для підвищення температури кипіння води необхідно створити у водяній системі надлишковий тиск. Це можна здійснити трьома способами:

1) за рахунок герметизації водяного бака. У цьому випадку він обладнаний захисним клапаном, що спрацьовує при надлишковому тиску $P_d = (0,05\dots 0,07)$ МПа і при розрядженні $P_p = (0,005\dots 0,007)$ МПа. Надлишковий тиск у цьому випадку створюється в системі за рахунок пари, утвореної при нагріванні води;

2) за рахунок подачі стиснутого повітря, яке подається у водяний бак із гальмової мережі тепловоза. Даний спосіб має простоту і можливість швидкого переходу від відкритої системи до закритої (рис. 8.2);

3) за рахунок додаткового поршневого насоса, що створює тиск у водяному баку. Недоліком цієї схеми є складність конструкції.

На вітчизняних тепловозах надлишковий тиск створюється за рахунок герметизації водяного бака, що дозволяє підвищувати температуру води до 105°C без її кипіння.

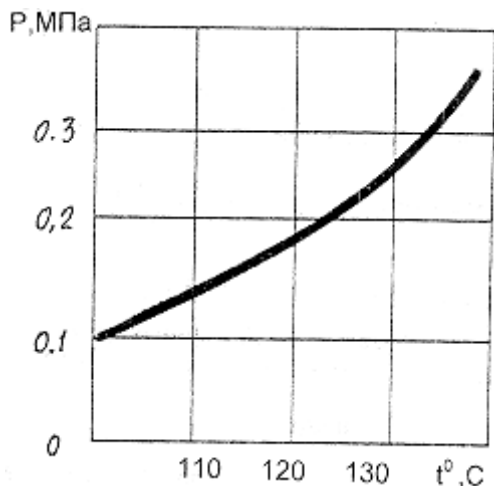


Рис. 8.3. Графік залежності температури кипіння води від розміру тиску у водяній системі

Температура кипіння залежить від величини надлишкового тиску в системі. Залежність між цими параметрами подана на рис. 8.3. З графіка видно, що чим вище тиск, тим вище температура кипіння води. Підвищення тиску обмежено можливістю порушення ущільнень циліндрових гільз дизеля і тривкістю трубок радіаторів. Випробування серійних радіаторів під тиском $0,4 \text{ МПа}$ протягом 400 год не викликало їх пошкодження.

Переваги водяної системи закритого типу перед водяною системою відкритого типу:

1. Істотно знижуються розміри охолодних пристроїв і витрати потужності на привод вентилятора (чим вище робоча температура води, тим більша ефективність охолодних пристроїв).

2. Підвищується ККД тепловоза за рахунок зниження витрат потужності на допоміжні потреби.

3. Поліпшується організація робочого процесу в циліндрах дизеля за рахунок підвищення робочої температури, що знижує витрату палива.

4. Зменшуються температурні деформації циліндрових гільз за рахунок зниження перепаду температур.

Недоліки водяної системи закритого типу:

1. Системи цього типу вимагають використання спеціальних, термостійких гумових ущільнень у дизелі.

2. При високих температурах води відбувається збільшення температури мастила, що призводить до швидкого його старіння (старіння прискорюється в 1,5-2 рази).

3. Підвищення температури мастила прискорює знос тертьових деталей дизеля. Для попередження цього явища необхідно використовувати термостійкі сорти мастил.

Розрахунок технічних параметрів водяної системи

Визначення продуктивності водяного насоса P_{BH} здійснюється, виходячи з рівняння теплового балансу:

$$Q_B = P_{BH} C_B \Delta t_B, \quad (8.8)$$

де $\Delta t = 8 \dots 10^\circ\text{C}$.

У свою чергу $Q_B = \alpha N_e g_e Q_H^P$, тоді продуктивність водяного насоса визначиться з формул:

розрахункова продуктивність, $\text{м}^3/\text{год}$,

$$P_{BH}^P = \frac{Q}{C_B \Delta t} = \frac{\alpha N_e g_e Q_H^P}{C_B \Delta t}, \quad (8.9)$$

дійсна:

$$P_{BH}^D = (1,2 \dots 1,3) P_{BH}^P. \quad (8.10)$$

На дизелі 10Д100 продуктивність водяного насоса першого контуру складає $150 \text{ м}^3/\text{год}$, а другого контуру – $100 \text{ м}^3/\text{год}$.

8.5. Охолодні пристрої тепловоза

Охолодні пристрої (ОП) призначені для відведення тепла від рідини до атмосферного повітря. В охолодні пристрої входять: радіатори, теплообмінники, повітряні канали, трубопроводи і пристрої регулювання роботи охолодних пристроїв.

Вимоги до охолодних пристроїв:

1. Спроможність відводити тепло при температурі зовнішнього повітря від - 50 до + 40 °С, при якій можлива нормальна реалізація номінальної потужності тепловоза.
2. Мінімальні витрати потужності на привод вентиляторів.
3. Мінімальні витрати кольорових металів.
4. Повна автоматизація роботи охолодних пристроїв.
5. Висока надійність устаткування.

Класифікація охолодних пристроїв:

- за схемами системи охолодження – повітряна (мастило і вода охолоджуються повітрям – ТЕМ2, ТЕ3); змішана (вода охолоджується повітрям, мастило – водою. За цією схемою працюють усі сучасні тепловози);
 - за місцем розташування радіаторів (рис. 8.4): бічне (ТЕ10, 2ТЕ116, ТЕМ2); дахове (ТГ16); лобове (ТГМ1);
 - за формою розташування радіаторів (рис. 8.5): вертикальна (ТЕ10, М62, ТЕМ2); V-подібна (2ТЕ116, 2ТЕ121); шатрова (ТГ16);
 - за числом рядів радіаторів (рис. 8.6) – однорядне (ТЕ10, М62, 2ТЕ116, ТЕМ2); дворядне розташування (ТЕ3);
 - за поверховістю радіаторів (рис. 8.7): одноповерхові (2ТЕ116, М62, ТЕМ2); двоповерхові (ТЕ10);
 - за конструкцією шахти – каркасна, блокова. Каркасна шахта складає єдине ціле з кузовом тепловоза. Блокова шахта може демонтуватися з кузова разом із всіма елементами системи охолодження, що дозволяє робити їхній ремонт поза кузовом локомотива;
 - за схемою роботи вентиляторів (рис. 8.8) – на усмоктування (усі вітчизняні тепловози); на нагнітання;
 - за схемою роботи вентиляторів на нагнітання, яка є найбільш ефективною, тому що в цьому випадку через вентилятор проходить холодне повітря, тим самим збільшуючи його продуктивність. Недоліком такої схеми є труднощі щодо компактного розташування радіаторів на даху тепловоза;
 - за кількістю вентиляторів – один (ТЕМ2, ТЕ10), два (2ТЕ121), три (2ТЕ126), чотири (2ТЕ116). Застосування двох і більше вентиляторів викликане тим, що на цих тепловозах використовується електричний привод перемінного струму, при

якому регулювання частоти обертання ускладнено. Тому інтенсивність охолодження рідини в цьому випадку регулюють кількістю працюючих вентиляторів;

- за типом привода вентилятора – механічний (ТЕМ2, ТЕ3); гідромеханічний (2ТЕ10В, М62); електричний (2ТЕ116, 2ТЕ121); гідростатичний (ТЕП70);

- за способом регулювання температури рідини – ручний (усі тепловози); дистанційний (ТЕ3); автоматичний (2ТЕ10В, 2ТЕ116, ТЕП70, ТЕМ2).

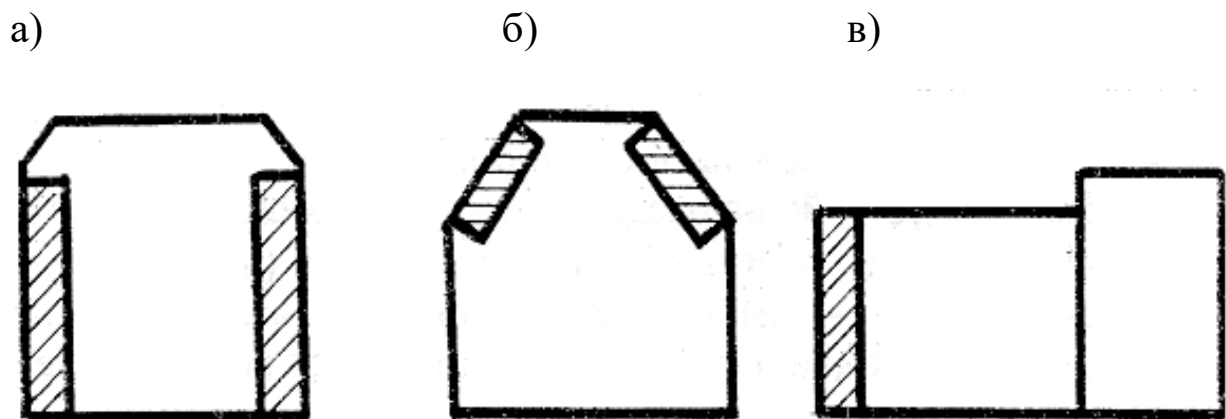


Рис. 8.4. Місце розташування радіаторів:
а) бічне; б) дахове; в) лобове

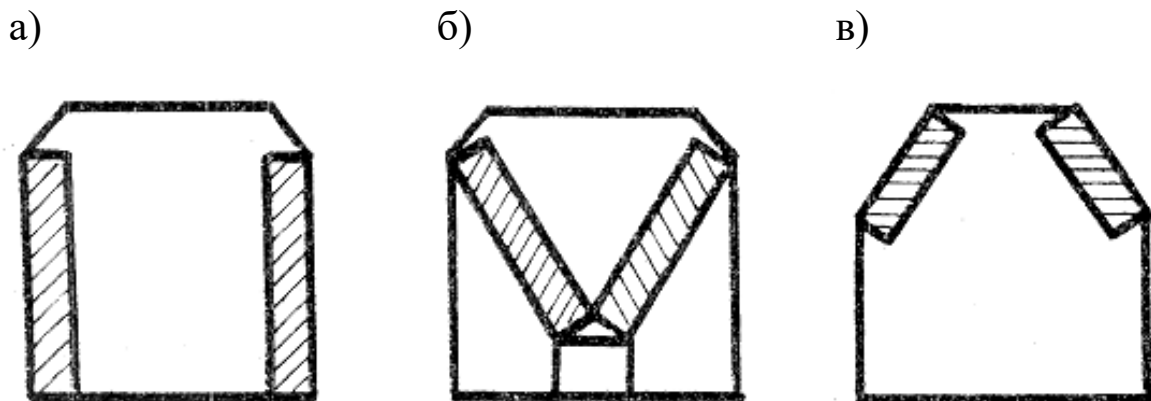


Рис. 8.5. Форма розташування радіаторів:
а) вертикальна; б) V-подібна; в) шатрова

а) б)

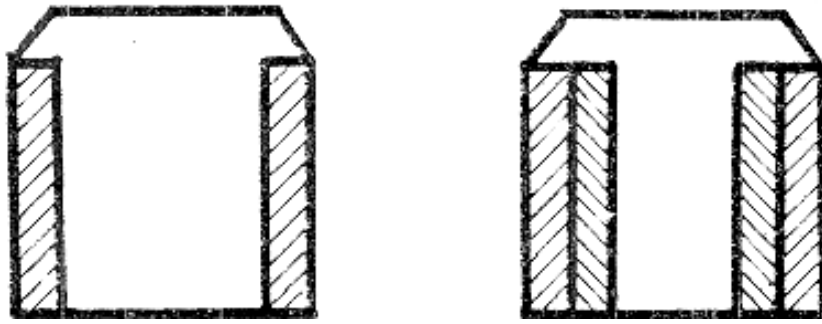


Рис. 8.6. Число рядів радіаторів:
а) однорядне; б) дворядне розташування

а)

б)

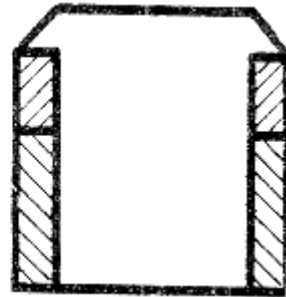
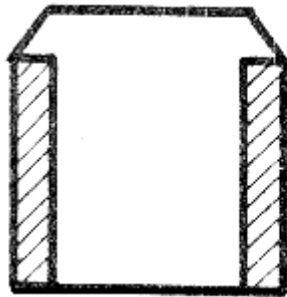


Рис. 8.7. Поверховість радіаторів:
а) одноповерхові; б) двоповерхові

а)

б)

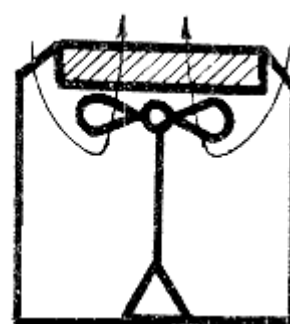
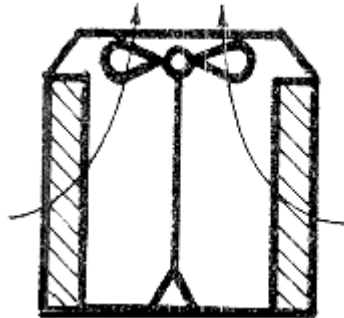


Рис. 8.8. Схема роботи вентиляторів:
а) на усмоктування; б) на нагнітання

Компонувальні схеми охолодних пристроїв:

1. Охолодний пристрій тепловоза ТЕЗ (рис. 8.9).

