

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Кафедра «Локомотиви»

«ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри

М. І. Капіца

« _____ » _____ 2020 р.

ДИПЛОМНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня *«магістр»*

Галузь знань *27 Транспорт*

Спеціальність *273 Залізничний транспорт*

Освітньо-професійна програма *Локомотиви та локомотивне господарство*

Тема **ЕСКІЗНИЙ ПРОЕКТ МАНЕВРОВОГО ТЕПЛОВОЗА З ОСЬОВОЮ
ФОРМУЛОЮ $3_0 - 3_0$**

Theme **CONCEPTUAL DESIGN OF AXIAL SHUNTING LOCOMOTIVE
FORMULA $3_0 - 3_0$**

Керівник дипломної
роботи

Д. В. Бобирь

Нормоконтролер

Л. В. Колодій

Студент групи ЛГ1921

П. О. Мойсеєнко

Student

Pavlo Moiseienko

Дніпро, 2020

Зміст

ВСТУП	7
1 АНАЛІЗ СТАНУ ЛОКОМОТИВНОГО ПАРКУ ЗАЛІЗНИЦЬ УКРАЇНИ	9
1.1 Аналіз стану парку тепловозів на залізничному транспорті України та шляхи підвищення його використання	9
1.2 Аналіз методів визначення параметрів тепловозів маневрового та промислового роду служби	14
2 ПРОЕКТУВАННЯ ТЯГОВОЇ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОВОЗА	19
2.1 Розрахунок параметрів тягового редуктора	23
2.2 Розрахунок електромеханічних характеристик тягового електродвигуна ТЕД і електротягових характеристик колісно-моторного блоку	26
2.3 Розрахунок та побудова тягової характеристики проектного тепловоза	35
2.4 Розрахунок і побудова економічних характеристик	39
3 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА ТА ПАРАМЕТРІВ ЙОГО ЕКІПАЖНОЇ ЧАСТИНИ	42
3.1 Визначення розмірів та габаритний баланс проектного тепловоза	44
3.2 Визначення параметрів системи пружного підвішування	48
3.3 Визначення частоти коливань підресореною маси тепловоза	60
3.4 Визначення критичної швидкості руху тепловоза	61
3.5 Розрахунок демпфірування коливань	63
4 РОЗРАХУНОК ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА	66
4.1 Розрахунок водяного контуру дизеля	67

					<i>0032.150195.000.04MP.ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Мойсеєнко				<i>Ескізний проект маневрового тепловоза з осьовою формулою 3₀-3₀</i>	Лім.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Бобирь						5	104
Реценз.						<i>ДНУЗТ, гр. ЛГ1921</i>		
Н. Контр.	Колодій							
Затверд.								

4.2 Розрахунок водяного контуру охолодження повітря наддування.....	69
4.3 Розрахунок масляного контуру	70
4.4 Розрахунок вентилятора холодильної камери	71
5 ПОЗДОВЖНЄ РОЗВАЖУВАННЯ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА.....	76
6 ДИНАМІЧНЕ ВПИСУВАННЯ ТЕПЛОВОЗА.....	86
ВИСНОВКИ.....	94
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	97

					<i>0032.150195.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

ВСТУП

Велике значення у виконанні перевізного процесу транспортної галузі відіграє локомотивне господарство. На залізницях України маневрова робота більш ніж на 90% виконується парком локомотивів, які належать до другого покоління рухомого складу. При цьому більше 98% його відпрацювали назначений ресурс та потребують списання або глибокої модернізації. Згідно з прогнозними планами Укрзалізниці обсяги перевезень набуватимуть тенденції зростання, що потребує збільшення парку локомотивів [1].

Відповідно до «Комплексної програми оновлення залізничного рухомого складу України» передбачене оновлення тягового рухомого складу за рахунок створення і впровадження локомотивів нового покоління та модернізації існуючих новим силовим та іншим обладнанням [2].

Стан локомотивного парку ПАТ «Укрзалізниці» катастрофічно погіршується, особливо це стосується маневрових тепловозів. З часу отримання незалежності України закупівля маневрових тепловозів майже не проводилась. Середній знос парку локомотивів «Укрзалізниці» становить 96,8%. В тому числі, електровозів – 93,3%, тепловозів магістральних – 99,6%, тепловозів маневрових – 99,9%. Середній вік електровозів складає 40,6 років при нормі 30 років, магістральних тепловозів – 37 років при нормативному 20 років, маневрових тепловозів – 35,8 років при нормі 25 років.

При цьому, з огляду на зношеність локомотивів в наступні п'ять років вони будуть вибувати з ладу прискореними темпами. На теперішній час навіть з урахуванням вже підписаного контракту на поставку перших 30 локомотивів General Electric, сумарна кількість робочих локомотивів «Укрзалізниці», призначених для вантажних перевезень становить сьогодні всього 579 одиниць і щорічно скорочується в середньому на 4,4% або 25 локомотивів. Так, якщо припустити, що в наступні п'ять років темпи вибуття локомотивного складу зберігатимуться на рівні 2012–2018 років, то при збереженні поточних показників їх продуктивності та вибування – до 2022-го року у «УЗ» залишиться всього 504 локомотива, здатних

										Арк.
										7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.150195.000.04MP.ПЗ

перевозити по 0,58 млн тонн на рік. Тобто, загальний обсяг річних потужностей «Укрзалізниці» по вантажообігу складе всього 291 млн тон на рік [3].

Зважаючи на високий ступінь зносу виробничих засобів, ключовим напрямом забезпечення перевезень та відповідно виконання завдань реформування галузі є техніко-технологічне оновлення засобів перевезень та їх обслуговування і, насамперед, тягового рухомого складу.

Однією з головних задач при проектуванні, створенні нових локомотивів та модернізації існуючих є пошук способів зменшення споживання дизельного пального та скорочення обсягів шкідливих викидів до мінімуму. Перехід на більш чисті види пального вже почався. Надалі основною тенденцією стане перехід до використання транспортних засобів з повністю електричними двигунами. У той же час великі корпорації вкладають все більше і більше коштів у гібридні системи для підвищення гнучкості в проектуванні і монтажі, оптимізації експлуатаційних характеристик і зменшення негативного впливу на навколишнє середовище.

Мета роботи полягає у проектуванні маневрового тепловоза, його систем та елементів.

Для досягнення поставленої мети необхідно розглянути та визначити особливості роботи маневрових тепловозів, проаналізувати напрямки поліпшення експлуатаційних показників локомотивів, сформулювати критерій ефективності та виконати необхідні розрахунки, включаючи розрахунки параметрів екіпажної частини.

Об'єктом дослідження в роботі є маневровий тепловоз, а *предметом* – його тягова, техніко-економічні та інші характеристики.

					0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 АНАЛІЗ СТАНУ ЛОКОМОТИВНОГО ПАРКУ ЗАЛІЗНИЦЬ УКРАЇНИ

1.1 Аналіз стану парку тепловозів на залізничному транспорті України та шляхи підвищення його використання

Інвентарний парк тягового рухомого складу України складає близько двох з половиною тисяч магістральних і маневрових тепловозів, з них експлуатуються понад тисячу тепловозів. Понад 95% інвентарного парку тепловозів вже відпрацювали встановлений заводами-виробниками нормативний термін служби та потребують негайної заміни або проведення капітально-відновлювального ремонту.

На даний час парк магістральних тепловозів залізниць України, основна частина яких виготовлена протягом 1970–1980 років, перебуває в поганому стані. Так, магістральні вантажні тепловози М62 з 1990–1996 років експлуатуються за межами встановленого заводом-виробником нормативного терміну служби, що складає 20 років. Їх експлуатація є можлива завдяки виконанню комплексу заходів щодо подовження максимального можливого терміну експлуатації. Аналогічна ситуація з тепловозами інших серій (2ТЭ116, 2ТЭ10 (в/і), 2М62, ТЭП70). Кількість амортизованих тепловозів перевищує 98 % зазначеного парку, хоча подовжений на 20 років термін служби вказаних серій до 2020 року вичерпано не буде. В той же час прогнозується, що частина тепловозів буде списана через незадовільний технічний стан. Лише тепловози ТЕП150 (всього 4 одиниці) вироблені протягом 2005–2009 років, будуть знаходитися в експлуатації та не потребують заміни в найближчі роки [4].

Інвентарний парк тягового рухомого складу Укрзалізниці складається з 3566 локомотивів, з яких 1258 – маневрові тепловози, 550 пасажирських і 1758 вантажних локомотивів (рис. 1.1) [3].

З 550 пасажирських магістральних локомотивів в експлуатації перебувають тільки 287 одиниць (28 тепловозів і 259 електровозів), ще 165 машин перебувають у несправному стані, на ремонті або техобслуговуванні (з них 43 – тепловоза, 122 – електровоза). Також 98 пасажирських електровозів постійної напруги перебувають

										Арк.
										9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150195.000.04МР.ПЗ					

у резерві ПАО УЗ (рис. 1.2).

Рисунок 1.1 – Інвентарний парк тягового рухомого складу Укрзалізниці

Рисунок 1.2 – Кількість пасажирських локомотивів інвентарного парку тягового рухомого складу Укрзалізниці

Що стосується 1758 вантажних магістральних локомотивів, то з них в експлуатації – 945 одиниць, серед яких 202 тепловоза і 743 електровоза. Несправні, на ремонті або ТО – 782 вантажних локомотива (393 тепловоза, 389 електровозів). Ще 14 тепловоза і 17 електровозів перебувають у резерві «Укрзалізниці» (рис. 1.3).

Рисунок 1.3 – Кількість вантажних локомотивів інвентарного парку тягового рухомого складу Укрзалізниці

Середній знос локомотивів становить 96,8%, у тому числі електровозів 93,3%, магістральних тепловозів – 99,6%, а маневрових тепловозів – 99,9%. Середній вік електровозів складає 40,6 року при нормативному віці в 30 років, магістральних тепловозів – 30,7 року при нормативних 20 років, маневрових тепловозів – 35,8 року при нормативних 25 років (рис. 1.4).

Парк тепловозів складається на 50% із маневрових локомотивів. При цьому парк маневрових тепловозів складається з різних серій, але переважна більшість з них, понад 95% припадає на тепловози ЧМЭЗ різних індексів.

					0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

експлуатуються в локомотивних депо переважно для власних потреб, протягом 2015–2020 рр. повинні бути вилучені з інвентарного парку через високий ступінь зносу та повного вичерпання нормативного та подовженого строку служби [4].

Таким чином технічний стан парку тепловозів є критичним. Основна частина локомотивів вже вичерпала свій ресурс і потребує оновлення, особливо це стосується маневрових тепловозів. При цьому виникає практична необхідність оновлення парку тепловозів для задоволення потреби у перевезеннях та маневровій роботі. Для цього існують два основні напрямки: закупівля нових одиниць або модернізація наявних. Враховуючи недостатні об'єми фінансування програм закупівлі нових серій тепловозів вітчизняними залізницями найбільш перспективним виглядає заміна застарілих, локомотивів, що вичерпали свій ресурс шляхом їх часткової або комплексної модернізації.

Як показують дослідження [4–5] останнім часом комплексна модернізація набуває все більшого поширення та являється найбільш перспективним напрямком оновлення парку тепловозів.

					<i>0032.150195.000.04MP.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
						12
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Рисунок 1.6 – Аналіз стану парку маневрових тепловозів ЧМЭЗ

					0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Рисунок 1.7 – Аналіз витрат дизельного пального тепловозами за видами руху

Рисунок 1.8 – Режими роботи маневрових тепловозів при виконанні маневрової роботи

Рисунок 1.9 – Режими роботи маневрових тепловозів при виконанні вивізної роботи

Одним із шляхів оновлення парку маневрових тепловозів є його часткова модернізація. Враховуючи складне економічне положення в країні, доцільно модернізацію виконувати в локомотивних депо за рахунок впровадження в конструкцію нових енергоефективних пристроїв.