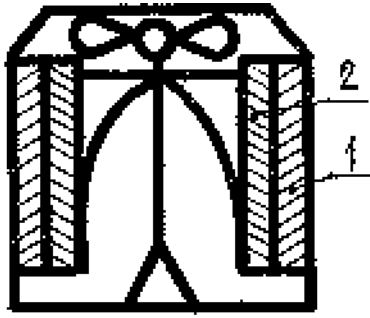


Рис. 8.9. Схема охолодного пристрою тепловоза ТЕЗ:

1 – масляні радіатори;
2 – водяні радіатори

По фронту розташовано 15 радіаторів: масляні – зовні, водяні – усередині. Перевага дворядного розташування радіаторів: зниження довжини фронту холодильника. Недоліки: зниження спроможності 2-го ряду радіаторів, що збільшує їх кількість; неможливість роздільного регулювання температури води та мастила.

2. Охолодний пристрій тепловоза 2ТЕ10В(М) (рис. 8.10).

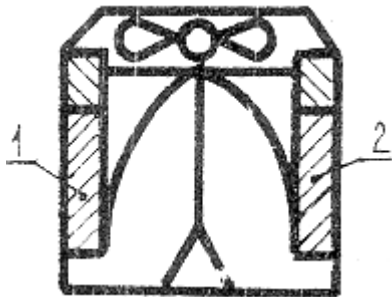


Рис. 8.10. Схема охолодного пристрою тепловоза 2ТЕ10В:
1 – водяні радіатори першого контуру;
2 – водяні радіатори другого контуру

По фронту розташовано 19 радіаторів: у першому контурі – 13 радіаторів, у другому – 25 радіаторів. Перевага двоповерхового розташування радіаторів – зниження довжини фронту холодильника. Розташування на одному боці радіаторів 1-го і 2-го контурів не дає можливості роздільного регулювання температури води та мастила.

3. Охолодний пристрій тепловоза М62 (рис. 8.11).



Рис. 8.11. Схема охолодного пристрою тепловоза М62:
1 – радіатори 1-го контуру;
2 – радіатори 2-го контуру

По фронту розташовано 15 радіаторів: у першому контурі – 15 радіаторів, у другому – 15 радіаторів. Роздільне розташування радіаторів 1-го і 2-го контурів дозволяє здійснювати роздільне регулювання температур води та мастила.

4. Охолодний пристрій тепловоза 2ТЕ116 (рис. 8.12) з рециркуляцією повітря (з № 967).

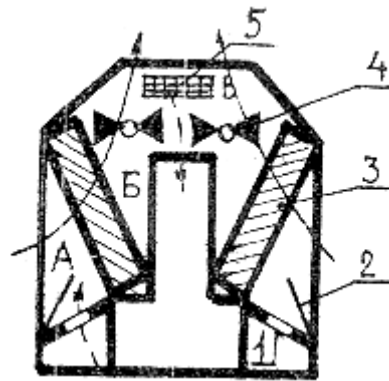


Рис. 8.12. Схема охолодного пристрою тепловоза 2ТЕ116 з рециркуляцією повітря:

- 1 – усмоктувальне вікно площею $0,325 \text{ м}^2$; 2 – заслінка;
- 3 – радіатор; 4 – вентилятор; 5 – жалюзі нагнітальної камери;
- А – камера змішання (об'ємом 1 м^3); Б – усмоктувальна камера;
- В – нагнітальна камера площею $0,72 \text{ м}^2$

Рециркуляція повітря – це система, що дозволяє частину нагрітого повітря направляти в дизельне приміщення, а звідти – до фронту радіаторів змішання з атмосферним повітрям.

Пристрій рециркуляції повітря складається з двох камер змішання (об'ємом близько 1 м^3 на кожному боці шахти), що мають трикутну форму в поперечному перерізі. Радіатори встановлені під кутом 15° відносно вертикальної площини.

У нижніх стінках обох камер змішання уздовж фронту радіаторів розташовані по два усмоктувальних вікна. В них передбачені заслінки з ручним приводом із кузова тепловоза. На передній торцевій стінці холодильника знаходиться нагнітальна камера з жалюзі, що відчиняються з кузова. Пристрій рециркуляції при повному відкритті вікна 1 і камери В забезпечує підведення в дизельне приміщення взимку від 20 до 93 тис. $\text{м}^3/\text{год}$ (залежно від частоти обертання двох передніх вентиляторів і величини відкриття бічних і верхніх жалюзі) нагрітого до $40\text{-}75^\circ\text{C}$ повітря.

Кількість тепла, що доставляється цим повітрям, складає від 170 до 670 тис. ккал/год. Таким чином, одночасно підігрівається

повітря і створюється надлишковий тиск у дизельному приміщенні.

Порядок охолодження радіаторів. Влітку повітря засмоктується з атмосфери, проходить радіатори і, пройшовши через вентилятори, викидається через верхні жалюзі. Взимку частина гарячого повітря викидається через камеру В у дизельне приміщення, а з нього через усмоктувальне вікно 1 тепле повітря надходить у камеру А, де змішується з атмосферним повітрям, проходить через радіатори, і цикл закінчується.

Переваги охолодних пристроїв з рециркуляцією повітря:

- автоматично підтримується стабільна (з відхиленням ± 3 °С) середньоексплуатаційна температура води та мастила;
- підвищується надійність радіаторів, за рахунок зменшення частоти вмикання вентиляторів і подачі рівномірного за температурою потоку повітря;
- підвищується температура повітря і тиск у дизельному приміщенні;
- підтримується більш висока температура води і мастила, що поліпшує процес згоряння палива в циліндрах, зменшує нагароутворення у випускному тракті і у турбокомпресорі, і в результаті заощаджується паливо до 5 %.

Порядок дії системи рециркуляції:

1. При температурі повітря від 0 до -5 °С відчиняються жалюзі 5 і всі заслінки, у тому числі і на повітряних фільтрах дизеля. Зачохляється половина бічних жалюзі.
2. При температурі повітря від -20 до -30 °С закривається половина бічних і верхніх жалюзі.
3. При температурі повітря від -30 до -40 °С зачохляються на три чверті бічні жалюзі першого контуру і цілком – другого, ще більше закриваються бічні і верхні жалюзі.
4. При температурі нижче -40 °С цілком зачохляються бічні жалюзі першого контуру і трохи відчиняються бічні жалюзі, верхні – цілком закриваються.

Радіатори класифікуються таким чином: водяні – серійні та укорочені; масляні – гладкотрубчаті і з турбулізаторами.

Дослідження показали, що сезонні і добові коливання температур зовнішнього повітря, нерівномірність температури металу **трубок** по глибині радіатора призводять до значних

температурних деформацій, що викликають тріщини і течу трубок. Особливо це виявляється в масляних радіаторах. Значна в'язкість мастила призводить до підвищення тиску до 0,4...1,0 МПа, а при пуску дизеля до 1,2...1,4 МПа. При роботі передні трубки охолоджуються більш інтенсивно. При температурі зовнішнього повітря – 20°C різниця температур металу першого і останніх рядів трубок досягає 50°C, що призводить до перерозподілу мастила, збільшення тиску в трубках і, як наслідок, обриву трубок. Низька надійність масляних радіаторів сприяла їхній заміні на водомасляні теплообмінники.

Теплообмінники класифікуються за такими ознаками: за схемою руху води і мастила – вода усередині трубок, мастило – зовні і навпаки; за числом ходів рідини – два, три і більше; за типом охолодного елемента – гладкотрубчаті, ребристотрубчаті і зі вставками, що турбулізують.

Охолодження мастила у водомасляному теплообміннику (ВМТ):

- виключає вплив низьких температур охолодного повітря на мастило; спрощує систему регулювання температур мастила;
- знижує вагу охолодних пристроїв за рахунок високого коефіцієнта теплопередачі водомасляного теплообмінника (наприклад, застосування водомасляного теплообмінника на тепловозі ТЕЗ замість масляних радіаторів знижує вагу охолодних пристроїв на 1,7 т, а кольорових металів – на 1,8 т).

8.6. Тепловий розрахунок охолодних пристроїв

Розрахунок охолодних пристроїв (ОП) виконують з метою визначення номінальної поверхні охолодження, необхідної для повного відведення тепла від рідини, що охолоджується.

Кількість тепла, що відводиться в ОП від води, мастила і наддувного повітря, визначається як

$$Q = \alpha N_{\Sigma} V_{\text{ч}} Q_{\text{рн}}, \quad (8.11)$$

де α – частка тепла, що відводиться в холодильник від теплоносія (табл. 8.1).

Таблиця 8.1

Значення коефіцієнта α , %, для тепловозних ДВЗ

Теплоносії	Тип ДВЗ				
	ПД1 (Д50)	2Д100	10Д100	14Д40	Д49 16ЧН 25/27
Вода	22/367	15,7/610	15,9/820	16/600	14,9/552
Мастило	3/65	9,8/335	11,05/510	8,6/340	8/175
Наддувне повітря	2/41	–	4,12/320	–	6,4/253
Разом	– /473	– /945	– /1650	– /940	– /980

Примітка. В чисельнику – α , %, в знаменнику – e – ккал/год.

Для виконання теплового розрахунку ОП необхідне спільне розв'язання трьох рівнянь.

1. Рівняння теплопередачі в ОП:

$$Q = K \Delta t_{\text{сер}} F, \quad (8.12)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі, ккал/м²год °С або кВт/м²°К;

$\Delta t_{\text{сер}}$ – середній температурний напір, тобто середня різниця температур рідини, що охолоджується, і повітря, що нагрівається, °С;

F – розрахункова поверхня теплообміну, м².

2. Рівняння теплового балансу (кількість тепла, що віддається рідиною, яка охолоджується в ОП):

$$Q = G_P C_P (t_1 - t_2). \quad (8.13)$$

3. Рівняння теплового балансу (кількість тепла, сприйнятого повітрям):

$$Q = G_{\Pi} C_{\Pi} (\tau_2 - \tau_1), \quad (8.14)$$

де G_P, C_{Π} – вагова витрата рідини і повітря, кг/с;

C_P, C_{Π} – середня теплоємність рідини і повітря, ккал/кг °С;

τ_2, τ_1 – температура повітря за ОП і перед ними;

t_1 і t_2 – температура рідини перед ОП і за ними.

При розрахунку ОП приймають такі значення температур: температура зовнішнього повітря $\tau_1 = + 40^\circ\text{C}$; температура повітря після охолодження водяних радіаторів $\tau_2 = \tau_1 + (25 \div 35)^\circ\text{C}$; температура повітря після охолодження масляних радіаторів $\tau_2 = \tau_1 + (15 \div 18)^\circ\text{C}$; температура мастила на виході з дизеля $t_{1M} = 80 \div 85^\circ\text{C}$; температура води на виході з дизеля $t_{1B} = 85 \div 90^\circ\text{C}$; температура мастила після ОП $t_{2M} = t_{1M} - (10 \div 15)^\circ\text{C}$; температура води після ОП $t_{2B} = t_{1B} - (8 \div 10)^\circ\text{C}$.

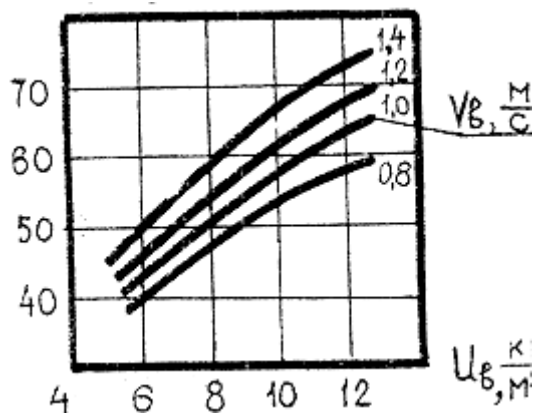


Рис. 8.13. Залежність коефіцієнта теплопередачі від вагової швидкості повітря і рідини

Для розв'язання системи трьох рівнянь необхідно визначити коефіцієнт теплопередачі K для обраного типу радіаторів. Ця задача розв'язується графічним шляхом (рис. 8.13) із використанням залежності $K = f(U_{\text{п}}, V_{\text{р}})$, де $U_{\text{п}}$ – вагова швидкість повітря, що проходить через радіатор; $V_{\text{р}}$ – швидкість рідини в трубках радіатора. Як приклад визначимо K для водяних серійних радіаторів.

При значеннях $U_{\text{п}} = 6 \div 8 \text{ кг/м}^2\text{с}$, а $V_{\text{п}} = 0,8 \div 1,6 \text{ м/с}$, визначимо значення K ($K = 40 \div 50 \text{ ккал/м}^2\text{год}^\circ\text{C}$). Далі розв'яжемо систему трьох рівнянь з метою визначення: F , $G_{\text{р}}$ і $G_{\text{п}}$. Потім за отриманими величинами знайдемо кількість радіаторів, продуктивність насоса і вентилятора. Кількість радіаторів визначимо як

$$Z = \frac{F_{\text{д}}}{\Delta F}, \quad (8.15)$$

де $F_{\text{д}}$ – дійсна поверхня теплообміну, $F_{\text{д}} = (1,1 \div 1,15)F$;
 ΔF – поверхня теплообміну обраного радіатора.

Збільшення теоретично знайденої поверхні теплообміну на 10÷15% викликано тим, що в процесі експлуатації відбувається забруднення радіаторів, це знижує їх коефіцієнт теплопередачі.

Для того щоб переконатися у правильності визначення поверхні охолодження, робимо розрахунок кількості повітря, що може пройти через радіатори при знайденій ваговій швидкості повітря:

$$G'_{\Pi} = 3600 U_{\Pi} w Z, \quad (8.16)$$

де w – живий переріз радіатора, для серійного $w = 0,148 \text{ м}^2$.

Якщо G_{Π} на $(2\div 3)\% > G'_{\Pi}$, то розрахунок виконаний правильно, якщо G_{Π} буде менше G'_{Π} , необхідно зробити перерахунок поверхні охолодження.

8.7. Розрахунок поверхні охолодження водомасляного теплообмінника

Корисна поверхня теплообміну ВМТ, м^2 , визначається за формулою теплопередачі

$$F_{\text{ВМТ}} = \frac{Q_M}{K_{\text{ВМТ}}(t_{\text{ср}}^M - t_{\text{ср}}^B)}, \quad (8.17)$$

де $K_{\text{ВМТ}}$ – коефіцієнт теплопередачі ВМТ, визначається за графіками для $V_M = 1\div 1,5 \text{ м/с}$; $K_{\text{ВМТ}} = 700\div 800 \text{ ккал/м}^2 \text{ год } ^\circ\text{С}$;

$t_{\text{ср}}^M, t_{\text{ср}}^B$ – середня температура мастила або води у ВМТ,

$$t_{\text{ср}}^M = \frac{t_1^M + t_2^M}{2}, \quad t_{\text{ср}}^B = \frac{t_1^B - t_2^B}{2}.$$

Перепад температур $t_{\text{ср}}^M - t_{\text{ср}}^B \approx (10 - 15)^\circ\text{С}$.

Задаючи значення довжини ВМТ – L , зовнішній діаметр трубки – d або число трубок – n , визначають необхідний параметр, наприклад:

$$L = \frac{F_{\text{ВМТ}}}{\pi d n}. \quad (8.18)$$

Для тепловоза 2ТЕ10М $d = 8\div 10 \text{ мм}$, $n = 900 \text{ шт}$.

8.8. Конструкція вентиляторів охолодного пристрою

Потік охолодного повітря в охолодних пристроях (ОП) тепловоза створюється за допомогою вентиляторів. Тепловозні ОП характеризуються значними розмірами витрати повітря і порівняно невеликими аеродинамічними опорами повітряних трактів. Ці умови краще задовольняють осьові вентилятори, що економічніші, простіші за конструкцією, компактні і легші, ніж відцентрові. В ОП тепловозів застосовуються такі типи вентиляторів: У – вентилятор, що має прямі, незакручені, пустотілі лопаті, виготовлені з тонколистової сталі товщиною 2 мм. Вентилятори цього типу встановлені на тепловозах ТЕМ2, ТЕЗ; УК-2 – вентилятор, що має кручені лопаті з нерівномірною закруткою, які встановлені на тепловозах ТЕП60, ТГМЗ; УК-2М – вентилятор, що має кручені лопаті з рівномірною закруткою, які становлені на тепловозах ТЕ10, 2ТЕ116, 2ТЕ121 і ін.

Застосування вентиляторів із закрученими лопатями дозволяє реалізувати більший ККД, ніж у вентиляторів із прямими лопатями ($\eta_{зл}=0,8\div 0,85$, $\eta_{пл}=0,6\div 0,72$). Наприклад, на тепловозі 2ТЕ10М застосований вентилятор типу УК-2М із кутом установлення лопатей 23° .

8.9. Розрахунок вентилятора охолодного пристрою

Розрахунок виконується з метою визначення конструктивних параметрів вентилятора і режимів його роботи. Порядок розрахунку такий:

1. Визначається напір H , кг/м^2 (Н/м^2), достатній для подолання аеродинамічного опору повітряного тракту ОП і для відведення нагрітого повітря:

$$H = h_{ж} + h_{р} + h_{ш} + h_{д}, \quad (8.19)$$

де $h_{ж}$ – опір жалюзі, $h_{ж} = 0,1h_{р}$;

$h_{р}$ – опір радіаторів;

$h_{ш}$ – опір шахти, $h_{ш} = 0,8 h_{р}$;

h_D – динамічні втрати після вентилятора, $h_D = 0,9h_{III}$;

тоді $H = 0,1h_P + h_P + 0,8h_P + 0,9h_P = 2,8h_P$, у свою чергу для водяного серійного радіатора $h = 0,51U_B^{1,75}$, отже, можливо записати $H = 2,8 \cdot 0,51U_B^{1,75} = 1,43U_B^{1,75}$.

$$Q_{II} = \frac{G_{II}}{3600\gamma_{II}}, \quad (8.20)$$

де G_{II} – вагова витрата повітря, що була визначена при розрахунку охолодних пристроїв;

γ_{II} – питома вага повітря перед вентилятором, кг/м^3 ,

$$\gamma_y = \frac{10^4}{R_{II}(\tau_2 + 273)}, \quad (8.21)$$

де R_{II} – газова постійна повітря (робота, що виконується 1 кг газу, якщо його температура підвищується на 1°C , при незмінному тиску), $R_{II} = 29,27$ ккал/кг (287 Дж/кг $^\circ\text{K}$).

2. Виходячи з раніше визначеного числа радіаторів, конструюється шахта ОП, вибирається число вентиляторів і їхній діаметр.

3. Визначається кут установлення (нахилу) лопатей, при якому досягається максимальний ККД.

Ця задача розв'язується за допомогою аеродинамічних характеристик обраного вентилятора: $\bar{H} = f(Q)$ і $\eta_y = f(Q)$, де Q – коефіцієнт продуктивності; \bar{H} – коефіцієнт напору (рис. 8.14). Задаючись кількома значеннями частоти обертання вентиляторного колеса n_i , визначають значення колової швидкості ω_i , м/с, а знаючи її, значення \bar{Q} і \bar{H} .

$$\omega_i = \frac{\pi D_K n_i}{60}; \quad (8.22)$$

$$\bar{H} = \frac{qH}{\gamma_i \omega_i^2}; \quad \bar{Q} = \frac{Q}{F \omega_i}, \quad (8.23)$$

де H – напір; Q – продуктивність.

За умовами стійкості вентиляторного колеса колова швидкість зовнішніх крайок лопатей не повинна перевищувати 120 м/с.

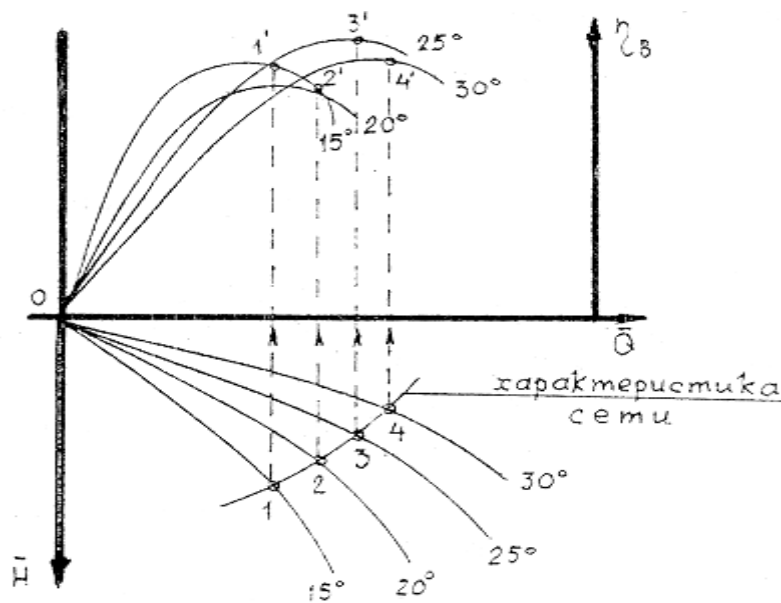


Рис. 8.14. Аеродинамічні характеристики вентилятора

За знайденими значеннями \bar{H}_i і \bar{Q}_i будується характеристика мережі на аеродинамічній характеристиці і знаходяться точки перетину її з кривою $\bar{H} = f(Q)$: точки 1, 2, 3, 4. Знайдені точки перетину переносяться на криві відповідно до кута установлення (точки 1', 2', 3', 4'). За максимальною ординатою визначається кут установлення, при якому вентилятор буде працювати з максимальним ККД.

4. Визначаються діаметр колеса, його частота обертання і витрати потужності на привод вентилятора.

Спочатку визначаються значення \bar{Q} і \bar{H} відповідні максимальному ККД, для чого точка, що відповідає оптимальному куту установлення лопатей, переноситься на характеристику мережі, а з неї – на ординату і абсцису залежності

$\bar{H} = f(\bar{Q})$. Потім визначаються значення вимірника напору K_H і вимірника продуктивності K_Q :

$$K_H = \frac{H}{\bar{H}}, \quad (8.24)$$

$$K_Q = \frac{Q}{\bar{Q}}. \quad (8.25)$$

Після цього знаходяться значення, n , об/хв; D_K , м, N , кс:

$$n = 934 \sqrt{\frac{K_H^4}{K_Q^2} \frac{1}{\gamma_B^3}}, \quad (8.26)$$

$$D_K = 0,6324 \sqrt{\frac{K_Q^2}{K_H}}, \quad (8.27)$$

$$N = \frac{QH}{75\eta_B}. \quad (8.28)$$

Наведений розрахунок вентилятора базується на положенні, що потік повітря, що надходить на колесо, рівномірний. Однак в ОП повітряний потік на вході у вентилятор має значну нерівномірність і фактичний напір, що розвивається вентилятором, на 20-25% менше розрахункового. Цю обставину необхідно враховувати при розрахунках вентилятора.

8.10. Приводи допоміжного устаткування

Вимоги до приводів:

1. Привод повинен мати просту конструкцію, високу надійність, максимальний ККД, мінімальну вагу та габарити.

2. Привод повинен забезпечувати просту схему автоматичного регулювання температур теплоносіїв.

3. Привод не повинен створювати недопустимих рівнів вібрації і шуму.

8.10.1. Компонувальні схеми приводу вентилятора охолодного пристрою

Механічний привод тепловоза 2ТЕ10М

На тепловозі 2ТЕ10М застосований механічний привод до всього допоміжного устаткування через вали, пластинчасті муфти і карданні вали (рис. 8.15). Для забезпечення плавного регулювання частоти обертання вентилятора ОП використовується гідродинамічний привод, що застосовує гідромуфти змінного наповнення. У табл. 8.2 наведені параметри гідромуфти тепловоза 2ТЕ10М.

Таблиця 8.2

Параметри гідромуфти

Параметри	Розміри
Число обертів головного вала, об/хв	2470
Число обертів вентиляторного колеса, об/хв	1160
Передаточне відношення конічної пари	2,09
Тиск мастила в магістралі кгс/см ²	0,3-1,2
Глибина регулювання, %	83
Вага гідромуфти, кг	510

Частота обертання вентиляторного колеса при незмінній частоті обертання колінчатого вала дизеля досягається за рахунок ступеня заповнення мастилом внутрішньої порожнини гідромуфти. Чим більше мастила, тим вище частота обертання вентиляторного колеса. Ескіз гідромуфти наведений на рис. 8.16.

Рівень мастила в гідромуфті регулюється положенням двох черпачкових трубок: чим далі від осі обертання вони розташовані, тим більше мастила по них відводиться, тим менше частота обертання турбінного колеса і навпаки (рис. 8.17).

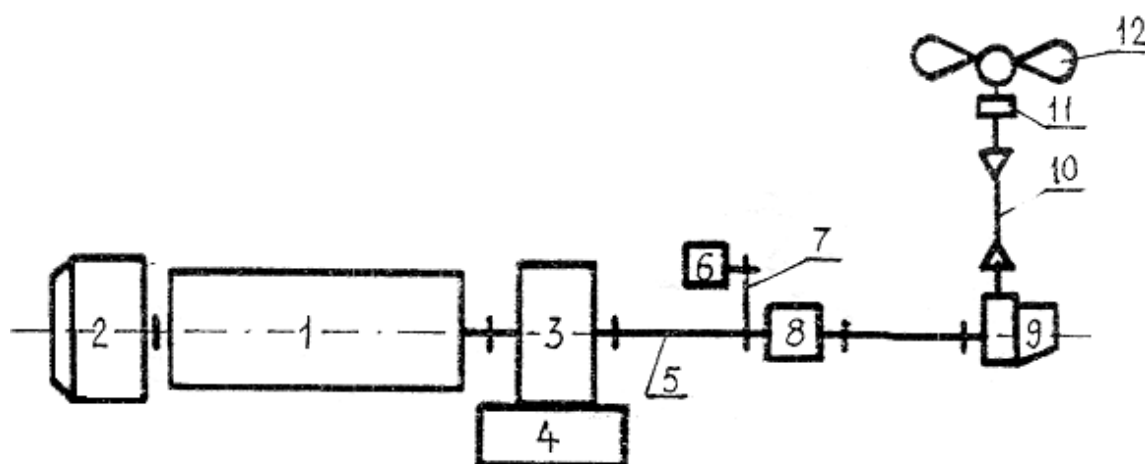


Рис. 8.15. Схема механічного привода вентилятора ОП тепловоза 2ТЕ10М:

1 – ДВЗ; 2 – тяговий генератор; 3 – задній розподільний редуктор; 4 – вентилятор охолодження ТЕД заднього візка; 5 – валопровід; 6 – синхронний підвозбудник; 7 – ремінний привод; 8 – проміжна опора; 9 – редуктор вентилятора ОП; 10 – карданний вал; 11 – підп'ятник; 12 – вентилятор ОП

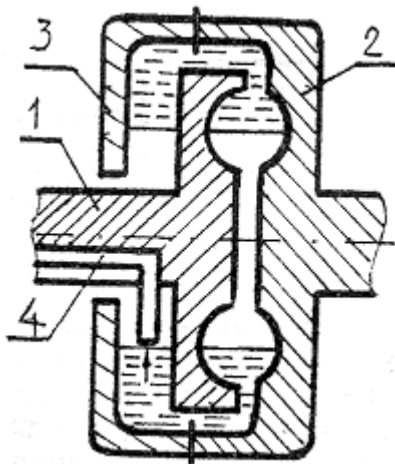


Рис. 8.16. Гідромуфта змінного наповнення: 1 – насосне колесо; 2 – турбінне колесо; 3 – чаша; 4 – черпачкова трубка

Черпачкові трубки змінюють своє положення за рахунок переміщення рейки, зв'язаної із системою автоматичного регулювання температур рідини. Застосування гідромуфти також знижує крутильні коливання у валопроводах, що викликаються гальмівним моментом, при різкій зміні частоти обертання вала дизеля.