1.2 Аналіз методів визначення параметрів тепловозів маневрового та промислового роду служби

Професором Одинцовим Л.В. ще в 40-х роках були встановлені найвигідніші сили ваги маневрових составів і розроблена методика розрахунку витрат часу на проведення маневрів [6]. Дано рекомендації з вибору типу маневрового локомотива та досліджені оптимальні режими їх роботи. В тягових розрахунках ним використані принципи поїзного руху. Одинцов Л.В. також досліджував вибір оптимальної потужності та маневрових локомотивів в роботі. Застосування більш потужних локомотивів дозволяє застосовувати не тільки маневри поштовхами на довгих витяжках, а й на коротких. Для повного використання сили тяги локомотива їм було запропоновано користуватися середньою вагою поїзда. Визначено сфери

									Арк.
									14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.150195.000.04MP.ПЗ

застосування більш потужних локомотивів. Розрахунки проведені для локомотивів, які використовуються на поїзної та маневрової робіт.

Вибором оптимальної потужності маневрового локомотива на підставі техніко-економічного порівняння різних способів проведення маневрів займався Забелло М.Л. Їм було виділено два основних параметри локомотива – зчїпна вага та ефективна потужність, які повинні визначатися відносно розгону. У підсумку, на його думку, завдання вибору параметрів маневрових локомотивів зводиться до вибору прискорювальних зусиль при розгоні в розрахунковому елементі маневрової операції. Їм була розроблена методика визначення вимог до параметрів локомотивів, призначених для окремих видів маневрової роботи: горні маневри, сортувальні маневри на витяжних коліях, перестановочні маневри, маневри в приймальних парках з обробки транзитних поїздів.

У роботах Забелло М. Л. і Баранова А. М. наведено теоретичне обґрунтування вибору необхідних маневрових тягових засобів. Виявлено умови та сфери раціонального застосування різних видів тяги на маневрах. Проведені дослідження дали можливість визначити загальні експлуатаційні вимоги до параметрів маневрових локомотивів [7].

Вплив величини складу та числа відчепів при маневровій роботі на витрату умовного палива досліджував Боровий Н. Є. Їм були отримані формули витрати палива для певних видів маневрових операцій і рекомендації щодо визначення витрати умовного палива в залежності від кількості вагонів у складі та числа відчепів [8].

До 1962 р рядом наукових організацій (Промтрансдїпроєкту, Гїпроторфу, ЦНДІМЕ та інш.) був розроблений типаж маневрових локомотивів [7].

Дослідженням за вибором потужності були присвячені роботи Казанцева В. П. [9], в яких встановлено вплив різних факторів (ваги складу, довжини і ухилу елементів маневрового району, способу проведення маневрів) на рівень оптимальної потужності маневрових локомотивів і тривалості виконання розрахункової маневрової операції. На думку Казанцева В. П. розрахунок

									Арк.
									15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150195.000.04МР.ПЗ				

необхідної потужності на перспективу повинен проводитися з урахуванням повного використання продуктивності локомотивів. У розрахунках коефіцієнт корисної дії локомотива, частка витрат палива при простоях від годинної витрати його при маневрах приймаються як фіксована величина. Хоча в реальних умовах ці величини змінюються. Ним були визначено група факторів, що не впливає на оптимальне значення потужності маневрових локомотивів. До них відноситься, вартість палива.

Амеліним В.П. здійснено комплексний підхід до визначення типу локомотива для роботи на витяжних коліях станції. Ним було встановлено [10], що оптимальні параметри локомотива не залежать від способу проведення маневрової роботи, поздовжнього профілю витяжної колії, довжини вільних кінців колій сортувального парку. У його роботі з основних параметрів локомотива враховується тільки потужність і його осьова формула. Амелін В. П. встановив оптимальні параметри маневрових локомотивів (потужність і зчіпну вагу) трьох класів наведених в таблиці 1.1. При цьому пропонується підвищити допустиме навантаження від колісної пари локомотива на колії з 21 до 23 т/вісь.

Таблиця 1.1 – Класифікація локомотивів по класах

Клас	Вага поїзда, кН	Потужність, кВт	Кількість осей локомотива
1	до 30000	882	6
2	до 40000	1100	6
3	більш 40000	1470	8

Ряд досліджень з визначення сили тяги маневрового локомотива при розгоні і величини питомої гальмівної сили при уповільненні були проведені Гончаровим Н. Є. [11].

У роботах Лабута А. А. [12] і Іванова Н. Є. [13] досліджується частина основних параметрів маневрового тепловоза з гідропередачею: к.к.д., витрата палива, потужність, що витрачається на допоміжне обладнання, а також режими

експлуатації.

У роботах [14, 15] присвячених організації вагопотоків, при проектуванні витяжок і сортувальних операцій потужність локомотива приймається в якості вихідних даних.

У більшості робіт з вибору потужності використовується метод техніко-економічного зіставлення порівнюваних варіантів. В основі цього методу лежить оцінка ефективності того чи іншого локомотива по тривалості виконання маневрової операції, ваги складу, довжині піврейсу, при яких визначається мінімум приведених витрат, пов'язаних з переробкою заданого числа составів.

При виборі параметрів тепловозів низкою вчених пропонувалися критерії якості. Ці критерії розглядаються в ряді робіт вчених Кудряша А. І., Фуфрянського Н. А., Володіна А. І., Хомича А. З., Тупіцина О. І., Сімпсона А. Е., Косова Е. Е., Старовойта В. А.

У роботах Кудряша А. І. та Тартаковського Е. Д. розраховується експлуатаційний витрата палива по к.к.д. тепловоза, відносячи сумарну витрату палива до тягової роботі тепловоза на колесі

$$W = e_{em} = \frac{\sum_1^n b_i N_{ki} T_i}{\sum_1^n N_{ki} T_i} \Rightarrow \min, \quad (1.1)$$

де b_i – питома витрата палива на i -м режимі експлуатації;

N_{ki} – дотична потужність тепловоза на i -м режимі експлуатації;

T_i – час роботи на i -м режимі експлуатації.

Косов Є. Є. і Старовойт В. А. пропонують вибір характеристик тепловозів здійснювати на основі рішення оптимізаційних задач, при яких визначається критерій якості або цільова функція. Як критерій приймається мінімум витрати палива

$$W = CT \Rightarrow \min \text{ при } n = \text{const}.$$

									Арк.
									17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.150195.000.04MP.ПЗ

Досвід експлуатації маневрово-промислових тепловозів, узагальнений в дослідженнях вчених, дозволив розробити основні напрямки їх вдосконалення. Першим документом в цьому питанні з'явився ГОСТ 22339-77. Згодом його замінив ГОСТ22339-88 "Тепловози маневрові і промислові. Типи і основні параметри", який встановив новий типаж промислових тепловозів на перспективу.

Як видно з короткого огляду методів, вченими пропонується визначати технічні та експлуатаційні параметри маневрових і промислових тепловозів, серед яких можна виділити: потужність; зчіпну вагу локомотива; витрати палива; осьову формулу; прискорювальне зусилля; вагу складу; поздовжній профіль маневрового району.

Для вирішення завдання визначення основних параметрів маневрового тепловоза необхідний комплексний підхід, який би пов'язував між собою особливості експлуатації в прийнятому маневровому районі, технічні параметри локомотива та вартісні показники використання тепловоза.

Висновки до розділу. Аналіз стану парку тепловозів на залізничному транспорті України показав, що понад 95% інвентарного парку вже відпрацювали свій ресурс, який встановлений заводами-виробниками, а парк маневрових тепловозів зношений більше ніж на 98%. При цьому виникає практична необхідність оновлення парку тепловозів для задоволення потреби у перевезеннях та маневровій роботі. Для її вирішення виділяють два основні напрямки: закупівля нових одиниць або модернізація наявних. Враховуючи недостатні об'єми фінансування програм закупівлі нових серій тепловозів вітчизняними залізницями найбільш перспективним виглядає заміна застарілих, локомотивів, що вичерпали свій ресурс, шляхом їх часткової або комплексної модернізації.

					0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 ПРОЕКТУВАННЯ ТЯГОВОЇ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОВОЗА

Стадії розробки проектів локомотивів установлені Державним стандартом (ГОСТ 2103-83). Згідно з цим стандартом розробка конструкторської документації та етапи виконання робіт визначаються таким чином: технічне завдання, технічна пропозиція, ескізний проект, технічний проект, робоча документація дослідного зразка (дослідної партії, установчої серії, серійного або масового виробництва) [16].

Технічне завдання (ГОСТ 15.001-83) розробляється замовником або розробником. Воно є вихідним документом для проектування локомотива. Технічне завдання встановлює його найменування, галузь застосування та складові частини, показники призначення (технічні характеристики), техніко-економічні вимоги, що пред'являються до конструкції локомотива, не-обхідні стадії розробки конструкторської документації та її склад, а також спеціальні вимоги до локомотива.

До показників призначення включаються: рід служби, потужність, осьова характеристика (формула), тривала сила тяги (сила тяги тривалого режиму) на ободах коліс, навантаження від колісної пари на рейку, конструкційна швидкість та ін.

Технічні вимоги обумовлюють:

– розміри конструктивного устрою (локомотив повинен вписуватися в габарит рухомого складу, забезпечувати рух по залізничній колії заданої ширини та проходження кривої заданого мінімального радіуса; довжина локомотива повинна бути не більше встановленої норми);

– надійність (строк служби та середній параметр потоку відмов повинні відповідати встановленим Замовником величинам);

– технологічність (відносна трудомісткість не повинна бути більшою, ніж встановлена величина, конструкція складальних одиниць і деталей повинна мати мінімальну трудомісткість при обслуговуванні та ремонті);

										Арк.
										19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150195.000.04MP.ПЗ					

– рівень уніфікації і стандартизації (локомотива у цілому не менший ніж 50%, екіпірувальні вузли повинні бути повністю уніфіковані та ін.);

– безпеку (аварійно-попереджувальна сигналізація повинна виконуватися згідно зі стандартними вимогами; на локомотиві повинні бути пристрої, які забезпечують рух при тиску в магістральному повітропроводі не нижчому ніж 490 кПа та безпеку локомотивної бригади при ударі в автозчеп при швидкості співударяння 20 км/год та ін.);

– естетичні та ергономічні показники (зручність обслуговування, безпека управління; гігієнічні умови та кольорове оформлення повинні відповідати типовим умовам; рівень звуку не повинен перевищувати стандартні норми; повинні бути забезпечені також санітарно-гігієнічні умови роботи);

– патентну чистоту конструкції локомотива та його окремих вузлів.

У технічному завданні також указується орієнтовна техніко-економічна ефективність локомотива, його лімітна ціна, а також запропонована річна потреба в кількості одиниць (секцій) даного локомотива.

Розробленню технічного завдання передують науково-дослідні та пошукові роботи з вивчення сучасних досягнень галузевої техніки та патентної документації, що забезпечує високу якість технічного завдання, отже створення локомотива, який буде найбільш повно та ефективно задовольняти потреби в перевезеннях. Крім того, аналізується доцільність залучення іноземних партнерів – наукових установ, фірм та ін. – до створення локомотива.

Технічна пропозиція (ГОСТ 2.118-83) – це документ, що розробляється заводом-виготовлювачем з метою уточнення показників або виявлення додаткових техніко-економічних характеристик локомотива, які не були вказані в технічному завданні. Технічна пропозиція виконується на підставі аналізу технічного завдання, розробленого замовником, попередньої конструкторської проробки можливих варіантів локомотива, порівняльної оцінки рішень з урахуванням конструктивних та

									Арк.
									20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.150195.000.04MP.ПЗ

експлуатаційних особливостей існуючих локомотивів і патентних матеріалів. Після узгодження та затвердження встановленим чином технічна пропозиція стає основою для розробки ескізного та технічного проектів.

Ескізний проект розкриває принципові конструктивні рішення, які дають загальне уявлення про будову та принцип роботи локомотива, а також містить дані, що визначають його призначення, основні параметри та габаритні розміри (будівельні креслення).