Недоліком механічного привода є складність компонування і збільшення рівня шуму і вібрації тепловоза.

Механічний привод тепловоза ТЕМ2

Вентилятор холодильника вмикається фрикційною муфтою, що не дозволяє здійснювати плавне регулювання температур рідини при постійній частоті обертання колінчатого вала дизеля, що призводить до значної витрати палива тепловозом (рис. 8.18).

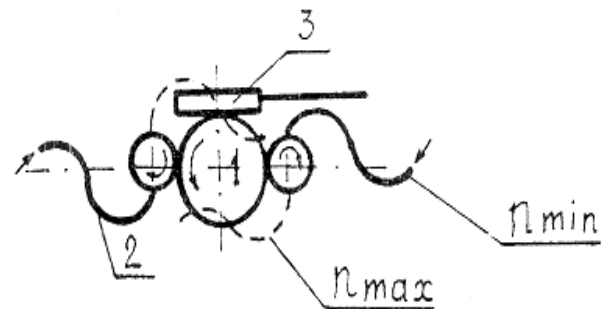


Рис. 8.17. Схема дії черпачкових трубок:

1 – шестірня; 2 – черпачкова трубка; 3 – рейка

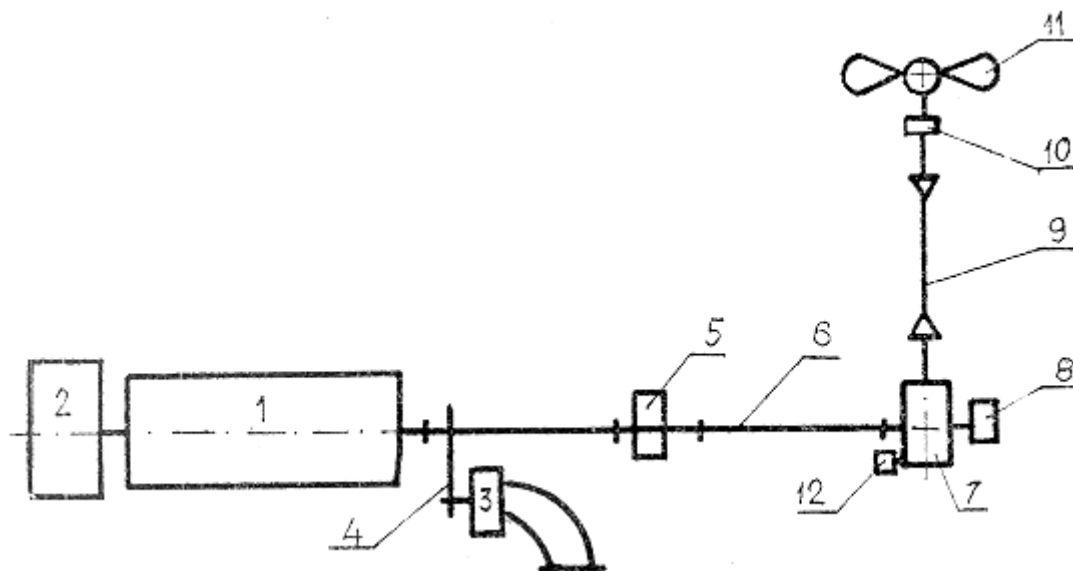


Рис. 8.18. Схема механічного привода вентилятора ОП тепловоза ТЕМ2:

1 – дизель; 2 – тяговий генератор; 3 – вентилятор охолодження ТЕД переднього візка; 4 – ремінна передача; 5 – проміжна опора; 6 – валопровід; 7 – редуктор вентилятора; 8 – фрикційна муфта вмикання вентилятора; 9 – карданний вал; 10 – підп'ятник; 11 – вентилятор; 12 – водяний насос другого контуру

Конструктивні особливості і принцип дії фрикційної муфти проказані на рис. 8.19.

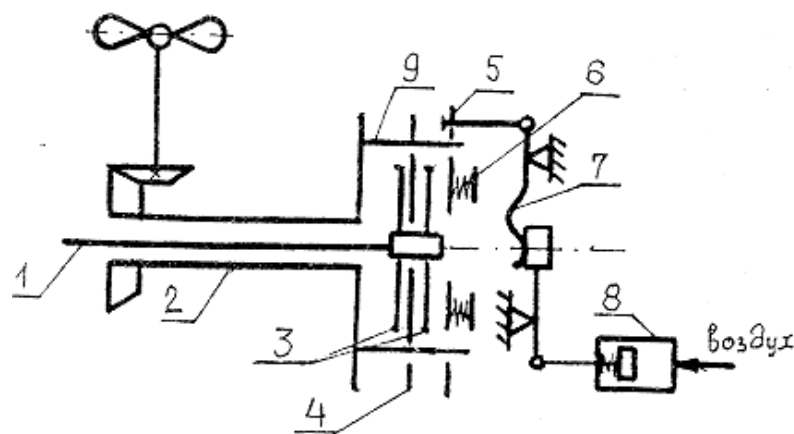


Рис. 8.19. Схема фрикційної муфти:

1 – ведучий вал; 2 – ведений вал з фланцем; 3 – фрикційний диск; 4 – проміжний диск; 5 – притискний диск; 6 – силова пружина; 7 – коромисло; 8 – механізм вмикання муфти; 9 – палець

Порядок роботи муфти: при подачі повітря в механізм вмикання звільняється коромисло, що дозволяє силовим пружинам стиснути притискний диск із фрикційними (останні вільно переміщуються на головному валі на шліцевому з'єднанні) і таким способом з'єднати ведений вал з головним. При вимкненні подачі повітря поршень механізму вмикання за рахунок пружини переміщається вправо, впливаючи на коромисла, що стискають силові пружини, звільняючи з зачеплення фрикційні диски від притискних.

Недоліком фрикційної муфти є: швидкий знос фрикційних дисків, що вимагає частого регулювання муфти, а під час ремонту – їхньої заміни; вмикання муфти при великій частоті обертання вентиляторного колеса і вимикання її після скидання позицій контролера машиніста, можуть призводити до руйнування деталей валопроводу та до скручування валів.

Привод вентилятора ЦСП (централізована система повітропостачання)

Розглянемо цей тип приводу на прикладі тепловоза ТЕМ7 (рис. 8.20).

Привод складається з чавунного корпусу 9, у який установлений головний вал із масляним насосом.

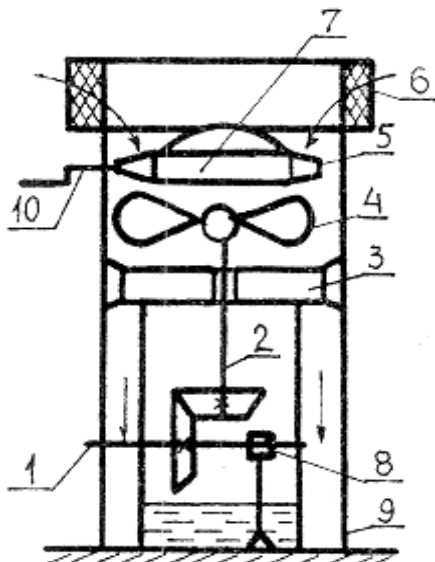


Рис. 8.20. Схема привода вентилятора ЦСП:

1 – ведучий вал; 2 – ведений вал;
3 – напрямний апарат (15 лопатей);

Через косокубну передачу він передає обертальний момент на ведений вал із вентилятором (16 лопатей, виготовлених з алюмінію). Зверху вентилятора встановлений напрямний апарат, що має 13 поворотних лопатей, виготовлених із пластмаси. Знизу вентилятора до корпусу прикріплений напрямний апарат, що має 15 сталевих лопатей. Повітря, очищене у касетах, засмоктується вентиляторним

4 – вентилятор; 5 – поворотні лопаті; 6 – касета фільтра;
 7 – напрямний апарат (13 лопатей);
 8 – масляний насос; 9 – корпус;
 10 – привод

колесом і направляється до електричних машин. Змінюючи положення лопатей напрямного апарату, можна змінювати продуктивність вентилятора. Поворот лопатей здійснюється вручну з дизельного приміщення. Привод вентилятора ЦСП має автономну систему змащування з масляним насосом роторного типу. У холодну пору року якісна подача мастила може бути порушена переохолодженням мастила повітрям, що направляється вентилятором до споживачів.

Гідростатичний привод вентилятора тепловоза ТЕП70

У гідростатичному приводі передача потужності здійснюється за рахунок високого тиску рідини. Схему привода див. на рис. 8.21.

Порядок роботи привода: гідронасос, одержуючи обертальний момент від колінчатого вала дизеля, засмоктує мастило з масляного баку і направляє його до терморегулятора. При температурі води нижче 66°C все мастило через терморегулятор йде на злив, минаючи гідромотор. При температурі води (66–68)°C терморегулятор починає подавати частину мастила до гідромотора, на валі якого закріплене вентиляторне колесо.

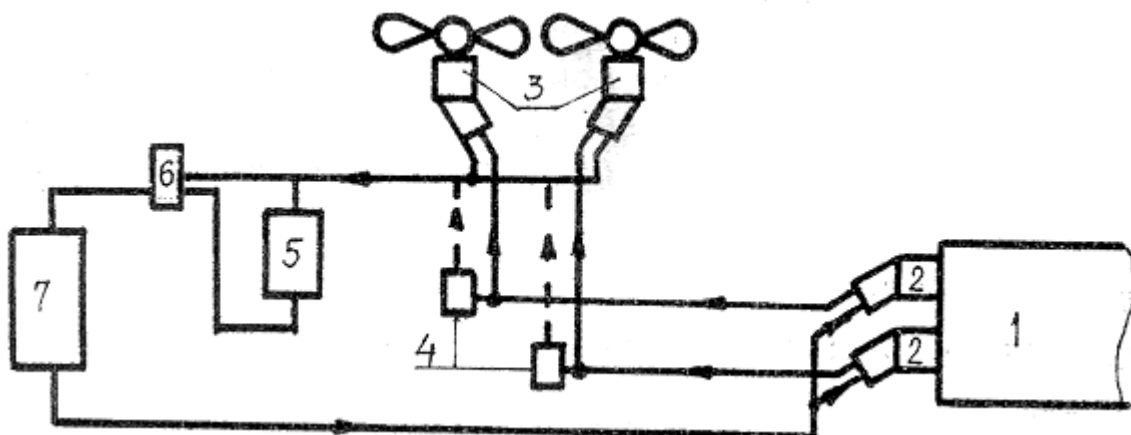


Рис. 8.21. Схема гідростатичного привода вентилятора тепловоза ТЕП70:

- 1 – розподільний редуктор дизеля; 2 – гідронасос; 3 – гідромотор;
 4 – терморегулятор; 5 – радіатор; 6 – фільтр; 7 – масляний бак;
 → рух мастила на злив при низькій температурі мастила

При температурі води, рівної 82°C , терморегулятор цілком перекриває злив мастила, направляючи його до гідромотора, частота обертання якого досягає максимальної величини – 1100 об/хв.

Система працює при великому тиску мастила 8-16 МПа, що вимагає створення спеціальних умов для забезпечення герметичності трубопроводів.

Гідростатичний привод дозволяє здійснювати плавне безступеневе регулювання температури води та мастила. Він має велику перевантажувальну спроможність щодо потужності та моменту, має низький рівень шуму і вібрації. До недоліків приводу варто віднести: складність пристрою гідромашин, наявність великої кількості трубопроводів і необхідність використання спеціального мастила (мінерального, індустріального).

Конструктивно гідронасос і гідромотор улаштовані однаково. На рис. 8.22 подана принципова схема гідронасоса.

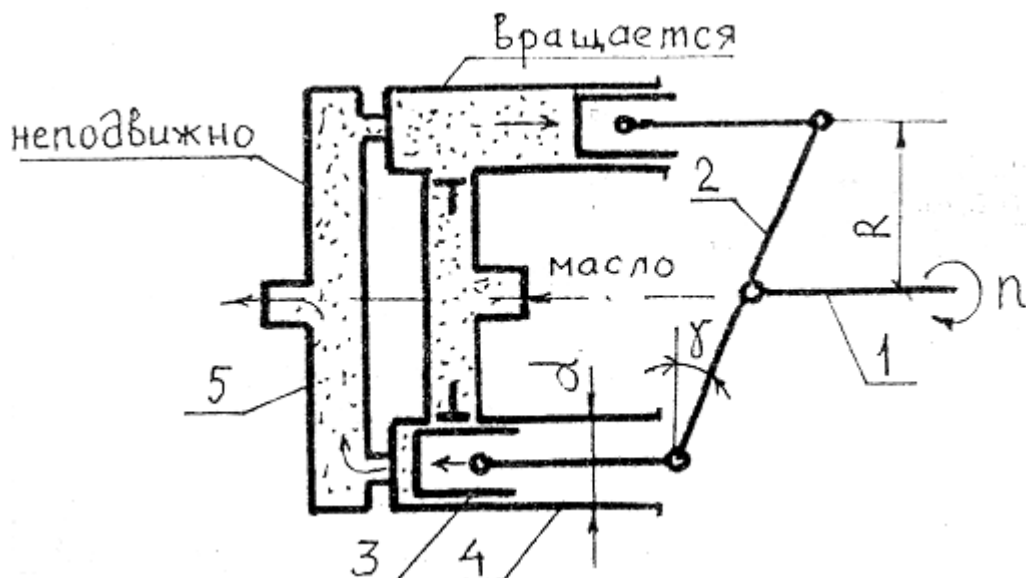


Рис. 8.22. Схема гідронасоса:

- 1 – приводний вал; 2 – ротор; 3 – поршень аксіальний (бронза); 4 – блок циліндрів; 5 – клапанна коробка

Робота гідронасоса відбувається таким чином: приводний вал обертає блок циліндрів, при цьому за рахунок нахилу ротора під кутом 30° відбувається осьове переміщення поршня, яке здійснює усмоктування і нагнітання мастила. Для зниження пульсації мастила блок циліндрів складається з дев'яти циліндрів і поршнів, послідовність роботи яких забезпечується клапанною коробкою. Машини такого типу називаються аксіально-поршневыми.

Розрахунок технічних характеристик гідромашин

Обертальний момент на валу визначається з формули, кг·см,

$$M = 0,159 \Delta p \eta_m q, \quad (8.29)$$

де Δp – перепад тиску між трубопроводами, що підводять і відводять мастило, кгс/см²;

η_m – ККД машини, $\eta_m = 0,92 \div 0,96$;

q – питома подача за один оберт (робоча витрата), см³/об,

$$q = \frac{Q_H}{n};$$

Q_H – продуктивність гідронасоса, см³/хв;

$$Q_H = \frac{\pi d^2 z R n \sin \gamma}{2}, \quad (8.30)$$

де d – діаметр поршня;

z – число циліндрів;

R – радіус ротора;

n – частота обертання;

γ – кут нахилу ротора.

Характеристики гідромашин наведені в табл. 8.3.

Таблиця 8.3

Характеристики гідромашин

Найменування характеристики	Тип гідромашини		
	М5	М10	М20

Витрата робочої рідини за один оберт вала, см ³ /об	71	142	251
Частота обертання n_{\max} , об/хв	1440	1440	1440
Тиск рідини, кгс/см ² :			
-номінальний	100	100	100
-максимальний	160	160	160
Момент, що розвивається гідродвигуном, кгс м:			
-номінальний	10,5	21	37
-максимальний	15,8	31,5	55,6
Вага з робочою рідиною, кгс:			
-із клапанною коробкою	31,5	54,5	83
-без клапанної коробки	25,8	48,8	72,4

На тепловозі ТЕП70 використовуються гідромашини типу М20, на тепловозі ТГ16 – гідронасос М10, гідромотор М5.

Електричний привод

Електричний привод класифікується за родом струму електродвигунів, що працюють на постійному або змінному струмі. Електродвигуни на постійному струмі застосовуються вкрай рідко через їхню велику вагу і низьку надійність колекторно-щіткового апарату.

Вперше він був застосований на вітчизняному тепловозі О^{ЕЛ}6 у 1931 р. У 1959 р. на тепловозі ТГМЗА вентилятор ОП приводився в дію електродвигуном постійного струму П-72 потужністю 11 кВт. На тепловозі 2ТЕ116 гальмовий компресор має привод від електродвигуна постійного струму.

Привод на змінному струмі вперше був здійснений на тепловозах США, побудованих фірмою Дженерал Моторс, для обертання вентиляторів ОП. Вбудовані у вентиляторні колеса асинхронні електродвигуни з зовнішнім короткозамкненим ротором одержували живлення від допоміжного генератора. Потужність машин $N = 18,4$ кВт, діаметр колеса $D_K = 1220$ мм.

На вітчизняних тепловозах електропривод на змінному струмі був вперше застосований у 1968 р. на тепловозі ТЕ109. Потім ним стали обладнувати тепловози 2ТЕ116, 2ТЕ121, 2ТЕ126.

Розрахунок потужності електродвигуна виконується за формулою, кВт,

$$P_{ДВ} = \frac{N_B}{\eta_{ДВ} \cos\psi}, \quad (8.31)$$

де N_B – потужність допоміжного агрегату;
 $\eta_{ДВ}$ – ККД електродвигуна, рівний 0,89 - 0,90;
 $\cos\psi$ – коефіцієнт потужності, $\cos\psi = R / Z$;
 R – активний опір;
 Z – повний опір;
 I – струм електродвигуна.

Недоліком електропривода на змінному струмі є складність плавного регулювання частоти обертання вала двигуна.

Електричний привод допоміжного устаткування тепловоза 2ТЕ116

На тепловозі 2ТЕ116 застосований електричний привод всіх допоміжних машин і механізмів: вентиляторів ОП, вентиляторів охолодження тягового генератора, ТЕД і випрямної установки (ВУ) гальмового компресора (рис. 8.23).

Живлення електродвигунів вентилятора холодильника від тягового синхронного генератора дозволяє знизити вагу на 1200-1300 кг у порівнянні з системою, що одержує живлення від допоміжного синхронного генератора. Недолік: напруга тягового синхронного генератора змінюється в широкому діапазоні (на 15-й позиції від 560 до 200 В), що знижує економічні показники привода вентиляторів (табл. 8.4).

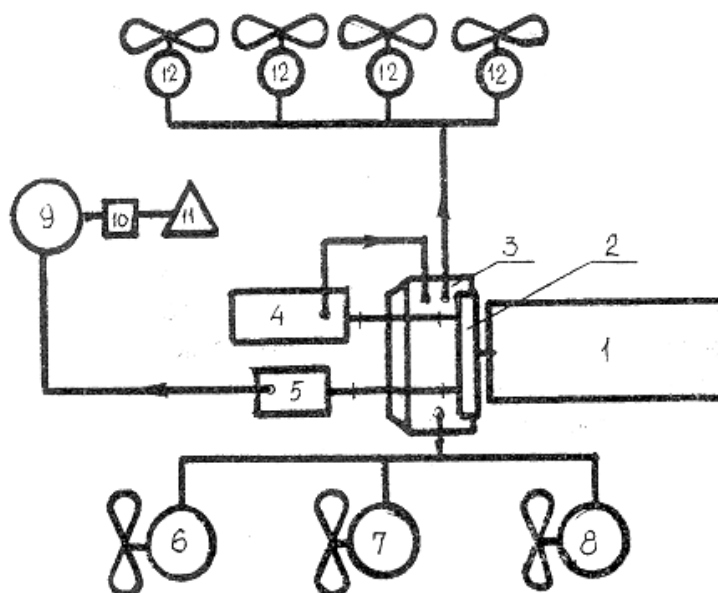


Рис. 8.23. Схема електричного привода допоміжного устаткування тепловоза 2ТЕ116:

1 – дизель; 2 – розподільний редуктор; 3 – синхронний тяговий генератор; 4 – збуджувач; 5 – стартер-генератор; 6 – мотор-вентилятор випрямної установки; 7,8 – мотор-вентилятори охолодження ТЕД заднього і переднього візків; 9 – двигун постійного струму; 10 – розподільний редуктор; 11 – гальмовий компресор; 12 – мотор-вентилятор охолодного пристрою

Таблиця 8.4

Характеристики електродвигунів допоміжного устаткування тепловоза 2ТЕ116

Найменування характеристики	Вентилятор охолодних пристроїв	Вентилятор охолодження ТЕД	Вентилятор охолодження ВУ	Компресор
Потужність, кВт	24	24	7	30
Напруга, В	394	394	394	110
cos φ	0,7	0,89	0,72	-
ККД, %	89	91,5	85	-
n, об/хв	1960	1980	1970	1440
Вага, кгс	257	269	173	430

8.10.2. Техніко-економічні показники приводів

Відбір частини потужності дизеля для приводу допоміжних машин і механізмів оцінюється коефіцієнтом β :

$$\beta = \frac{N_e - \sum N_{\text{дон}}}{N_e} = 1 - \frac{\sum N_{\text{дон}}}{N_e}. \quad (8.32)$$

За допомогою коефіцієнта β стає можливим оцінювати досконалість конструкції локомотива з точки зору вибору і застосування допоміжних пристроїв. Коефіцієнт β дуже впливає на економічність тепловоза і його тягові властивості. Із зростанням секційної потужності, як правило, збільшуються витрати на допоміжні потреби, що знижує коефіцієнт β для тепловоза.

Для тепловоза ТЕМ1 $\beta = 0,94$; для тепловоза ТЕЗ $\beta = 0,92$; для тепловоза 2ТЕ10М $\beta = 0,88$; для тепловоза 2ТЕ116 $\beta = 0,90$; для тепловоза ТЕП70 $\beta = 0,903$.

Крім коефіцієнта β , досконалість конструкції привода характеризують питома вага і питома потужність привода. У табл. 8.5 наведені значення цих характеристик залежно від типу привода.

Таблиця 8.5

Характеристики приводів тепловозів

Характеристики	ТЕЗ	ТЕП70	ТЕП60	2ТЕ10М	2ТЕ116
N_e , кс	2000	4000	3000	3000	3000
N_B , кс	80	224	185	192	130
Тип привода вентилятора охолодних пристроїв	М	ГС	ГС	ГД	Е
Маса привода без вентиляторного колеса, кг	1045	1060	958	1435	1028
Питома вага привода вентилятора ОП, кг/кс	13,06	4,73	5,17	7,5	7,9
Вага привода на одиницю потужності дизеля, кг/кс	0,523	0,26	0,32	0,47	0,34
<i>Примітка.</i> М – механічний; ГС – гідростатичний; ГД – гідродинамічний; Е – електричний.					

Таким чином, найменш металомістким приводом є гідростатичний, а найбільш металомістким – механічний.

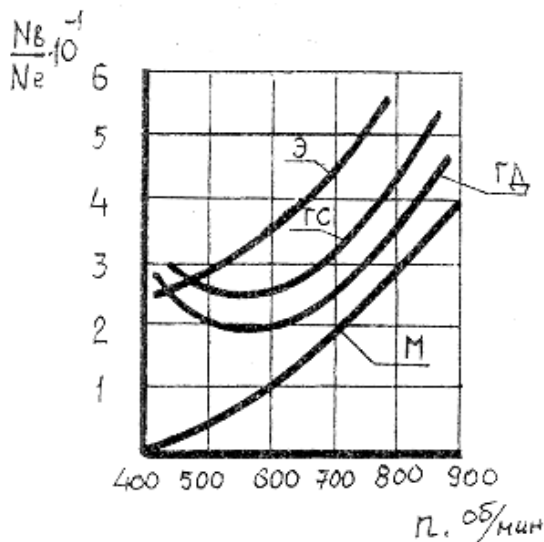


Рис. 8.24. Графік зміни питомої потужності залежно від числа обертів

За питомими витратами потужності найменші витрати має механічний привод, а за найбільшими витратами – електричний (рис. 8.24). Для більш економічного використання потужності ДВЗ доцільно застосовувати індивідуальний привод з автоматичним регулюванням, що дозволяє вимкнути агрегат, виходячи з умов роботи тепловоза (наприклад, компресор, вентилятори охолодження ТГ, ТЕД і ОП). Цим вимогам найбільшою мірою відповідає електричний привод.

8.11. Системи автоматичного регулювання температур рідини

Призначення системи автоматичного регулювання температур (САРТ). САРТ дозволяє змінювати здатність розсіювати тепло ОП залежно від зміни режиму роботи дизеля, коливань температур атмосферного повітря, підтримуючи рівень температур у заданій межі без участі локомотивної бригади.

Застосування САРТ підвищує економічність роботи дизеля, зменшує знос його деталей, запобігає ушкодженню радіаторів і полегшує роботу локомотивної бригади.

Вимоги до САРТ:

1. Система повинна забезпечити коливання температури рідини в межах 12°C при зміні навантаження від 25 до 100%, а температури зовнішнього повітря – від -50 до $+40^{\circ}\text{C}$.

2. Процес регулювання має забезпечити швидке загасання коливань температур.

3. Застосовувані терморегулятори повинні мати просту, надійну конструкцію, що дозволяє при їхній відмові швидко і стійко перейти до ручного керування.

4. Система повинна бути стійка до поштовхів і вібрацій, що виникають під час руху локомотива.

Схема САРТ тепловоза 2ТЕ10М показана на рис. 8.25.