При розробці ескізного проекту необхідно:

- виконати конструктивну проробку кількох варіантів локомотива в обсязі, достатньому для аналізу та зіставлення;
- виготовити та випробувати фізичні моделі та макети;
- оцінити локомотив за відповідними показниками стандартизації та уніфікації, ергономіки та технічної естетики, охорони праці, виробничої санітарії та патентної чистоти;
- проробити основні питання технології та оцінити технологічність конструкції локомотива;
- скласти технічні вимоги на комплектувальні вироби та матеріали, що розробляються та виготовляються іншими підприємствами.

Ескізний проект включає креслення загального виду локомотива та пояснювальну записку, яка виконується згідно з вимогами чинного стандарту. Після узгодження та затвердження встановленим чином ескізний проект служить основою для розробки технічного проекту та іншої робочої конструкторської документації.

Технічний проект (ГОСТ 2.120-83) виконується для формування певно-го уявлення про конструкцію локомотива, його складових частин та одиниць. Він може передбачати розробку варіантів окремих складових частин (вузлів) локомотива – кузова, рами, візків, тягового привода тощо – та оптимального варіанта за результатами випробувань дослідних зразків або моделей. Розробка технічного

					<i>0032.150195.000.04MP.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
						21
<i>Змін.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

проекту супроводжується виконанням ро-біт, які дозволяють переконатися в забезпеченні всіх вимог, що пред'являються до локомотива (технічних, технологічних, економічних, естетичних та інших, установлених технічним завданням).

Технічний проект включає креслення загального виду, складальних одиниць, окремих деталей (за необхідністю) та пояснювальну записку, виконану згідно з ГОСТ 904-78, до якої включаються також розділи, що пояснюють розробку питань, непередбачених ескізним проектом.

Робоча документація на виготовлення дослідного зразка (дослідної партії) створюється на основі затвердженого технічного проекту. На цій стадії проектування:

- розробляються робочі креслення з уточненням конструкції вузлів, деталей, з урахуванням технології механічної обробки та складання;
- завершуються розрахунки вузлів, з'єднань і деталей на міцність;
- складаються відомості уніфікованих, стандартних і нормалізованих деталей;
- формуються переліки необхідних матеріалів і комплектуючих виробів, що поставляються іншими (суміжними) підприємствами;
- оформлюється калькуляція витрат і визначається повна собівартість виготовлення локомотива;
- розраховується економічна ефективність від упровадження нового локомотива в експлуатацію.

Для відпрацювання конструкції та систем нового локомотива виготовляється його дослідний зразок, провадяться випробування (заводські та експлуатаційні). На підставі матеріалів випробувань державна (міжвідомча) комісія складає висновок щодо прийняття дослідного зразка та вносить пропозицію про побудову дослідної партії або організацію серійного виробництва нового локомотива.

					<i>0032.150195.000.04MP.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		22

Вихідні дані до проектування техніко-економічних характеристик наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані до проектування техніко-економічних характеристик

Параметр	Значення
Ефективна потужність дизеля N_e , кВт	880
Навантаження на одну колісну пару $2П$, кН	210
Діаметр колеса D_k , м	1,05
Конструкційна швидкість V_k , км/год	90
Розрахункова швидкість V_p , км/год	8

2.1 Розрахунок параметрів тягового редуктора

Передаточне число i являє собою відношення крутного моменту на ободі колеса до моменту на валу тягового електродвигуна (ТЕД), яке визначається при тривалому режимі роботи колісно-моторного блоку (КМБ), за формулою:

$$i = \frac{M_k}{M_{д\infty}} = \frac{F_{д\infty} D_k}{2M_{д\infty}}, \quad (2.1)$$

де $F_{д\infty}$ – тривала сила тяги КМБ, кН;

$M_{д\infty}$ – тривалий крутний момент ТЕД, кН·м;

D_k – діаметр колеса, м.

Величини $F_{д\infty}$ і $M_{д\infty}$ можуть бути визначені з виразів:

$$F_{д\infty} = \frac{3,6P_{д\infty}}{V_p}, \quad (2.2)$$

$$M_{\text{д}\infty} = 9,5 \frac{P_{\text{д}\infty}}{n_{\text{д}\infty}}, \quad (2.3)$$

де $P_{\text{д}\infty}$ – потужність одного ТЕД, кВт;

$V_{\text{р}}$ – розрахункова швидкість тепловоза, км/год;

$n_{\text{д}\infty}$ – тривала частота обертання якоря ТЕД, хв⁻¹.

$$n_{\text{д}\infty} = n_{\text{дmax}} \frac{V_{\text{р}}}{V_{\text{кон}}}, \quad (2.4)$$

де $n_{\text{дmax}}$ – максимально допустима частота обертання якоря ТЕД. Для подальших розрахунків прийmemo $n_{\text{дmax}} = 2000 \text{ хв}^{-1}$ [17].

Підставивши вирази (2.2), (2.3), (2.4) в вираз (2.1), отримаємо

$$i_1 = 0,19 \frac{n_{\text{дmax}} D_{\text{к}}}{V_{\text{кон}}}, \quad (2.5)$$

де $V_{\text{к}}$ – конструкційна швидкість тепловоза, км/год.

$$i_1 = 0,19 \frac{2000 \cdot 1,05}{90} = 4,43.$$

Передаточне число, визначене за формулою (2.5), не тільки забезпечить параметри $F_{\text{д}\infty}$ і $M_{\text{д}\infty}$ при тривалому режимі, відповідному тривалій швидкості руху тепловоза, а й забезпечує умову міцності ТЕД, частота обертання якоря якого при конструкційній швидкості не перевищить допустиме значення $n_{\text{дmax}}$.

Остаточне значення передаточного числа встановлюється з урахуванням прийнятої довжини централі A , яка показує відстань між осями якоря ТЕД і колісної пари

									Арк.
									24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150195.000.04МР.ПЗ				

$$A = \frac{(z_1 + z_2)m}{2}, \quad (2.6)$$

де A – довжина централі, мм;

m – модуль зубчастого обмеження;

z_1, z_2 – кількість зубів ведучої і веденої шестерень.

Для маневрового тепловоза приймаємо $A = 468,8$ мм. Модуль зубчастого зачеплення для тепловозних тягових передач приймається $m = 10$ [20].

Числа зубів ведучої шестірні z_1 і веденого зубчастого колеса z_2 визначається зі спільного рішення двох рівнянь:

$$\begin{cases} z_1 + z_2 = \frac{2A}{m}, \\ \frac{z_2}{z_1} = i_1; \end{cases} \quad (2.7)$$

$$\begin{cases} z_1 + z_2 = 94 \\ \frac{z_2}{z_1} = 4,43. \end{cases}$$

В результаті рішення отримаємо $z_1 = 17$ зубів, $z_2 = 77$ зубів. Тоді передаточне відношення буде

$$i = \frac{77}{17} = 4,53.$$

З огляду на те, що КМБ має габаритні обмеження, потрібно перевірити можливість розміщення в нижній частині габариту рухомого складу веденого зубчастого колеса з кожухом за формулою:

$$\Delta = \frac{D_K - (d_2 + 2c)}{2} \geq 120 \dots 130 \text{ мм}, \quad (2.8)$$

де c – відстань від торця зубів веденого колеса до нижньої поверхні кожуха ($c =$

									Арк.
									25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150195.000.04MP.ПЗ				

18 ... 25 мм);

d_2 – діаметр ділильної окружності веденого колеса, мм.

$$d_2 = mz_2, \quad (2.9)$$

$$d_2 = 10 \cdot 77 = 770 \text{ мм.}$$

$$\Delta = \frac{1050 - (770 + 2 \cdot 18)}{2} = 122 \geq 120 \dots 130 \text{ мм.}$$

Таким чином умова розміщення в нижній частині габариту рухомого складу веденого зубчастого колеса з кожухом виконується.

2.2 Розрахунок електромеханічних характеристик тягового електродвигуна ТЕД і електротягових характеристик колісно-моторного блоку

Електротяговими характеристиками КМБ називають залежності дотичної сили тяги, яка розвивається на ободі колеса і швидкості руху тепловоза від величини струму навантаження: $F_d = f(I_d)$, $V_d = f(I_d)$.

Вказані залежності можуть бути отримані тільки при сформованому КМБ, який являє собою вузол, що складається із ТЕД, з'єднаного з колісною парою за допомогою тягового редуктора.

Для розрахунку електротягових характеристик використовуються величина передаточного редуктора та електромеханічні характеристики ТЕД, які являють собою залежності обертового моменту та частоти обертання якоря ТЕД від струму навантаження: $M_d = f(I_d)$, $n_d = f(I_d)$.

Електромеханічні характеристики ТЕД можуть бути отримані розрахунковим шляхом з використанням універсальних характеристик тягових машин: генератора (рис. 2.1) і тягового електродвигуна (рис. 2.2).

Універсальні (безрозмірні) характеристики тягових електричних машин показують залежності між величинами віднесеними до їх тривалих значень.

					0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для тягового генератора

$$\bar{U}_Г = \frac{U_Г}{U_{Г\infty}} = f\left(\frac{I_Г}{I_{Г\infty}}\right); \bar{\eta}_Г = \frac{\eta_Г}{\eta_{Г\infty}} = f\left(\frac{I_Г}{I_{Г\infty}}\right). \quad (2.10)$$

Рисунок 2.1 – Універсальна характеристика генератора

					0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 2.2 – Універсальна характеристика тягового електродвигуна

					<i>0032.150195.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						28
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Для тягового електродвигуна

$$\overline{M}_д = \frac{M_д}{M_{д\infty}} = f\left(\frac{I_д}{I_{д\infty}}\right); \quad \overline{n}_д = \frac{n_д}{n_{д\infty}} = f\left(\frac{I_д}{I_{д\infty}}\right). \quad (2.11)$$

Потужність генератора тривалого режиму

$$P_{г\infty} = P_e \cdot \eta_{г\infty} \cdot \beta_{доп}, \quad (2.12)$$

де P_e – ефективна потужність дизеля, кВт;

$\eta_{г\infty}$ – ККД генератора;

$\beta_{доп}$ – коефіцієнт, що враховує витрати потужності на допоміжні потреби.

Значення коефіцієнта корисної дії генератора в тривалому режимі можна прийняти $\eta_{г\infty} = 0,96$.

Коефіцієнт $\beta_{доп}$ визначається з виразу:

$$\beta_{доп} = \frac{P_e - \Sigma P_{доп}}{P_e}, \quad (2.13)$$

де $\Sigma P_{доп}$ – потужність, що витрачається на привід допоміжних агрегатів, кВт.

Приблизно витрати потужності на привід допоміжних агрегатів $\Sigma P_{доп}$ складають 8–10 % від ефективної потужності, тоді

$$\beta_{доп} = \frac{880 - 0,1 \cdot 880}{880} = 0,9;$$

$$P_{г\infty} = 880 \cdot 0,96 \cdot 0,9 = 760 \text{ кВт.}$$

Параметри тягового генератора

$$U_{г\infty} = \frac{U_{г\max}}{U_{г\max}}, \quad (2.14)$$

									Арк.
									29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.150195.000.04МР.ПЗ

де $U_{Г\max}$ – максимальна напруга генератора, В, приймаємо $U_{Г\max} = 950$ В [17];

$\bar{U}_{Г\max}$ – відносне значення максимальної напруги.

Для визначення $\bar{U}_{Г\max}$ знайдемо відносне значення максимальної швидкості руху тепловоза, при якому використовується повна потужність дизеля,

$$\bar{V}_{\max} = \frac{V_{\max}}{V_{\infty}}, \quad (2.15)$$

де V_{\max} – максимальна швидкість руху, км/год;

V_{∞} – тривала (розрахункова) швидкість, км/год.

$$\bar{V}_{\max} = \frac{0,5 \cdot 90}{8} = 5,63.$$

Після визначення \bar{V}_{\max} , за універсальною характеристикою ТЕД для значення $\bar{V}_{\max} = 5,63$ по кривій $\bar{n} = \frac{n}{n_{\infty}}$, для максимального значення ослаблення

магнітного поля $\alpha = 0,38$ знаходимо значення $\bar{I}_d = \frac{I}{I_{\infty}} = 0,3$. При цьому значенні

використовується повна потужність дизеля. За цим значенням на універсальній характеристиці генератора знаходимо значення $\bar{U}_{Г\max} = 1,21$.