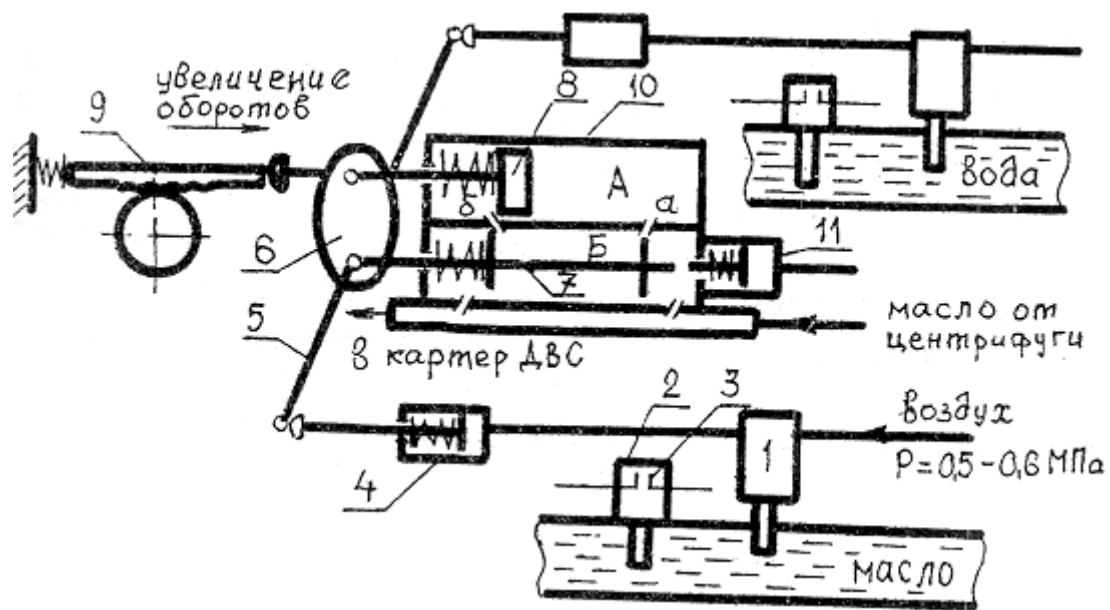


Рис. 8.25. Схема САРТ тепловоза 2ТЕ10М:

1 – перетворювач температури (ДТПМ); 2 – датчик реле температури (Т35); 3 – контакти ВКВ або ВКМ;
4 – пневмоциліндр; 5 – тяга; 6 – важіль зворотної тяги; 7 – золотник; 8 – силовий поршень; 9 – рейка муфти змінного наповнення; 10 – гідравлічний сервомотор (підсилює сигнал від пневмоциліндра); 11 – пневмоциліндр для дистанційного включення вентилятора

Порядок роботи САРТ

Система САРТ вмикається переведенням тумблера “Керування холодильником” у положення “Автоматичне” при включеному автоматі “Жалюзі”. При підвищенні температури води або мастила до 72 °С замикаються контакти ВКМ або ВКВ датчика реле і через електропневматичні вентилялі, що відчиняють жалюзі води або мастила, а також верхні жалюзі, подається повітря до запірного клапана, через який надходить мастило в гідромуфту.

Якщо відкриття жалюзі недостатньо для зниження температури рідини, у роботу включається система, що управляє зміною частоти обертання вентиляторного колеса. При температурі 73°С перетворювач температури подає повітря тиском 0,2 МПа у пневмоциліндр, поршень якого передає зусилля

на тягу, що через важіль зворотного зв'язку переміщає золотник уліво. При цьому відчиняється канал *a*, через який зливається мастило з циліндра силового поршня. Силовий поршень під дією пружини переміщається вправо, дозволяючи рейці муфти змінного наповнення змінити положення черпачкових трубок, а ті у свою чергу збільшують частоту обертання вентилятора. Разом із силовим поршнем через важіль зворотного зв'язку спочатку зупиниться, а потім почне переміщатися вправо і золотник. Збільшення обертів вентиляторного колеса буде відбуватися доти, поки золотник не перекриє канал *a*. При температурі рідини 78–84 °С повітряний сигнал від перетворювача температури досягне максимального значення: 0,5 МПа, що забезпечить максимальну частоту обертів вентиляторного колеса. При зниженні температури рідини знижується тиск повітря, що надходить від перетворювача температури до пневмоциліндра. Золотник переміщається вправо, відкриваючи канали *a* і *б*. Мастило під тиском надходить у порожнину *A* сервомотора і переміщає силового поршень уліво, що через рейку муфти змінного наповнення впливає на черпачкові трубки.

САРТ тепловоза ТЕМ2

САРТ на тепловозі ТЕМ2 може бути з використанням реле ТПД-4П або комплекту термореле Т-35.

У першому випадку функції командно-задавального пристрою, виконують термореле ТПД-4П і датчики, що встановлені в трубопроводах водяної і масляної систем дизеля (рис. 8.26).

ТПД-4П – дистанційне 4-ступеневе реле з фіксованим настроюванням межі та двома вбудованими реле керування. Принцип дії реле побудований на залежності тиску усередині герметично замкнутої системи від температури рідини, у яку занурений термобалон.

При підвищенні температури води (мастила) тиск у термобалоні підвищується, що викликає підйом рухомої системи реле і почергове замикання контактів мікроперемикачів Т1. При температурі води 77°С і мастила 67°С замикаються контакти Т1. У результаті створюється ланцюг на котушку реле РУ1, блокування якого замикають ланцюги котушок

електропневматичних вентилів бічних і верхніх жалюзі. Після їхнього спрацьовування повітря подається в циліндри привода жалюзі, і останні відчиняються.

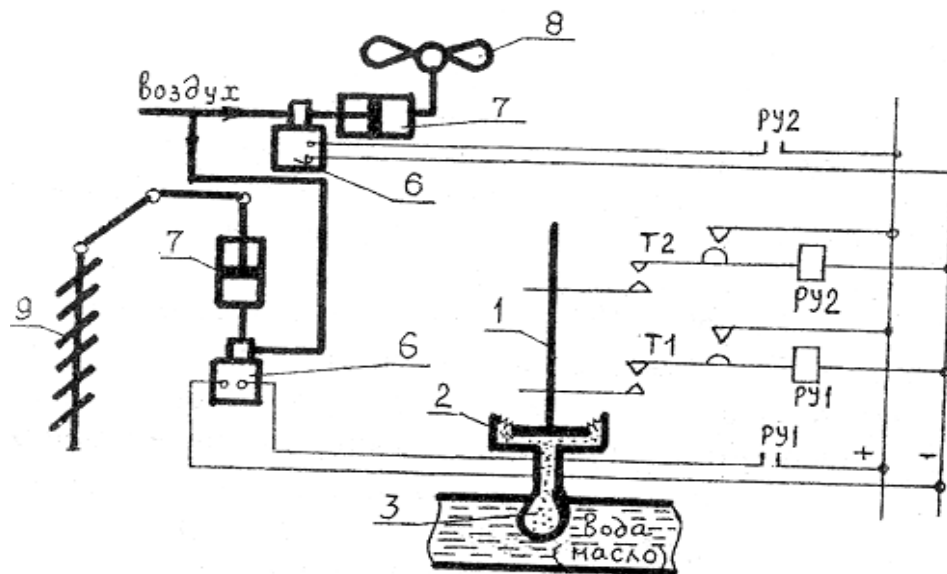


Рис. 8.26. Схема САРТ тепловоза ТЕМ2:

1 – рухомі контакти реле; 2 – сільфон; 3 – термобалон, заповнений церезином; 4 – контакти мікроперемикача; 5 – котушка реле; 6 – електропневматичний вентиль; 7 – пневмоциліндр; 8 – вентилятор холодильника

При температурі $t_{\Pi} = 85^{\circ}\text{C}$ і $t_M = 76^{\circ}\text{C}$ таким же способом вмикається фрикційна муфта вентилятора, а при $t_{\Pi} = 88^{\circ}\text{C}$ – відбувається скидання навантаження з тягового генератора.

При керуванні САРТ за допомогою термореле Т-35, термобалони встановлюються в трубопроводах водяної та масляної систем і в холодильнику наддувного повітря. Кожне реле налаштується на певну температуру, при досягненні якої відбувається спрацьовування жалюзі, муфти вентилятора або скидання навантаження з тягового генератора:

- у водяній системі встановлено три термореле. Перше спрацьовує при $t_{\Pi} = 76^{\circ}\text{C}$ і відчиняє бічні і верхні жалюзі; друге спрацьовує при $t_{\Pi} = 84^{\circ}\text{C}$ і вмикає вентилятор холодильника; третє спрацьовує при $t_{\Pi} = 88^{\circ}\text{C}$ і виконує скидання навантаження з тягового генератора;

- у масляній системі встановлено три термореле. Перше спрацьовує при $t_M = 67^{\circ}\text{C}$ і відчиняє бічні і верхні жалюзі; друге

спрацьовує при $t_M = 76^\circ\text{C}$ і вмикає вентилятор холодильника; третє спрацьовує при $t_M = 80^\circ\text{C}$ і вмикає світловий сигнал “перегрів мастила”;

- у водяній системі наддувного повітря встановлено два термореле. Перше спрацьовує при $t_{II} = 25^\circ\text{C}$ і вмикає бічні і верхні жалюзі; друге спрацьовує при $t_{II} = 55^\circ\text{C}$ і вмикає вентилятор холодильника.

САРТ при гідростатичному приводі вентилятора

САРТ складається з термореле і терморегуляторів. Термореле управляє приводом бічних і верхніх жалюзі, і у випадку перегріву вода відключає навантаження з тягового генератора. Терморегулятори регулюють кількість мастила, що надходить до гідромоторів привода вентиляторів холодильника.

На тепловозі ТЕП60 САРТ працює таким способом: при $t_{II} = 65^\circ\text{C}$, а $t_M = 57^\circ\text{C}$ спрацьовує термореле і відчиняються бічні і верхні жалюзі. При температурі $t = 66\dots 68^\circ\text{C}$ починається підйом золотника терморегулятора і частина мастила направляєється до гідромотора. При $t_{II} = 80\dots 82^\circ\text{C}$ щілина золотника цілком закривається, і весь потік мастила направляєється до гідромотора, який у цьому випадку буде реалізовувати максимальні оберти вентилятора.

САРТ при електричному приводі вентилятора

При електричному приводі основним елементом САРТ є термореле Т-35 або КРД-2, що при певних температурах включають приводи бічних і верхніх жалюзі і контактори електродвигунів вентиляторів холодильника.

8.12. Повітроочисники дизеля

Повітроочисники ДВЗ мають велике значення для його справної і якісної роботи. Повітря, що засмоктується з атмосфери, має значний ступінь забруднення (під забрудненням повітря розуміється вага пилу в 1 м^3 повітря):

- біля залізниці $3\text{-}4\text{ мг/м}^3$;
- поблизу великих промислових районів 10 мг/м^3 ;

- при зустрічному перевезенні сипучих вантажів 50 мг/м³;
- в умовах Середньої Азії 100-150 мг/м³.

Сучасні тепловозні ДВЗ споживають при номінальному режимі 15-17 тис. м³/год повітря. Якби були відсутні фільтри, то у ДВЗ при забрудненні 3-4 мг/м³ надходило б 50-60 грамів пилу в годину, що істотно прискорило б знос його вузлів. Технічно чистим вважається повітря, що має забрудненість 1 мг/м³. Виходячи з вищесказаного, необхідно, щоб повітря, яке подається у циліндри дизеля, проходило якісне очищення у повітроочисниках (фільтрах).

Вимоги до повітроочисників (фільтрів):

1. Повітроочисники повинні мати достатню ефективність, що оцінюється коефіцієнтом очищення

$$\eta = \frac{G_3}{G_{II}} 100\% , \quad (8.33)$$

де G_3 - кількість пилу, затриманого повітроочисником, мг;

G_{II} - кількість пилу в повітрі, що надійшло у повітроочисник, мг.

Відповідно до вимог η має бути не менше 98,5 %.

Ефективність повітроочисника можна оцінювати і за коефіцієнтом пропускання пилу ε , $\varepsilon = (1 - \eta) 100$ %. При номінальному режимі роботи ДВЗ ε повинно бути не більше 1,5 %.

2. Повітроочисники повинні мати достатню ємність для пилу. Під ємністю фільтра розуміється маса пилу, що уловлює повітроочисник, зберігаючи ефективність і опір у заданих межах. Ємність вимірюється кількістю пилу на одиницю площі, кг/м². Ємність повинна забезпечувати роботу повітроочисника протягом часу між суміжними видами обслуговування тепловозів. Більшість сучасних локомотивів має ємність, достатню для пробігу 50 тис. км.

3. Повітроочисники повинні мати відповідний опір.

Опір оцінюється розміром статичного розрядження, вимірюваного за фільтром, тобто перед входом у турбокомпресор або усмоктувальний патрубок дизеля. У сучасних

повітроочисників опір може знаходитися в межах 100-300 мм вод. ст.

4. У повітроочиснику із масляною ванною неприпустиме винесення мастила в повітряний тракт дизеля.

Типи повітроочисників

Повітроочисники ДВЗ класифікуються за способом уловлювання пилу:

- із контактним очищенням;
- з інерційним очищенням;
- із відцентровим очищенням;
- з очищенням шляхом фільтрації повітря.

У повітроочисника з контактним очищенням частки пилу стикаються з робочими поверхнями й утримуються на них шаром липкого наповнювача. До таких повітроочисників належать касети, що складаються із рамки і набивки. Набивкою служать дратові сітки, перфоровані листи оцинкованого металу або пластичних мас, путанка з дроту або різних волокон (натуральних або синтетичних). Як наповнювач, що сприяє утриманню пилу, звичайно застосовують дизельне мастило.