Підставивши отримане значення $\bar{U}_{Г\max}$ в вираз (2.14) отримаємо

$$U_{Г\infty} = \frac{950}{1,21} = 785 \text{ В.}$$

Тривалий струм генератора

$$I_{Г\infty} = \frac{P_{Г\infty} \cdot 10^3}{U_{Г\infty}} = \frac{760 \cdot 10^3}{785} = 968 \text{ А.} \quad (2.16)$$

Дійсну зовнішню характеристику генератора при відомих тривалих

									Арк.
									30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.150195.000.04MP.ПЗ

обираємо за прототип тяговий електродвигун, потужність якого близька до потрібної. Дані зводимо в табл. 2.3.

Рисунок 2.3 – Дійсна зовнішня характеристика генератора проектного тепловоза

Тривала сила тяги одного КМБ, кН,

$$F_{д\infty} = \frac{3,6P_{д\infty}\eta_{д\infty}}{V_{\infty}}, \quad (2.20)$$

де $\eta_{д\infty}$ – ККД тягового електродвигуна при тривалому режимі, $\eta_{д\infty} = 0,915$ [17].

$$F_{д\infty} = \frac{3,6 \cdot 127 \cdot 0,915}{8} = 52,3 \text{ кН.}$$

Таблиця 2.3 – Параметри ТЕД

Параметр	Значення
Тип ТЕД	ТЕ-006
Потужність ТЕД, кВт	134
Частота обертання вала ТЕД, хв ⁻¹ : – тривалого режиму – максимальна	295 1660
ККД η_d , %	0,92
Обертальний момент $M_{д\infty}$, Н·м	6500
Маса, кг	2450

Тривалий крутний момент ТЕД, кН·м

$$M_{д\infty} = \frac{F_{д\infty} D_k}{2i_2\eta_{зп}}, \quad (2.21)$$

де $\eta_{зп}$ – ККД зубчастої передачі тягового редуктора;

i_2 – передаточне відношення тягового осьового редуктора.

$$M_{д\infty} = \frac{52,31,05}{2 \cdot 4,53 \cdot 0,975} = 6,2 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Тривала частота обертання ТЕД, хв^{-1}

$$n_{д\infty} = n_{д\text{max}} \frac{V_{\infty}}{V_{\text{кон}}}, \quad (2.22)$$

де $n_{д\text{max}}$ – максимальна частота обертання ТЕД.

$$n_{д\infty} = 2000 \cdot \frac{8}{90} = 177,8 \text{ хв}^{-1}.$$

Тривале значення струму навантаження ТЕД проектного тепловоза при паралельному з'єднанні ТЕД

$$I_{д\infty} = \frac{I_{г\infty}}{\kappa}, \quad (2.23)$$

$$I_{д\infty} = \frac{968}{3} = 322,7 \text{ А.}$$

Електромеханічні характеристики ТЕД проектного тепловоза визначаються з співвідношень:

$$M_{д} = M_{д\infty} \cdot \bar{M}_{д}; \quad n_{д} = n_{д\infty} \cdot \bar{n}_{д}; \quad I_{д} = I_{д\infty} \cdot \bar{I}_{д}. \quad (2.24)$$

Значеннями $\bar{I}_{д}$ потрібно задаватися: 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6. Для кожного значення $\bar{I}_{д}$ по універсальним характеристикам ТЕД, визначаємо $\bar{M}_{д}$ і $\bar{n}_{д}$. Поточні значення отримаємо з співвідношень (2.24).

Розрахунок електромеханічних характеристик ТЕД здійснюємо для трьох ступенів ослаблення магнітного поля ТЕД ($\alpha_1 = 1,0$, $\alpha_2 = 0,6$, $\alpha_3 = 0,38$). Результати розрахунків зведемо в таблицю 2.4.

За результатами розрахунків будуємо електромеханічні характеристики тягового двигуна, які наведені на рис. 2.4.

						0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
							33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку електромеханічних характеристик

I_d, A	Значення параметру для режиму роботи ТЕД											
	ПП ($\alpha_1 = 100\%$)				ОП1 ($\alpha_2 = 60\%$)				ОП2 ($\alpha_3 = 0,38$)			
	\overline{M}_d	$M_d,$ кН·м	n_d	$n_d, \text{хв}^{-1}$	\overline{M}_d	$M_d,$ кН·м	n_d	$n_d, \text{хв}^{-1}$	\overline{M}_d	$M_d,$ кН·м	n_d	$n_d, \text{хв}^{-1}$
161,4	0,4	2,5	2,7	480	0,275	1,7	3,7	658	0,17	1,1	5,8	1031
193,6	0,51	3,2	2,1	373	0,35	2,2	2,8	498	0,24	1,5	4,5	800
258,2	0,75	4,7	1,4	249	0,55	3,4	1,8	320	0,4	2,5	2,5	445
322,7	1	6,2	1	178	0,75	4,7	1,3	231	0,57	3,5	1,7	302
387,2	1,285	8	0,75	133	1	6,2	1	178	0,77	4,8	1,25	222
451,8	1,593	9,9	0,63	112	1,25	7,8	0,8	142	0,99	6,1	0,99	176
516,3	1,95	12,1	0,52	92	1,55	9,6	0,65	116	1,23	7,6	0,8	142

Рисунок 2.4 – Електромеханічні характеристики тягового двигуна проектного тепловоза

Для прийнятих значень струму I_d по електромеханічній характеристиці ТЕД знаходимо значення M_d і n_d .

Значення сили тяги КМБ визначається з виразу:

$$F_d = \frac{2 \cdot i_2 \cdot M_d}{D_k} \cdot \eta_{зп} \quad (2.25)$$

Задаємося значеннями струму ТЕД в межах побудованих залежностей $M_d = f(I_d), n_d = f(I_d)$.

Швидкість руху тепловоза, відповідну знайденому значенню n_d , знайдемо з формули:

Рисунок 2.5 – Електротягові характеристики КМБ проектного тепловоза

Розрахунок проводиться для всіх трьох режимів роботи ТЕД: повного поля (ПП), ослабленого поля першого ступеня (ОП1) і ослабленого поля другого ступеня (ОП2).

Сумарне значення дотичній сили тяги тепловоза визначається з урахуванням кількості ТЕД, які створюють тягове зусилля тепловоза

$$F_{\text{дот}} = F_{\text{д}} \cdot k. \quad (2.28)$$

Для визначення швидкості переходу з ПП (повне поле) на ОП1 і ОП2 (ослаблення поля першого та другого ступеня) використовуємо співвідношення:

$$V_{\text{пр}}^{\text{ОП1-2}} = V_{\text{обр}}^{\text{ОП1-2}} \cdot \frac{i_{\text{обр}}}{i_2}, \quad (2.29)$$

де $V_{\text{обр}}^{\text{ОП1-2}}$ – швидкості переходу тепловоза-зразка, км/год;

$i_{\text{обр}}$ – передаточне відношення тепловоза-зразка, $i_{\text{обр}} = 4,53$.

Зворотній перехід (ОП2-ОП1-ПП) відбувається при швидкості руху на 10 км/год меншою, ніж прямий перехід.

Швидкості переходу тепловоза-зразка наступні:

$$V_{\text{обр}}^{\text{ПП-ОП1}} = 20 \text{ км/год}, \quad V_{\text{обр}}^{\text{ОП1-ОП2}} = 29 \text{ км/год}.$$

Швидкості переходу проектного тепловоза будуть наступні:

$$V_{\text{пр}}^{\text{ПП-ОП1}} = 20 \cdot \frac{4,53}{4,53} = 20 \text{ км/год};$$

$$V_{\text{пр}}^{\text{ОП1-ОП2}} = 29 \cdot \frac{4,53}{4,53} = 29 \text{ км/год};$$

						0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
							36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

$$V_{\text{пр}}^{\text{ОП1-ПП}} = 10 \text{ км/год};$$

$$V_{\text{пр}}^{\text{ОП2-ОП1}} = 19 \text{ км/год}.$$

Результати розрахунку тягової характеристики проектного тепловоза зведено в табл. 2.6.

За результатами розрахунку будемо тягову характеристику проектного локомотива $F_{\text{дот}} = f(V)$ (рис. 2.6).

Для нанесення обмеження по тривалому току $I_{\text{д}\infty} = 322,7 \text{ А}$ по електротяговим характеристиками КМБ знайдемо величину $F_{\text{д}\infty}$ одного КМБ. Вона становитиме $F_{\text{д}\infty} = 52,2 \text{ кН}$.

Тоді тривала сила тяги тепловоза:

$$F_{\text{дот}\infty} = F_{\text{д}\infty} \cdot \kappa = 52,2 \cdot 6 = 313,2 \text{ кН}. \quad (2.30)$$

Отримане значення відкладається на тяговій характеристиці (рис. 2.6).

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку тягової характеристики

$V_{\text{д}}$, км/ГОД	Режим роботи ТЕД					
	ПП ($\alpha_1 = 100\%$)		ОП1 ($\alpha_2 = 60\%$)		ОП2 ($\alpha_3 = 0,38$)	
	$F_{\text{д}}$, кН	$F_{\text{дот}}$, кН	$F_{\text{д}}$, кН	$F_{\text{дот}}$, кН	$F_{\text{д}}$, кН	$F_{\text{дот}}$, кН
4	99,4	596,4				
8	51,9	311,4				
10	42,1	252,6	40,5	243		
19	23,1	138,6	21,3	127,8	21,5	129
20	22	132	20,2	121,2	20,5	123
29			13,9	83,4	14,4	86,4
30					13,9	83,4
40					10,6	63,6
50					8,6	51,6

60					7,2	43,2
70					6,2	37,2
80					5,5	33
90					4,9	29,4

Для накладення на тягову характеристику обмеження по зчепленню коліс з рейками використовуємо основний закон локомотивної тяги $F_{\text{дот}} \leq F_{\text{зч}}$, де $F_{\text{зч}}$ – сила зчеплення коліс з рейками, кН

$$F_{\text{зч}} = \psi_p \cdot P_{\text{зч}}, \quad (2.31)$$

де $P_{\text{зч}}$ – зчіпна вага тепловоза, кН;

ψ_p – розрахунковий коефіцієнт зчеплення.

Осьове навантаження згідно початковим даними:

$$P_{\text{зч}} = 2P \cdot k, \quad (2.32)$$

$$P_{\text{зч}} = 220 \cdot 6 = 1320 \text{ кН.}$$

Рисунок 2.6 – Тягова характеристика проектного тепловоза

Для проектного тепловоза

$$\psi_p = 0,118 + \frac{5}{27,5 + V}. \quad (2.33)$$

Тоді для: $V = 0$ км/год, $\psi_p = 0,3$; $F_{\text{зч}} = 378$ кН;

$V = 5$ км/год, $\psi_p = 0,272$; $F_{\text{зч}} = 343$ кН;

$V = 10$ км/год, $\psi_p = 0,251$; $F_{\text{зч}} = 316$ кН;

$V = 15$ км/год, $\psi_p = 0,236$; $F_{\text{зч}} = 297$ кН;

										Арк.
										38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150195.000.04MP.ПЗ					

$V = 20$ км/год, $\psi_p = 0,223$; $F_{зч} = 281$ кН.

$V = 30$ км/год, $\psi_p = 0,205$; $F_{зч} = 258$ кН;

$V = 40$ км/год, $\psi_p = 0,192$; $F_{зч} = 242$ кН.

Точка перетину кривих вказує швидкість руху, при якій здійснюється вихід на автоматичну криву повного використання потужності силової установки.

2.4 Розрахунок і побудова економічних характеристик

Основним економічним показником тепловоза є його коефіцієнт корисної дії (ККД), що показує відношення корисної роботи, яка здійснюється тепловозом, до витраченої роботи:

$$\eta_T = \frac{3600 \cdot P_{\text{дот}}}{V_{\text{год}} \cdot Q_p^H}, \quad (2.34)$$

де P_K – дотична потужність тепловоза, кВт;

$V_{\text{год}}$ – годинна витрата палива, кг/год;

Q_p^H – питома теплота згоряння палива, кДж/кг, $Q_p^H = 42745$ кДж/кг [17].

Розрахуємо залежності $P_{\text{дот}} = f(V)$, $V_{\text{год}} = f(V)$ за формулами:

$$P_{\text{дот}} = \frac{F_{\text{дот}} \cdot V}{3,6}, \quad (2.35)$$

$$V_{\text{год}} = g_e \cdot P_e, \quad (2.36)$$

де g_e – питома витрата палива. Для проектного тепловоза $g_e = 0,224$ кг/(кВт·год) [17];

P_e – ефективна потужність дизеля, $P_e = 880$ кВт;

$F_{\text{дот}}$ – дотична сила тяги тепловоза, кН.

$$V_{\text{год}} = 0,224 \cdot 880 = 197,12 \text{ кг/год.}$$

					0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

90									29,4	735	0,93	0,31
----	--	--	--	--	--	--	--	--	------	-----	------	------

Висновки до розділу. На основі вихідних даних до роботи у першому наближенні визначено передаточне число тягового осьового редуктора, яке забезпечує реалізацію дотичної сили тяги тепловоза, крутячого моменту тягового двигуна у тривалому режимі, а також умову його міцності при конструкційній швидкості. Остаточне значення передаточного числа встановлено з урахуванням прийнятої довжини централі та склало $i = 4,53$. Окрім цього отримане значення передаточного числа перевірено за умовою розміщення в нижній частині габариту рухомого складу веденого зубчастого колеса з кожухом.

З використанням універсальних характеристик тягового генератора розрахована та побудована дійсна зовнішня характеристика тягового генератора, а на основі універсальної (безрозмірної) характеристики тягового електродвигуна розраховані та побудовані електромеханічні характеристики ТЕД, які потім перераховані в електротягові характеристики КМБ.

На основі отриманих електротягових характеристик КМБ розрахована тягова характеристика проектного тепловоза та побудовані обмеження по зчепленню колісних пар з рейками.

При розрахунку та побудові техніко-економічних характеристик проектного тепловоза отримано максимальне значення його ККД, яке склало 0,31, а також передачі – 0,93.

					<i>0032.150195.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 2.7 – Техніко-економічні характеристики проектного тепловоза

					0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

3 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА ТА ПАРАМЕТРІВ ЙОГО ЕКІПАЖНОЇ ЧАСТИНИ

При русі тепловоза його підресорені частини роблять складні коливальні рухи. Основними причинами цього є нерівності колії через стиків між рейками, нерівномірність зносу рейок і допусків на їх укладання, можливі вибоїни, конічність бандажів і ін.

Коливання супроводжуються силами, які не тільки передаються від колеса на рейку, але і в такій же мірі діють на колесо, а через нього на інші частини конструкції тепловоза.

Великі сили можуть привести до порушення плавності ходу, до неприпустимих зносів конструкції, розладу колії і навіть викликати сходження колісних пар з рейок. Тому динамічним якостям тепловоза і питань впливу його на колію приділяється найсерйозніша увага, а вибір конструкції та характеристик екіпажної частини проводиться на підставі всебічного аналізу існуючих конструкцій і досвіду їх експлуатації. Нові конструкції піддаються обов'язково теоретичним і експериментальним дослідженням. Кожному залізничного екіпажу властива власна частота вертикальних коливань надресорної будови, яка визначається вагою, особливостями конструкції та характеристиками пружного підвішування.

При русі тепловоза від поштовхів на стиках виникають коливання надресорної будови. При швидкості, коли частота наїздів на стики близька або збігається з частотою власних коливань підвішування, величина (амплітуда) коливань значно зростає. Така швидкість руху тепловоза називається критичною. Для тепловозів проектуемого тепловоза критична швидкість повинна бути вище конструкційної.

Крім стиків, на екіпаж локомотива діє безліч неперіодичних імпульсів, що викликають по суті безперервне коливання надресорної будови з власною частотою. Щоб уникнути неприпустимого збільшення амплітуди коливання локомотива в системі ресорного підвішування необхідно мати демпфування. Цю роль в ресорному підвішування проектного тепловоза виконують листові ресори.

										Арк.
										43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.150195.000.04МР.ПЗ

Звичайною формою руху залізничного екіпажу у прямій є звивистий рух або виляння. Причини цього – нерівності колії в плані, які надають екіпажу бічні поштовхи, наявність зазору між ребордами коліс і рейками, конічність бандажів та інш.

Виляння має свої позитивні сторони. Постійне коливання середньої лінії екіпажу біля середньої лінії колії знижує знос гребенів і зменшує прокат бандажів через відсутність постійного контакту між гребенем і рейкою і безперервного переміщення кола катання коліс. Але при певних несприятливих умовах виляння може викликати великі горизонтальні тиски на рейки та великі горизонтальні коливання надресорних будови.

На проектному тепловозі приймаємо наступну конструкцію: кузов спирається на візки через опори ковзання, розташовані від осі обертання на 1 365 мм. За рахунок цього створюється необхідний момент тертя, що перешкоджає повороту візків і знижує частоту виляння, що сприяє зниженню бічних сил. У конструкції опор застосовується пара тертя по сталі, а також передбачено наявність постійного змащення поверхні ковзання для забезпечення постійної величини сил тертя.

Для пом'якшення ударів і зниження бічних сил на крайніх осях встановлюються пружні осьові упори з попереднім натягом. При цьому жорсткий удар об рейки виходить тільки від маси колісної пари, пружність осьового упору значно подовжує шлях, на якому поглинається сила набігаючого екіпажу. Попередній натяг необхідний для того, щоб виключити непотрібне поперечне переміщення осей відносно рами під час руху.

3.1 Визначення розмірів та габаритний баланс проектного тепловоза

Довжина проектного тепловоза по осях автозчепів L_T пропорційна ефективної потужності силової установки P_e . Її остаточна величина встановлюється в процесі компонування обладнання проектного тепловоза.

Попередньо величина L'_T для тепловоза потужністю від 1000 кВт до 3000 кВт може бути визначена за допомогою наступної емпіричної залежності:

					<i>0032.150195.000.04MP.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
						44
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

$$L'_T = P_e \cdot (13 - 0,0012 \cdot P_e) = 880 \cdot (27 - 0,011 \cdot 880) = 15242 \text{ мм.} \quad (3.1)$$

При попередній оцінці довжини секції тепловоза виходимо з наступних міркувань – максимальна довжина секції $L_{T \max}$ обмежується технічними вимогами на довжину ремонтних стійл депо та мінімальним радіусом кривих на ділянках звернення локомотива, а мінімальна довжина секції $L_{T \min}$ – міцністю верхньої будови колії та штучних споруд (наприклад, мостів) [18].

Таким чином, при проектуванні локомотива повинна бути виконана умова:

$$L_{T \min} \leq L_T \leq L_{T \max}. \quad (3.2)$$

Мінімальна довжина секції тепловоза $L_{T \min}$ може бути визначена з виразу:

$$L_{T \min} = 1000 \cdot P_{зч} / [q], \quad (3.3)$$

де $[q]$ – гранично припустиме навантаження на 1 метр колія, т/м. Приймаємо $[q] = 88,5 \text{ кН/м}$ [18].

$$L_{T \min} = 1000 \cdot 1320 / 88,5 = 14915 \text{ мм.}$$

Максимальна довжина секції тепловоза $L_{T \max}$ по осях автозчепів відповідно до ГОСТ 25463-82 і технічними вимогами на тепловози нового покоління з електричною передачею встановлюється не більше 22 800 мм [18].

Приймаємо довжину тепловоза за тепловозом-зразком (ТЭМ2) $L_T = 17275 \text{ мм}$, що відповідає вищенаведеним умовам.

База секції тепловоза l_{ζ} – це відстань між шкворнями (центрами повороту візків в кривих навколо осі рами тепловоза) або геометричними центрами візків однієї секції локомотива, рис. 3.1. Попередньо, база секції l_{ζ} може бути встановлена з наступного виразу:

$$l_{\zeta} = e \cdot L_T, \quad (3.4)$$

						0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк. 45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

де e – емпіричний коефіцієнт. Для тепловозів з тривісними візками і довжиною до 20 м приймається із діапазону $e=0,5\dots0,52$ [18]. Приймаємо $e=0,5$.

$$l_{\zeta} = 0,5 \cdot 17275 = 8638 \text{ мм.}$$

Довжина основних елементів кузова та підкузовних частин проектного тепловоза пов'язані між собою рівнянням габаритного балансу локомотива

$$n_{\text{к}} \cdot l_{\text{к}} + l_{\text{маш}} + l_{\text{хол}} = n_{\text{віз}} \cdot l_{\text{віз}} + 2 \cdot l_{\text{зв}} + l_{\text{мт}}, \quad (3.5)$$

де $n_{\text{к}} = 1$ – кількість кабін машиніста секції тепловоза;

$l_{\text{к}}$ – довжина кабіни машиніста, мм;

$l_{\text{маш}}$ – довжина машинного відділення, мм;

$l_{\text{хол}}$ – довжина холодильника, мм;

$n_{\text{віз}} = 2$ – кількість візків в секції тепловоза;

$l_{\text{віз}}$ – довжина візка, мм;

$l_{\text{зв}}$ – довжина звису рами локомотива відносно зовнішніх габаритів візка, мм;

$l_{\text{мт}}$ – довжина міжвізкового простору, мм.

Довжина машинного відділення $l_{\text{маш}}$ залежить від потужності та габаритних розмірів силової установки тепловоза

$$l_{\text{маш}} = \frac{10^{-3} \cdot P_e + 8,5}{0,76 - 0,74 \cdot 10^{-5} \cdot P_e} = \frac{10^{-3} \cdot 880 + 8,5}{0,76 - 0,74 \cdot 10^{-5} \cdot 880} = 12,45 \text{ м.} \quad (3.6)$$

Довжину кабіни машиніста з урахуванням норм техніки безпеки та виробничої санітарії приймаємо рівною $l_{\text{к}}=2$ м [18].

Довжина візка $l_{\text{віз}}$ залежить в першу чергу від осьової формули, а також типу приводу колісних пар та ефективної потужності силової установки.

У першому наближенні довжину візка можна визначити з наступного виразу:

					0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 3.1 – Габаритный баланс проектного тепловоза

					0032.150195.000.04МР.ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тепловоза та передачі ваги кузова та візків на колісні пари. З іншого боку, пружне підвішування полегшує виконання правильного розподілу навантаження від ваги тепловоза між колісними парами, а також забезпечує часткову передачу горизонтальних сил з боку коліс на раму візка.

Навантаження на колісні пари проектного тепловоза передається через пружне підвішування, що складається з ресор і пружин, з'єднаних на кожній стороні візка в окрему групу (точку) за допомогою балансирів, підвісок і валиків, завдяки чому відбувається вирівнювання та перерозподіл навантажень між окремими колісними парами. Гумові шайби служать для гасіння високочастотних коливань.

Вертикальне навантаження на візку сприймається чотирма восьмилистовими ресорами, які спираються через гумові амортизатори на нижній пояс боковин.

По кінцях візка також через гумові амортизатори навантаження сприймається циліндричними спіральними пружинами. На кожну буксу встановлюються два балансира (з зовнішньої і внутрішньої сторони боковини рами візка).

З'єднання балансирів і ресор з підвісками і опорами здійснюється за допомогою валиків. Шарніри ресорного підвішування змащуються через мастильні клапани, розташовані на зовнішніх торцях валиків по каналу, розташованих у межах валика.