Для підвищення ефективності даного типу повітроочисника їх необхідно періодично піддавати регенерації - промиванню і покриттю мастилом. Для збільшення тривалості роботи між регенерацією повітроочисники обладнані масляною ванною. Подача мастила на поверхню касети може здійснюватися періодичним зануренням контактних поверхонь у масляну ванну або енергією повітряного потоку. Повітроочисник, що працює за першим принципом, називається фільтром безупинної дії, що дозволяє постійно промивати касети і відновлювати шар наповнювача. Надійність роботи цього повітроочисника залежить від стану привода, що обертає касети зі швидкістю 1 об/год. Коефіцієнт очищення складає $\eta = 98,3 \div 98,7\%$, а опір – 300 мм вод. ст. Повітроочисники даного типу застосовуються на тепловозах 2ТЕ10В, 2ТЕ116, ТЕМ2 і ін. Повітроочисники, що працюють за іншим принципом називаються маслоплівковими фільтрами. Конструкцію повітроочисника тепловоза ТЕР60 показано на рис. 8.27.

Повітря, що забирається з атмосфери, направляється в піддон, де воно, розганяючись до швидкості 27-30 м/с, стикається з мастилом. Важкі частки пилу осаджуються в мастило, а повітря з масляним пилом направляється на гребінку, де розбивається на дрібні частки і направляється на поверхню касети. У фільтри встановлено 4 касети, що складаються із 19 шарів сіток. Повітря, стикаючись із касетою, залишає на ній пил і направляється в дизель. У зимову пору для попередження замерзання мастила в нього добавляється 30 % дизельного палива. Коефіцієнт очищення у повітроочисника $\eta = 88 \div 97\%$, а опір – 284 мм вод.ст. Винесення мастила з відстійника складає 1,5÷4 г/год на 1000 кс потужності дизеля.

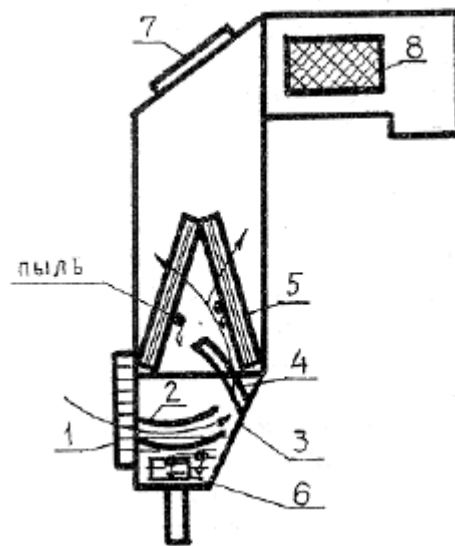


Рис. 8.27. Схема маслоплівкового повітроочисника:

1 – жалюзі; 2 – піддон; 3 – корпус; 4 – гребінка; 5 – касета;
6 – відстійник; 7 – монтажний люк; 8 – фільтр для забору повітря з дизельного приміщення

У повітроочиснику інерційної дії (рис. 8.28) пил відділяється з повітряного потоку завдяки силам інерції при зміні напрямку руху повітря. В інерційному повітроочиснику пил може відсмоктуватися вентилятором або ежекційним пристроєм, що використовує енергію вихлопних газів. Коефіцієнт очищення інерційного повітроочисника складає $\eta = 80 \div 90\%$, опір – 90÷120 мм вод.ст. У відцентровому повітроочиснику (рис. 8.29) використана відцентрова сила, що діє на частки пилу, що

знаходиться в обертвовому повітряному потоці (коефіцієнт очищення $\eta = 95 \div 97\%$, а опір – 150 мм вод.ст.).

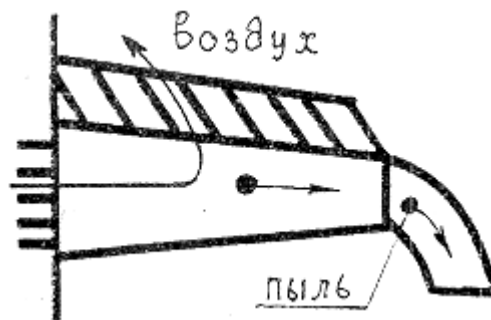


Рис. 8.28. Інерційний повітроочисник:

1 – робоча пластина; 2 – труба для відсмоктування пилю

Пилоємність інерційного і відцентрового повітроочисників, що працюють із безупинним відсмоктуванням забруднень, теоретично необмежена. Однак змочування їх мастилом, водою або паливом призводить до їхнього забруднення і вимагає періодичного очищення.

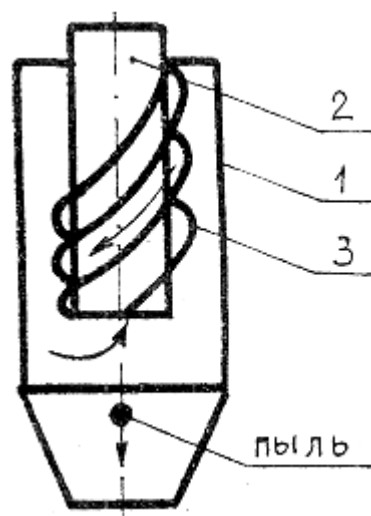


Рисунок 8.29. Відцентровий повітроочисник:

1 – корпус, 2 – труба; 3 – пристрій для закручування повітря

У повітроочисниках фільтрувальної дії повітря пропускається через шар пористих матеріалів, де затримуються частки розміром більше пор фільтра. Як затримувальні елементи застосовуються спеціальні сорти паперу або картону, просочені

смолами. Коефіцієнт очищення складає $\eta = 99\%$, а пилоємність дуже мала – $0,6 \text{ кг/м}^2$. Термін служби визначається максимально припустимим опором, при досягненні якого елемент замінюється.

При використанні якогось одного методу очищення повітря практично неможливо задовольнити усі вимоги до повітроочисників тепловозних дизелів, тому застосовують комбіновані системи, тобто декілька ступенів очищення з різними способами уловлювання пилу.

8.13. Системи охолодження тягових електричних машин і апаратів

Тягові електричні машини (ТЕМ) і апарати при підведенні до них енергії виділяють тепло, що призводить до нагрівання і підвищення температури ізоляції їх обмоток. Максимальна температура нагрівання ізоляції залежить від її класу.

Клас ізоляції	У	Ф	Н
t якоря, °С	120	140	160
t обмоток, °С	130	155	180

Перевищення температури нагрівання ізоляції більше припустимої на 10°C призводить до скорочення терміну служби у два рази. Щоб не відбувалося перегрівання ізоляції під час роботи, тягові електричні машини і апарати необхідно охолоджувати, тобто відвести тепло, яке виділяється при їх роботі.

Розрахунок технічних характеристик систем охолодження

1. Визначення інтенсивності виділення тепла при роботі ТЕД, ккал/год,

$$A_D = 860 P_D (1 - \eta_D); \quad (8.34)$$

при роботі тягового генератора

$$A_G = 860 P_G \left(\frac{1}{\eta_G} - 1 \right); \quad (8.35)$$

при роботі випрямної установки

$$A_{BY} = 860 P_{BY} \left(\frac{1}{\eta_{BY}} - 1 \right), \quad (8.36)$$

де P_D , P_G , P_{BY} – потужність відповідно двигуна, генератора і випрямної установки, кВт;

η_D , η_G , η_{BY} – ККД відповідно двигуна, генератора і випрямної установки, $\eta_D = 0,90 \div 0,92$, $\eta_G = 0,93 \div 0,95$, $\eta_{BY} = 0,98$.

Для відведення тепла тягові електричні машини й апарати повинні мати досить інтенсивне повітряне охолодження, що вимагає значної витрати повітря.

2. Визначення витрати повітря, м³/хв, (табл. 8.6):
на охолодження ТЕД

$$G_D = 14,3 \frac{P_D (1 - \eta_D)}{\rho C_p \Delta t_D}; \quad (8.37)$$

на охолодження тягового генератора

$$G_G = 14,3 \frac{P_D \left(\frac{1}{\eta_G} - 1 \right)}{\rho C_p \Delta t_G}; \quad (8.38)$$

на охолодження випрямної установки

$$G_{BY} = 14,3 \frac{P_{BY} \left(\frac{1}{\eta_{BY}} - 1 \right)}{\rho C_p \Delta t_{BY}}, \quad (8.39)$$

де ρ – питома маса повітря, кг/м³;

C_p – питома теплоємність повітря при постійному значенні тиску і температури, ккал/кг °С;

Δt_D , Δt_G , Δt_{BY} – перепад температури повітря, що подається і виходить із машини, $\Delta t_D = 20 \div 25$ °С, $\Delta t_G = 22 \div 28$ °С, $\Delta t_{BY} = 10 \div 12$ °С.

Таблиця 8.6

Витрата повітря ТЕМ

Технічні характеристики	Серія тепловоза					
	ТЕМ2	ТЕ3	М62	ТЕ10	2ТЕ116	ТЕП60
ТЕД						
Потужність, кВт	87	206	198	307	307	307
Витрата повітря, м ³ /хв	45	55	53,3	75	75	75
ТГ						
потужність, кВт	625	1350	1270	2000	2000	2000
витрата повітря, м ³ /хв	4140	5400	10000	15000	15900	13800
Секція тепловоза						
Сумарна витрата повітря, м ³ /хв	20340	25200	29200	42000	50700	41400
Питома витрата повітря, м ³ /лс хв	20,3	12,6	14,6	14,6	16,9	13,8
Питома потужність N_B / N_e	0,024	0,014	0,028	0,026	0,04	0,028

Технічні вимоги до систем охолодження ТЕМ і апаратів

1. Система охолодження має забезпечувати можливість роботи ТЕМ і апаратів при температурах зовнішнього повітря від - 50 до +40 °С.

2. Система охолодження повинна гарантувати захист ТЕМ і апаратів від потрапляння в них забруднень, тобто забезпечувати очищення повітря, яке подається. Коефіцієнт очищення має бути в межах $\eta = (75 \div 85)\%$ на всіх режимах роботи системи.

3. Коефіцієнт очищення повітря від краплинної вологи і снігу при номінальному режимі має складати $\eta \leq 70\%$.

4. Витрати потужності на роботу системи повинні бути мінімально можливими і не перевищувати 4-5% від N_e .

Класифікація системи охолодження ТЕМ і апаратів

Системи охолодження класифікуються за такими ознаками:

- за розміщенням вентиляторів – самовентильовальні і з незалежною вентиляцією;

- за принципом роботи системи охолодження – витяжні (вентилятор розміщений за машиною) і нагнітальні (вентилятор розміщений перед машиною);
- за місцем забору повітря – із внутрішнім забором і з зовнішнім забором. При зовнішньому заборі пристрій має розташовуватися на даху тепловоза. В цьому випадку забір може бути одно- або двобічним. При зовнішньому розташуванні передбачається можливість тимчасового переходу на внутрішній забір повітря;
- за ступенем централізації подачі повітря – індивідуальні, групові, централізовані;
- за ступенем регулювання витрати повітря – нерегульований, із ступеневим регулюванням, із безупинним (автоматичним регулюванням);
- за способом регулювання витрати повітря – із дросельним регулюванням (повітроприймальні жалюзі, заслінки у повітропроводах), із регулюванням продуктивності вентилятора (за рахунок зміни частоти обертання або шляхом повороту лопатей);
- за характером обслуговування – із періодичним очищенням, із безупинним видаленням пилу.

Характеристики систем охолодження ТЕМ

Системи охолодження тягового генератора (ТГ):

- температура вхідного в ТГ повітря має максимально наближатися до температури зовнішнього повітря;
- конструкція системи повинна виключати потрапляння в усмоктувальний пристрій нагрітого повітря, що викидається вентилятором;
- має бути виключене потрапляння мастила і палива в ТГ з охолодним повітрям.

Тягові генератори малої і середньої потужності (до 1500 кВт) є самовентилювальними, чому сприяють високі значення відношень діаметра якоря до його довжини: $D_{\text{я}} / L_{\text{я}} \geq 2$ і порівняно висока і стабільна частота обертання. При самовентиляції не потрібне місце для вентилятора і його привода, що дуже важливо у тісних умовах машинного приміщення тепловоза (тепловози серії ТЕ1, ТЕ2, ТЕ3, ТЕМ2).

Тягові генератори потужністю більше 1500 кВт мають незалежну вентиляцію, що збільшує температуру повітря на (10-15)°С. Всі тепловози мають зовнішній забір повітря і сітчасті фільтри. Усі ТГ вентиляються індивідуально і не мають систем регулювання витрати повітря. Фільтри ТГ потребують періодичного очищення.

Системи охолодження тягових електродвигунів

Тягові електродвигуни мають незалежну, нагнітальну вентиляцію з груповою подачею повітря (по візках) і вільним викидом нагрітого повітря в атмосферу. Забір повітря відбувається зовні через сітчасті фільтри. За ступенем регулювання вони мають ступеневу (сезонну) зміну витрати повітря за допомогою заслінок у повітропроводах.

При централізованому охолодженні ТЕД система охолодження може мати безупинне регулювання продуктивності вентилятора шляхом зміни частоти обертання або шляхом повороту лопатей.

Компонувальні схеми систем охолодження ТЕМ

Система охолодження з індивідуальною подачею повітря подана на рис. 8.30.