Схема пружного підвішування візка наведена на рис. 3.2.

3.2.1 Розрахунок на міцність листової ресори

У розрахунках на міцність ресор допустима напруга прогину ресори під статичним навантаженням приймається рівною $[\sigma_H]_{\text{доп}} = 550\text{--}650$ МПа [19].

Загальне число листів у ресорі n можна визначити, використовуючи відомі співвідношення між припустимими напругою прогину $[\sigma_H]_{\text{доп}}$, згинальним моментом M і моментом опору W одного листа

$$[\sigma_H]_{\text{доп}} \leq \frac{M}{nW}, \quad (3.10)$$

									Арк.
									49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.150195.000.04MP.ПЗ

Рисунок 3.2 – Схема пружного підвішування проектного тепловоза

					0032.150195.000.04МР.ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де
$$M = \frac{P_{ст}l}{4}; \quad (3.11)$$

$$W = \frac{bh^2}{6}. \quad (3.12)$$

Згідно завдання довжина ресори $l = 1,2$ м, ширина $b = 0,13$ м, товщина листа ресори $h = 0,016$ м й статичне навантаження $P_{ст} = 82,5$ кН. Тоді число листів ресори

$$n = \frac{P_{ст}l}{4W[\sigma_H]_{доп}}. \quad (3.13)$$

$$W = \frac{82,5 \cdot 1,2}{4} = 5,55 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

$$n = \frac{82,5 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{4 \cdot 5,55 \cdot 10^{-6} \cdot 600} = 7 \text{ листів.}$$

Припустиме значення напруги прогину ресори під динамічним навантаженням приймають $[\sigma_H]_{\max} = 1000$ МПа [19].

Ресори перевіряють за припустимою напругою прогину при динамічному навантаженні $P_{дин}$ з урахуванням впливу хому та за формулою:

$$[\sigma_H]_{доп}^1 = \frac{3P_{дин}l}{2bh^2(n+1)}. \quad (3.14)$$

При цьому динамічне навантаження

$$P_{дин} = P_{ст}(1 + K_d). \quad (3.15)$$

Коефіцієнт вертикальної динаміки визначають за емпіричною формулою ВНДІЗТ

$$K_d = 0,1 + 0,2 \frac{V}{f_{ст}}, \quad (3.16)$$

										Арк.
										51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150195.000.04МР.ПЗ					

де V , $f_{ст}$ – відповідно задана швидкість руху $V = 90$ км/год і статичний прогин пружного підвішування $f_{ст} = 90$ мм.

Ресора задовольняє умову міцності при динамічному навантаженні, якщо $[\sigma_H]_{доп}^1 < [\sigma_H]_{max}$.

Тоді

$$K_d = 0,1 + 0,2 \frac{90}{90} = 0,3;$$

$$P_{дин} = 82500 \cdot (1 + 0,3) = 107250 \text{ Н};$$

$$[\sigma_H]_{доп}^1 = \frac{3 \cdot 107250 \cdot 1,2}{2 \cdot 0,13 \cdot 0,016^2 (7 + 1)} = 725,1 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Ресора задовольняє умові міцності тому що

$$725,1 \text{ МПа} < 1000 \text{ МПа.}$$

Статичний прогин листової ресори

$$f_p = \frac{6P_{ст} (l/2 - a/6)^3}{Eb^3 (3n_k + 2n_c)}, \quad (3.17)$$

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

$a = 0,11$ м – ширина хомути;

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

n_c – кількість листів ступінчастої частини ресори.

$$n_c = n - n_k = 7 - 2 = 5. \quad (3.18)$$

$$f_p = \frac{6 \cdot 82500 \left(\frac{1,2}{2} - \frac{0,11}{6} \right)^3}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,13 \cdot 0,016^3 (2 \cdot 2 + 3 \cdot 5)} = 0,056 \text{ м.}$$

									Арк.
									52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.150195.000.04MP.ПЗ

3.2.2 Розрахунок пружини на міцність

Пружини на міцність розраховують за допустимою дотичній напругою $[\tau]_{\max} = 650$ МПа при динамічному навантаженні [19].

Діаметр прутка визначається з рівняння міцності пружини

$$[\tau]_{\max} = \frac{8KP'_{\text{дин}}D}{\pi d^3}; \quad (3.19)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8KP'_{\text{дин}}D}{\pi[\tau]_{\max}}}, \quad (3.20)$$

де K – коефіцієнт, який враховує збільшення дотичної напруги в перетині внутрішньої поверхні витка пружини за рахунок її кривизни та інших факторів. Величина коефіцієнта залежить від індексу пружини $c = D/d$. Можна прийняти з діапазону $K = 1,25-1,3$ [19];

$D = 0,205$ м – діаметр пружини;

$P'_{\text{дин}}$ – динамічне навантаження на пружину, $P'_{\text{дин}} = 0,5P_{\text{дин}}$.

$$P'_{\text{дин}} = 0,5 \cdot 107250 = 53625 \text{ Н};$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1,25 \cdot 53625 \cdot 0,205}{3,14 \cdot 650 \cdot 10^6}} = 0,035 \text{ м}.$$

Кількість робочих витків визначають з рівняння деформації пружини

$$f_{\text{пр}} = \frac{8D^3 n_{\text{р}} P'_{\text{ст}}}{d^4 G}, \quad (3.21)$$

звідки

$$n_{\text{р}} = \frac{f_{\text{пр}} d^4 G}{8D^3 P'_{\text{ст}}}, \quad (3.22)$$

									Арк.
									53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.150195.000.04МР.ПЗ

де $f_{\text{пр}}$ – прогин пружини; $f_{\text{пр}} = f_{\text{ст}}$;

G – модуль зсуву для сталі; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа [19];

$P'_{\text{ст}}$ – статичне навантаження на пружину; $P'_{\text{ст}} = 0,5P_{\text{ст}}$.

$$P'_{\text{ст}} = 0,5 \cdot 82500 = 41250 \text{ Н.}$$

$$n_{\text{р}} = \frac{0,9 \cdot 0,035^4 \cdot 8 \cdot 10^{10}}{8 \cdot 0,205^3 \cdot 41250} \approx 4 \text{ витка.}$$

Беручи кількість опорних витків 1,5, Отримаємо загальну кількість витків $n = 5,5$.

3.2.3 Розрахунок на міцність гумового амортизатора

У розрахунку гумових амортизаторів абсолютна деформація під статичним навантаженням приймається $\Delta H = (0,1 - 0,15)H$, де H – первинна висота амортизатора. При великих значеннях ΔH гума швидко руйнується.

Характеристика гумового амортизатора в межах $\varepsilon \leq 0,2$ приймається лінійною і виражається через закон Гука:

$$\sigma = E_{\text{р}}\varepsilon, \quad (3.23)$$

де σ – напруга стиснення;

$E_{\text{р}}$ – розрахунковий модуль пружності гуми.

Оскільки $\sigma = P / F$ і $\varepsilon = \Delta H / H$, де F – площа амортизатора, то

$$\Delta H = f_{\text{га}} = HP / E_{\text{р}}F. \quad (3.24)$$

Якщо амортизатор (у вигляді диска, кільця або прямокутника) сприймає деформацію стиснення, то його жорсткість залежатиме від вільної поверхні випучування гуми й від стану опорних поверхонь. Розрахунковий модуль пружності

									Арк.
									54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.150195.000.04МР.ПЗ

амортизатора визначається за формулою:

$$E_p = E(1 + \alpha\Phi), \quad (3.25)$$

де E – модуль пружності гуми;

α – коефіцієнт, що враховує стан опорних поверхонь. При міцному кріпленні опорних поверхонь гуми до металевих прокладок $\alpha = 4,67$ [19];

Φ – коефіцієнт форми, що являє собою відношення площі опорної поверхні (одної) амортизатора до його повної бічної поверхні (поверхні випучування).

Модуль пружності E пов'язаний з модулем зсуву гуми G_p виразом $E = 3G_p$.

Основним показником, що оцінює властивості гуми, є її твердість. Перехід від числа твердості h до G_p здійснюється за емпіричною формулою:

$$G_p = \left(\frac{h}{19,5} \right)^2. \quad (3.26)$$

У цій формулі G_p виражається в кілограмах на квадратний сантиметр.

Напряга стиснення $\sigma_{ст}$ і коефіцієнт форми Φ кільцевого амортизатора визначаються за формулами:

$$\sigma_{ст} = \frac{P'_{ст}}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}, \quad (3.27)$$

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

$$\Phi = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4\pi H(D - d)} = \frac{D - d}{4H}. \quad (3.28)$$

									Арк.
									55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.150195.000.04MP.ПЗ

$$\sigma_{ст} = \frac{41250}{\frac{3,14}{4}(0,23^2 - 0,06^2)} = 1,07 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Розрахунковий модуль

$$E_p = \frac{1,07 \cdot 10^6}{0,1} = 10,7 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Коефіцієнт форми гумового амортизатора:

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

Модуль пружності гуми

$$E = \frac{10,7 \cdot 10^6}{1 + 4,67 \cdot 1,42} = 1,4 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Модуль зсуву гуми

$$G_p = \frac{1,47 \cdot 10^6}{3} = 0,467 \cdot 10^6 \text{ Па} = 5,9 \text{ кгс/см}^2.$$

Число твердості гуми

$$h = 19,5 \cdot \sqrt{4,67} = 42.$$

Гума такої твердості забезпечить допустиму деформацію амортизатора.

3.2.4 Визначення параметрів пружного підвішування

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

Геометричні розміри пружних елементів, якими є пружини, листові ресори й

										Арк.
										56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150195.000.04MP.ПЗ					

гумові амортизатори, визначені вище.

Жорсткість пружних елементів визначається з таких формул:

– листової ресори

$$j_{\text{р}} = \frac{E \cdot b \cdot h^3 \cdot (3n_{\text{к}} + 2n_{\text{с}})}{6 \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{a}{6}\right)^3}, \quad (3.29)$$

$$j_{\text{р}} = \frac{2,05 \cdot 10^{11} \cdot 0,13 \cdot 0,016^3 \cdot (3 \cdot 2 + 2 \cdot 5)}{6 \cdot \left(\frac{1,25}{2} - \frac{0,16}{6}\right)^3} = 1,48 \cdot 10^6 \text{ Н/мм};$$

– гумового амортизатора

$$j_{\text{га}} = \frac{E_{\text{р}} F}{H}; \quad (3.30)$$

$$j_{\text{га}} = \frac{10,7 \cdot 38,7}{30} = 13,8 \text{ кН/мм};$$

– циліндричної пружини

$$j_{\text{пр}} = \frac{d^4 G}{8n_{\text{р}} D^3}; \quad (3.31)$$

$$j_{\text{пр}} = \frac{0,035^4 \cdot 8 \cdot 10^{10}}{8 \cdot 4 \cdot 0,205^3} = 0,435 \text{ кН/мм}.$$

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

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

У разі навантаження декількох пружних елементів, наприклад пружини і

									Арк.
									57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.150195.000.04MP.ПЗ

ресори, робота, необхідна на стиснення системи, дорівнює сумі робіт на стиснення цих елементів

$$\frac{P_{\text{заг}} f_{\text{заг}}}{2} = \frac{P_{\text{р}} f_{\text{р}}}{2} + \frac{P_{\text{пр}} f_{\text{пр}}}{2}. \quad (3.32)$$

Введемо заміну у вираз (3.32):

$$f_{\text{заг}} = \frac{P_{\text{заг}}}{\mathcal{J}_{\text{заг}}}; \quad f_{\text{р}} = \frac{P_{\text{р}}}{\mathcal{J}_{\text{р}}}; \quad f_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{пр}}}{\mathcal{J}_{\text{пр}}}.$$

Отримаємо

$$\frac{P_{\text{заг}}^2}{\mathcal{J}_{\text{заг}}} = \frac{P_{\text{р}}^2}{\mathcal{J}_{\text{р}}} + \frac{P_{\text{пр}}^2}{\mathcal{J}_{\text{пр}}}. \quad (3.33)$$

У разі послідовного навантаження елементів (рис. 3.3) $P_{\text{заг}} = P_{\text{р}} = P_{\text{пр}}$, тоді отримаємо

$$\frac{1}{\mathcal{J}_{\text{заг}}} = \frac{1}{\mathcal{J}_{\text{р}}} + \frac{1}{\mathcal{J}_{\text{пр}}} \quad \text{або} \quad \mathcal{J}_{\text{заг}} = \frac{\mathcal{J}_{\text{р}} \mathcal{J}_{\text{пр}}}{\mathcal{J}_{\text{р}} + \mathcal{J}_{\text{пр}}}.$$

Рисунок 3.3 – Розрахункова схема пружного підвішування

У разі паралельного навантаження елементів (див. рис. 3.3)

$$P_{\text{заг}} = \mathcal{J}_{\text{заг}} f_{\text{заг}};$$

$$P_{\text{р}} = \mathcal{J}_{\text{р}} f_{\text{р}}; \quad P_{\text{пр}} = \mathcal{J}_{\text{пр}} f_{\text{пр}}.$$

Після підстановки у вираз (3.33) отримаємо

$$Ж_{заг} f_{заг}^2 = Ж_p f_p^2 + Ж_{пр} f_{пр}^2.$$

Оскільки в разі паралельного навантаження $f_{заг} = f_p = f_{пр}$, то маємо $Ж_{заг} = Ж_p + Ж_{пр}$.

У разі паралельного навантаження елементів їх жорсткості підсумовуються.

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

Тоді загальна жорсткість збалансованого пружного підвішування тривісного візка

$$Ж_в = \frac{36Ж_{рв}Ж_{кв}}{Ж_{рв} + 4Ж_{кв}}, \quad (3.34)$$

де $Ж_{рв}$ – жорсткість ресорного вузла, кН/м;

$Ж_{кв}$ – жорсткість кінцевого вузла, кН/м.

Жорсткість пружних елементів ресорного вузла

$$Ж_{рв} = \frac{1}{\frac{1}{Ж_p} + \frac{1}{2Ж_{га}} + \frac{1}{2Ж_{пр}}}, \quad (3.35)$$

де $Ж_p$, $Ж_{га}$, $Ж_{пр}$ – відповідно жорсткості ресори, гумового амортизатора й пружини.

$$Ж_{рв} = \frac{1}{\frac{1}{1,48} + \frac{1}{2 \cdot 13,8} + \frac{1}{2 \cdot 0,435}} = 0,54 \text{ кН/мм.}$$

Жорсткість кінцевого вузла

$$Ж_{кв} = \frac{Ж_{пр}Ж_{га}}{Ж_{пр} + 4Ж_{га}}. \quad (3.36)$$

										Арк.
										59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150195.000.04MP.ПЗ					

$$j_{KB} = \frac{0,435 \cdot 13,8}{0,435 + 13,8} = 0,42 \text{ кН/мм.}$$

$$j_B = \frac{36 \cdot 0,54 \cdot 0,42}{0,54 + 4 \cdot 0,42} = 3,68 \text{ кН/мм.}$$

Жорсткість пружного підвішування візка, віднесена до колеса, визначається як

$$j_K = \frac{j_B}{k}, \quad (3.37)$$

де $k = 3$ – кількість осей у візку.

$$j_K = \frac{3,68}{3} = 1,23 \text{ кН/мм.}$$

Статичний прогин пружного підвішування показує величину осадження пружних елементів під дією статичного навантаження

$$f_{ст} = \frac{P_{ст}}{j_B}. \quad (3.38)$$

Статичне навантаження на візок приблизно визначиться виходячи з навантаження на вісь, яке дане в завданні

$$P_{ст} = 2Pk = 210 \cdot 3 = 630 \text{ кН.} \quad (3.39)$$

$$f_{ст} = \frac{630}{4} = 171 \text{ мм.}$$

3.3 Визначення частоти коливань підресореною маси тепловоза

Коливання підресорених мас, викликані випадковою дією нерівності колії та залежні від жорсткості системи й величини підресореної маси, називаються вільними (власними) коливаннями системи. Вони показують число повних періодів коливань в одиницю часу

										Арк.
										60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150195.000.04MP.ПЗ					

$$H_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\mathcal{J}_B}{m_B}}, \quad (3.40)$$

де m_B – підресорена маса, що припадає на візок.

Якщо прийняти $\mathcal{J}_B = \frac{P_{ст}}{f_{ст}}$, $m_B = \frac{P_{ст}}{g}$, то отримаємо простіший вираз для

визначення частоти власних коливань

$$H_c \approx \frac{5}{\sqrt{f_{ст}}}. \quad (3.41)$$

Для сучасних локомотивів частота власних коливань перебуває до 2,2 Гц.

З урахуванням впливу сил тертя в листових ресорах і вбудованого тертя формула (3.41) уточнюється

$$H_c = \frac{6}{\sqrt{f_{ст}}}. \quad (3.42)$$

$$H_c = \frac{6}{\sqrt{17,1}} = 1,45 \text{ Гц.}$$

Таким чином частота власних коливань знаходиться у припустимих межах.

Співвідношення між кругової і лінійної частотою коливань:

$$\omega_c = 2\pi H_c, \quad (3.43)$$

$$\omega_c = 2 \cdot 3,14 \cdot 1,45 = 9,11 \text{ с}^{-1}.$$

3.4 Визначення критичної швидкості руху тепловоза

Пружне підвішування є складною коливальною системою, на яку періодично впливає збурення з боку колії, що породжує так звані вимушені коливання.

Частота вимушених коливань

									Арк.
									61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150195.000.04МР.ПЗ				

$$\omega_B = \frac{2\pi V}{L}, \quad (3.44)$$

де V – швидкість руху тепловоза, м/с;

L – довжина рейкових ланок, м.

Явище резонансу може настати при рівності частот власних і вимушених коливань. Швидкість руху, при якій настає це небезпечне явище, що приводить іноді до сходу коліс з рейок, називається критичною $V_{кр}$. Її знаходять із співвідношень

$$\omega_c = \omega_B, \quad \frac{2\pi V_{кр}}{L} = \sqrt{\frac{\kappa_B}{m_B}}, \quad (3.45)$$

звідки

$$V_{кр} = \frac{\omega_c}{2\pi} L = \frac{5L}{\sqrt{f_{ст}}}. \quad (3.46)$$

Отримане значення критичної швидкості слід порівняти із заданою конструкційною швидкістю. З метою запобігання явищу резонансу й небажаних явищ, пов'язаних з ним, критична швидкість руху повинна бути вище конструкційної.

Розрахунок критичної швидкості виконується для двох значень довжин рейкових ланок – $L_1 = 12,5$ м і $L_2 = 25$ м.

Для довжини рейкових ланок $L = 12,5$ м

$$V_{кр} = \frac{9,11 \cdot 12,5}{2 \cdot 3,14} = 15 \text{ м/с} = 54 \text{ км/год.}$$

Для довжини рейкових ланок $L = 25$ м

$$V_{кр} = \frac{9,11 \cdot 25}{2 \cdot 3,14} = 30 \text{ м/с} = 108 \text{ км/год.}$$

Таким чином, явище резонансу може наступити при швидкості 54 км/год для довжини рейкових ланок 12,5 м, а для довжини рейкових ланок 25 м критична

						0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
							62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

швидкість більша за конструкційну. Тому слід не допускати тривалого руху при швидкості 54 км/год при довжині рейкової ланки 12,5 м.

3.5 Розрахунок демпфірування коливань

У ресорному підвішування тепловозів демпфування (гасіння) коливань здійснюється за допомогою гасителів сухого тертя (фрикційних) або листових ресор. В окремих випадках застосовуються гідравлічні гасителі, які ненадійно працюють в буксовій ступені через вплив на них ударних (імпульсних) навантажень.

Демпфуючий вплив на систему надають гумові амортизатори та вбудоване тертя.

Робота пружних сил підвішування візка

$$A_{\Pi} = 4f_{\text{CT}}\mathcal{J}_{\text{B}}z_1, \quad (3.47)$$

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

\mathcal{J}_{B} – жорсткість підвішування візка, кН/мм;

z_1 – величина відхилення рами візка при коливаннях (динамічний прогин), $z_1 = 15\text{--}25$ мм [19]. Приймаємо $z_1 = 20$ мм.

$$A_{\Pi} = 4 \cdot 1713,68 \cdot 20 = 50342 \text{ кН} \cdot \text{мм}.$$

Коефіцієнт відносного тертя пружного підвішування візка з листовими ресорами визначається за формулою

$$\varphi_{\text{T}} = \frac{\varphi_{\text{P}} n \alpha^2}{\mathcal{J}_{\text{P}}} \mathcal{J}_{\text{B}}, \quad (3.48)$$

де φ_{P} – коефіцієнт відносного тертя листової ресори;

n – число листових ресор у візку, $n=4$;

α – частка навантаження на кожен ресору, $\alpha = 1/6$.

Коефіцієнт відносного тертя ресори

									Арк.
									63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.150195.000.04MP.ПЗ

переміщення осей відносно рами під час руху.

Визначено основні габаритні розміри та виконано габаритний баланс проектного тепловоза.

На основі аналізу характеристик обрано та сформовано схему пружного підвішування локомотива. Виконано розрахунок основних параметрів системи пружного підвішування, а саме, розрахунок на міцність листової ресори, пружини та гумового амортизатора. Розраховані жорсткості вище названих елементів, а також жорсткість пружних елементів ресорного вузла, кінцевого елемента та візка. Визначено статичний прогин пружного підвішування тепловоза.

В результаті розрахунку встановлено, що частота власних коливань екіпажної частини знаходиться у припустимих межах.

Пружне підвішування є складною коливальною системою, на яку періодично впливає збурення з боку колії, що породжує так звані вимушені коливання. Тому визначено швидкості руху при яких може наступити явище резонансу.

На основі розрахованих значень коефіцієнту відносного тертя виконана оцінка демпфування коливань.

					0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 РОЗРАХУНОК ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА

Вихідні дані для розрахунку наведено у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Вихідні дані для розрахунку системи охолодження

Параметр	Значення
Ефективна потужність дизеля	$N_e = 880$ кВт
Питома витрата пального	$g_e = 0,225$ кг/(кВт·год)
Тепловідведення: – у воду дизеля – у масло дизеля – у воду, що охолоджує повітря наддування	$q_B = 22,5\%$ $q_M = 3,5\%$ $q_{ПН} = 2,5\%$
Кількість вентиляторних коліс у холодильній камері	1
Робоча довжина секцій	1206 мм
Питомі теплоємності: – води – повітря	$c_B = 4,19$ кДж/(кг·К) $c_{П} = 1$ кДж/(кг·К)
Нижча теплота згоряння пального	$Q_p^H = 42500$ кДж/кг
Температура: – води на виході з дизеля – масла на виході з дизеля – повітря перед секціями – води на виході з повітроохолоджувача	$t_1^B = 95$ °С $t_1^M = 80$ °С $\tau_1 = 35$ °С $t_1^{ВПМ} = 55$ °С
Масова швидкість повітря у секціях	$u_{П} = 10,5$ кг/(м ² ·с)
Питома маса: – води – масла	$\rho_B = 1000$ кг/м ³ $\rho_M = 900$ кг/м ³
Лінійна швидкість масла у трубках секцій	$v_M = 0,12$ м/с

4.1 Розрахунок водяного контуру дизеля

Кількість тепла, що вводиться у дизель с паливом

$$Q_{\text{д}} = \frac{g_{\text{е}} \cdot N_{\text{е}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{3600} = \frac{0,225 \cdot 880 \cdot 42500}{3600} = 2337,5 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}. \quad (4.1)$$

Тепловідведення у воду, що охолоджує дизель

$$Q_{\text{в}} = \frac{q_{\text{в}}}{100} Q_{\text{д}} = \frac{22,5}{100} \cdot 2337,5 = 52,6 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}. \quad (4.2)$$

З [20] вибираємо розрахункові параметри стандартних водяних секцій типу ВВ12 і масляних ВМ12.