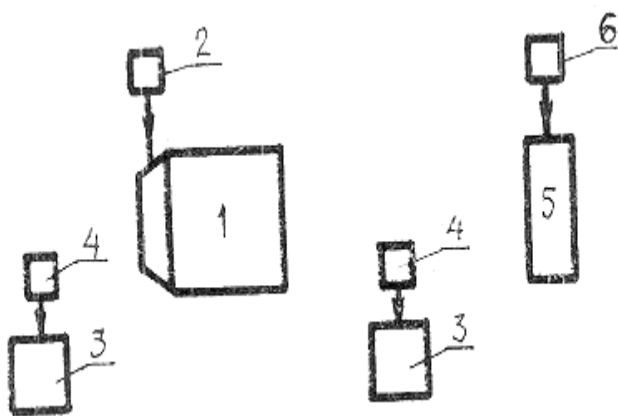


Рис. 8.30. Схема охолодження ТЕМ з індивідуальною подачею повітря:

- 1 – тяговий генератор;
- 2 – вентилятор охолодження ТГ;
- 3 – тяговий електродвигун;
- 4 – вентилятор охолодження ТЕД;
- 5 – випрямна установка;
- 6 – вентилятор охолодження ВУ

Це система охолодження одним вентилятором одного ТЕД, де один вентилятор охолоджує один ТЕД. Недолік цієї системи – збільшення числа вентиляторів, а у зв'язку з цим і витрат на допоміжні потреби. На вітчизняних локомотивах дана система не застосовується.

Система охолодження зі змішаною подачею повітря (рис. 8.31).

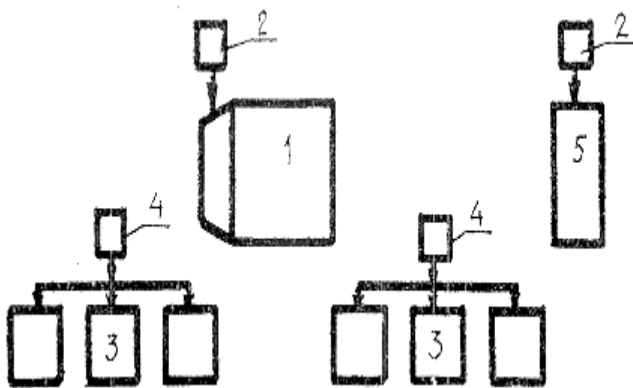


Рис. 8.31. Схема охолодження ТЕМ із змішаною подачею повітря:

- 1 – тяговий генератор;
- 2 – вентилятор охолодження ТГ;
- 3 – тяговий електродвигун;
- 4 – вентилятор охолодження ТЕД;
- 5 – випрямна установка

У даній системі забезпечується індивідуальна подача повітря в ТГ і ВУ і групова – у ТЕД. Дана система охолодження більш ефективна за індивідуальну за рахунок зниження кількості вентиляторів для охолодження ТЕД. Вона використовується на вітчизняних тепловозах серії ТЕ2М, 2ТЕ10В, 2ТЕ116.

Система охолодження з централізованою подачею повітря (рис. 8.32).

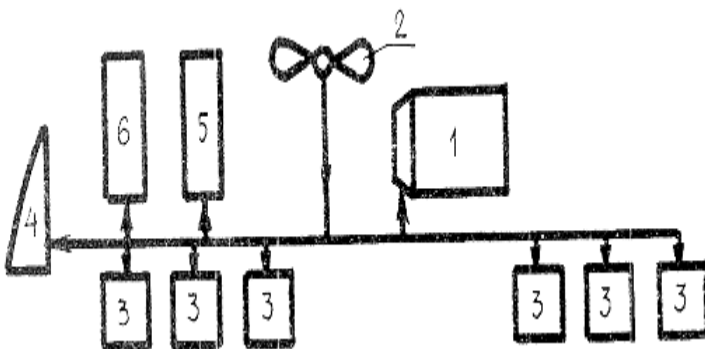


Рис. 8.32. Схема охолодження ТЕМ із централізованою подачею повітря:
 1 – ТГ; 2 – вентилятор ЦПП; 3 – ТЕД;
 4 – кабіна машиніста; 5 – випрямна установка; 6 – апаратна камера

У даній системі охолодження подача повітря в усі електричні машини й апарати здійснюється одним вентилятором, що одержує привод від колінчатого вала дизеля. Дана система охолодження спрощує конструкцію повітропостачання, знижує її вагу і витрати потужності на допоміжні потреби тепловоза.

Недоліком системи охолодження є: наявність додаткових трубопроводів великої протяжності і підвищення витрат потужності на роботу вентилятора у зв'язку зі збільшенням втрат тиску повітря. Системи цього типу застосовуються на тепловозах ТЕП70, ТЕ121, ТЕМ7.

Конструкція вентиляторів

На тепловозах з груповою системою охолодження використовуються відцентрові вентилятори середнього тиску, що дозволяють спростити розміщення повітропроводів на локомотиві. Для зниження габариту вентиляторів їм додають високі швидкості обертання. В той же самий час, через консольне закріплення коліс, на них значно відбиваються як нерівномірність обертання вала дизеля, так і вібрація при русі локомотива.

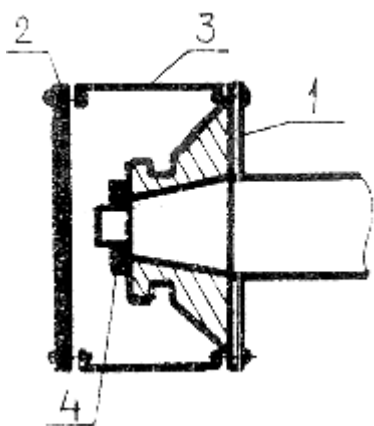


Рис. 8.33. Відцентровий вентилятор:

1 – несучий диск; 2 – диск, що покриває; 3 – лопать;
4 – гайка

Відцентровий вентилятор (рис. 8.33) складається з несучого сталевго диска, товщиною 6 мм, що покриває алюмінієвий диск і 32 алюмінієвих лопатей, що кріпляться заклепками до несучого і покривного дисків.

На тепловозах із централізованою системою охолодження застосовуються осьові вентилятори типу К-2. На тепловозі ТЕП70 вентилятор має такі технічні характеристики:

$$G_{\Pi} = 18 \text{ м}^3/\text{с}, N_{\Pi} = 80 \text{ кВт}, \eta_{\Pi} = 87 \div 90\%.$$

Типи вентиляторів:

- “Сирокко” (із прямими лопатями, $n = 2000$ об/хв, $\eta_{\Pi} = 45 \div 50\%$), використовуються на тепловозах ТЕМ2, ТЕ3;
- Ц15 - 55 (із $n = 2050$ об/хв, витрати потужності на привод – 22 кВт), використовуються на тепловозах 2ТЕ10В.

Повітроочисники систем охолодження ТЕМ

На тепловозах ТЕЗ, ТЕМ2, 2ТЕ10В як повітроочисники використовуються касети у вигляді металевої рамки товщиною 22 мм, у яку вкладені три шари дротової сітки:

- перший шар – плоска сітка №7-1,2 (де №7 – крок переплетення сітки, мм; 1,2 – діаметр дроту, мм);
- другий шар – плоска сітка № 5-0,7;
- третій шар – плоска сітка № 4-0,6.

Сітки другого і третього шарів гофруються у складки висотою 8мм і кроком 15 мм.

Касети цього типу не дуже ефективні, тому що вони мають невелику контактну поверхню і працюють при великій швидкості повітряного потоку (8-10 м/с), тоді як нормальною швидкістю є швидкість 3-3,5 м/с.

На тепловозах 2ТЕ116 і ТЕП70 застосовані багат шарові фільтри з пінополіуретану (поролону), шар якого кріпиться в касеті між двома металевими сітками.

У централізованих системах охолодження можуть застосовуватися інерційні повітроочисники: $\eta_{II} = 60 \div 80\%$, а швидкість повітря 15-30 м/с.

Вибір повітроочисників для систем охолодження необхідно робити на основі техніко-економічного аналізу з врахуванням особливостей тепловоза, компоновання устаткування та умов експлуатації.

Компонувальні схеми повітроочисників

Схема повітроочисників тепловоза 2ТЕ10В

На тепловозі 2ТЕ10В установлені повітроочисники з індивідуальною системою очищення (рис. 8.34) для очищення повітря ДВЗ, тягового генератора і тягових електродвигунів.

Схема установки повітроочисників із централізованою системою охолодження зображена на рис. 8.35.

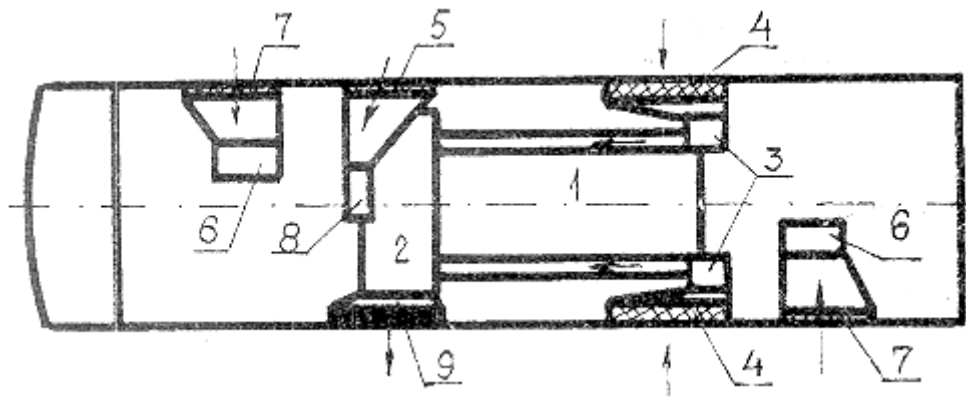


Рис. 8.34. Схема установки повітроочисників на тепловозі 2ТЕ10В:

1 – дизель; 2 – тяговий генератор; 3 – турбокомпресор; 4 – фільтр безупинної дії очищення повітря ДВЗ; 5 – фільтр тягового генератора; 6 – вентилятор охолодження ТЕД; 7 – фільтр очищення ТЕД; 8 – вентилятор охолодження ТГ; 9 – патрубок ТГ

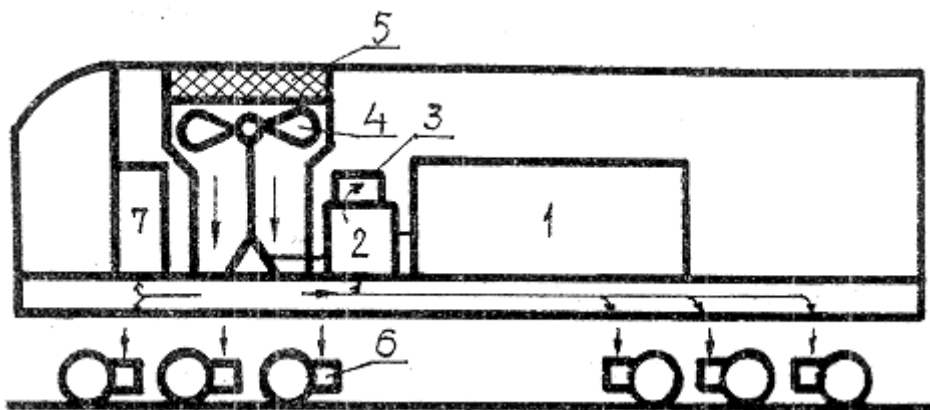


Рис. 8.35. Схема установки повітроочисників на тепловозі ТЕП70:

1 – дизель; 2 – тяговий генератор; 3 – випрямна установка; 4 – вентилятор ЦСП; 5 – фільтр вентилятора ЦСП; 6 – тяговий електродвигун

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Конструкция и динамика локомотивов / Под ред. В.Н. Иванова. – М.: Транспорт, 1974. – 336 с.
2. Тепловозы типа ТЭ10М. Руководство по эксплуатации и обслуживанию. – М.: Транспорт, 1985. – 421с.
3. Тепловоз 2ТЭ116 / С.П. Филонов, А.И. Гибалов, Е.Н. Никитин и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1996. – 334 с.
4. Тепловозы ТЭМ1 и ТЭМ2. / Под ред. Е.Ф. Сдобникова. - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1996. – 334 с.
5. Механическая часть тягового подвижного состава / Под ред. И.В. Бирюкова. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.
6. Тепловозы / Под ред. В.Д. Кузьмича. – 4-е изд., перераб. – М.: Транспорт, 1973.
7. Тепловозы. Конструкция, теория и расчет / Под ред. Н.И. Панова. – М.: Машиностроение, 1973.
8. Тепловоз М62 / С.П. Филанов, В.И. Биденко, А.Е. Зибаров и др. – М.: Транспорт, 1977. – 280с.
9. Тепловоз ТЭМ2: Руководство по эксплуатации и обслуживанию. – М.: Транспорт, 1983.- 239с.
10. Конструкция, расчет и проектирование локомотивов: Учебн. для студ. вузов, спец. «Локомотивостроение» / А.А. Камаев, Н.Г. Апанович, В.А. Камаев и др.; Под ред. А.А. Камаева. – М.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
11. Теория и конструкция локомотивов: Учебн. для вузов ж.-д. трансп. / Г.С. Михайличенко, В.Н. Кашников, В.С. Коссов, В.А. Симонов; Под ред. Г.С. Михайличенко. –М.: Маршрут, 2006. – 584с.