Площа живого перетину для проходу повітря:

- для ВВ12 – $\omega_1^{\text{п}} = 0,149 \text{ м}^2$;
- для ВМ12 – $\omega_1^{\text{м}} = 0,1135 \text{ м}^2$;

а для проходу:

- води ВВ12 – $\omega_2^{\text{в}} = 0,00132 \text{ м}^2$.
- масла ВМ12 – $\omega_2^{\text{м}} = 0,00336 \text{ м}^2$.

Поверхня теплообміну, що:

- омивається повітрям:
 - ВВ12 – $F_1^{\text{п}} = 29,6 \text{ м}^2$;
 - ВМ12 – $F_1^{\text{м}} = 19,3 \text{ м}^2$;
- омивається рідиною:
 - ВВ12 – $F_2^{\text{в}} = 3,04 \text{ м}^2$;
 - ВМ12 – $F_2^{\text{м}} = 3,76 \text{ м}^2$.

Для значення $u_{\text{п}} = 10,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ з [20] знаходимо коефіцієнт теплопередачі для стандартних водяних секцій – $K_{\text{п}} = 63 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) = 0,063 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

									Арк.
									67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.150195.000.04МР.ПЗ

Витрата води через секції

$$G_B = v_B \cdot \omega_2^B \cdot \rho_B \cdot z_B = 1 \cdot 0,00132 \cdot 1000 \cdot z_B = 1,32z_B. \quad (4.3)$$

Витрата повітря через секції

$$G_{B3}^{\Pi} = u_{\Pi} \cdot \omega_1^{\Pi} \cdot z_B = 10,5 \cdot 0,149 \cdot z_B = 1,57z_B. \quad (4.4)$$

Система рівнянь

$$\begin{cases} Q_B = G_B \cdot C_B \cdot (t_1^B - t_2^B); \\ Q_B = G_{B3}^{\Pi} \cdot c_p \cdot (\tau_2^B - \tau_1); \\ Q_B = K_{\Pi} \cdot F_1^{\Pi} \cdot z_B \cdot \left(\frac{t_1^B + t_2^B}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2^B}{2} \right). \end{cases}$$
$$\begin{cases} 526 = 1,32z_B \cdot 4,19 \cdot (95 - t_2^B); \\ 526 = 1,56z_B \cdot 1 \cdot (\tau_2^B - 35); \\ 526 = 0,063 \cdot 29,6 \cdot z_B \cdot \left(\frac{95 + t_2^B}{2} - \frac{35 + \tau_2^B}{2} \right). \end{cases}$$

Приймаємо $y_B = \frac{1}{z_B}$, і після перетворення отримуємо

$$y_B = 1205;$$

$$z_B = \frac{1}{0,1205} \approx 9;$$

$$t_2^B = 83,6^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_2^B = 75,5^{\circ}\text{C}.$$

									Арк.
									68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150195.000.04MP.ПЗ				

4.3 Розрахунок масляного контуру

Кількість тепла, що відводиться в масло

$$Q_M = \frac{q_M}{100} Q_D = \frac{3,5}{100} \cdot 2337,5 = 81,8 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}. \quad (4.6)$$

Виходячи із прийнятого в розрахунковій схемі взаємного розташування водяних і масляних секцій, визначаємо масову швидкість повітря в масляних секціях

$$u_M = 1,75 \sqrt{\frac{4,6 u_B^{1,83}}{4,8}} = 1,75 \sqrt{\frac{4,6 \cdot 10,5^{1,83}}{4,8}} = 11,41 \text{ кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{с}). \quad (4.7)$$

За кривої для $u_M = 11,41 \text{ кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$ і $v_M = 0,12 \text{ м/с}$ з [20] знаходимо коефіцієнт теплопередачі для масляних секцій $K_M = 20,15 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) = 0,02015 \text{ кВт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

За графіком з [20] для заданого значення температури масла знаходимо питому теплоємність $c_M = 2,03 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$. Тоді отримаємо:

– витрата масла через секції

$$G_M = v_M \cdot \omega_2^M \cdot \rho_M \cdot z_M = 0,12 \cdot 0,00336 \cdot 900 \cdot z_M = 0,36288 z_M. \quad (4.8)$$

– витрата повітря через секції

$$G_{B3}^M = u_M \cdot \omega_1^M \cdot z_M = 11,41 \cdot 0,113 \cdot z_M = 1,295 z_M. \quad (4.9)$$

Складаємо систему рівнянь теплового балансу

$$\begin{cases} Q_M = G_M \cdot c_M (t_1^M - t_2^M); \\ Q_M = G_{B3}^M \cdot c_p (\tau_2^M - \tau_1); \\ Q_M = K_M \cdot F_M \cdot z_M \left(\frac{t_1^M + t_2^M}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2^M}{2} \right). \end{cases}$$

						0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
							70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

$$\begin{cases} 81,8 = 0,36288z_M \cdot 2,03 \cdot (80 - t_2^M); \\ 81,8 = 1,295z_M \cdot 1 \cdot (\tau_2^M - 35); \\ 81,8 = 0,02015 \cdot 19,3 \cdot z_M \cdot \left(\frac{80 + t_2^M}{2} - \frac{35 + \tau_2^M}{2} \right). \end{cases}$$

Позначивши $y_M = \frac{1}{z_M}$, після перетворень, отримаємо:

$$y_M = 0,1678;$$

$$z_M = 6 \text{ шт};$$

$$t_2^M = 71^\circ\text{C};$$

$$\tau_2^M = 45,6^\circ\text{C}.$$

Згідно з розрахунками водяний контур охолодження води дизеля має 9 секцій, другий контур (охолодження повітря наддування дизеля) – 3 секцій, третій контур (охолодження масла) – 6 секцій. Згідно з завданням система охолодження з однорядним розташуванням водяних секцій і охолодженням масла в маслоповітряних секціях. Компонуючи холодильну камеру, приймаємо загальну кількість секцій 18 шт, тобто по 9 шт на сторону; 9 секцій водяного контуру охолодження води дизеля, 3 секції охолодження повітря наддування дизеля та 6 секцій охолодження масла. Схема системи охолодження наведена на рис. 4.1.

4.4 Розрахунок вентилятора холодильної камери

Вибираємо вентилятор типу УК-2М з кутом установки лопатей 25° [22].

Опір секцій холодильника

$$h_c = 4,6 \cdot u_B^{1,83} = 4,6 \cdot 10,5^{1,83} = 340 \text{ Н/м}^2. \quad (4.10)$$

Опір жалюзі

$$h_{ж} = 0,2h_c = 0,2 \cdot 340 = 68 \text{ Н/м}^2. \quad (4.11)$$

						0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
							71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Рисунок 4.1 – Схема системи охолодження
проектного тепловоза:

1 – дизель; 2 – повітроохолоджувач; 3, 4 – водяні
насоси першого і другого контурів; 5 – секції для
охолодження води дизеля (перший контур); 6 –
секції для охолодження води, що відводить тепло
від повітря наддування дизеля (другий контур);
7 – масляний насос; 8 – масляні секції;
9 – вентилятор

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.150195.000.04МР.ПЗ

Арк.

72

Опір від звужень, розширень і поворотів повітряного потоку в холодильній камері

$$h_{\text{ХК}} = 0,8h_c = 0,8 \cdot 340 = 272 \text{ Н/м}^2. \quad (4.12)$$

Динамічні втрати потоку за вентилятором

$$h_{\text{Д}} = 0,9h_c = 0,9 \cdot 340 = 306 \text{ Н/м}^2. \quad (4.13)$$

Потрібних напір вентилятора

$$H = h_{\text{Ж}} + h_c + h_{\text{ХК}} + h_{\text{Д}} = 68 + 340 + 272 + 306 = 986 \text{ Н/м}^2. \quad (4.14)$$

Витрата повітря через секції холодильної камери:

– секції охолодження води дизеля

$$G_{\text{В}}^{\prime} = u_{\text{В}} \cdot \omega_1^{\text{В}} \cdot z_{\text{В}} = 10,5 \cdot 0,149 \cdot 9 = 14,13 \text{ кг/с}; \quad (4.15)$$

– секції охолодження повітря наддування

$$G_{\text{В}}^{\prime\prime} = u_{\text{В}} \cdot \omega_1^{\text{В}} \cdot z_{\text{ВМ}} = 10,5 \cdot 0,149 \cdot 3 = 4,71 \text{ кг/с}; \quad (4.16)$$

– секції охолодження масла дизеля

$$G_{\text{М}} = u_{\text{М}} \cdot \omega_1^{\text{М}} \cdot z_{\text{М}} = 11,41 \cdot 0,113 \cdot 6 = 7,77 \text{ кг/с}; \quad (4.17)$$

– загальний

$$G = G_{\text{В}}^{\prime} + G_{\text{В}}^{\prime\prime} + G_{\text{М}} = 14,13 + 4,71 + 7,77 = 26,61 \text{ кг/с}. \quad (4.18)$$

Середня температура повітря в холодильній камері

$$\tau_{2\text{ср}} = \frac{G_{\text{В}}^{\prime} \cdot \tau_2^{\text{В}} + G_{\text{В}}^{\prime\prime} \cdot \tau_2^{\text{ПН}} + G_{\text{М}} \cdot \tau_2^{\text{М}}}{G} = \frac{14,13 \cdot 75,5 + 4,71 \cdot 48,5 + 7,77 \cdot 45,6}{14,13 + 4,71 + 7,77} = 62^{\circ}\text{С}.$$

									Арк.
									73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150195.000.04МР.ПЗ				

Щільність повітря перед вентилятором

$$\rho_{\text{вз}} = \frac{100000}{R_{\text{вз}}(\tau_{2\text{ср}} + 273)}, \quad (4.19)$$

де $R_{\text{вз}} = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – питома газова стала повітря.

$$\rho_{\text{вз}} = \frac{100000}{287(62 + 273)} = 1,04 \text{ кг/м}^3.$$

Подача вентилятора

$$B = \frac{G}{\rho_{\text{вз}}} = \frac{26,61}{1,04} = 25,6 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.20)$$

За графіком [20] визначаємо, що максимальний ККД ($\eta_{\text{max}} = 0,838$) при $\alpha = 25^\circ$ досягається при $\bar{B} = 0,25$, це відповідає $\bar{H} = 0,068$.

Вимірювач подачі

$$K_{\text{в}} = \frac{B}{\bar{B}} = \frac{25,6}{0,25} = 102,3 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.21)$$

Вимірювач напору

$$K_{\text{н}} = \frac{H}{\bar{H}} = \frac{986}{0,068} = 14500 \text{ Н/м}^2. \quad (4.22)$$

Діаметр вентиляторного колеса

$$D_{\text{к}} = 4 \sqrt{\frac{16 \cdot \rho_{\text{вз}} \cdot K_{\text{в}}^2}{\pi^2 \cdot K_{\text{н}}}} = 4 \sqrt{\frac{16 \cdot 1,04 \cdot (102,3)^2}{(3,14)^2 \cdot 14500}} = 1,4 \text{ м}. \quad (4.23)$$

Частота обертання вентилятора колеса

					<i>0032.150195.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ПОЗДОВЖНЄ РОЗВАЖУВАННЯ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА

Розважування тепловоза виконується з метою визначення службової ваги та розміщення обладнання на тепловозі, які повинні забезпечити задане навантаження від колісних пар на рейки.

Службова вага тепловоза та навантаження, що передається від колісних пар на рейки, є одним з основних параметрів тепловоза при визначенні максимальної сили тяги по зчепленню та допустимих швидкостей руху. Вагу тепловоза поділяють на конструкційну, будівельну та службову.

Конструкційний вага – сума ваг вузлів і деталей в незношеному стані з урахуванням ваги масла в редукторах і дизелі, води в системі охолодження дизеля, масла в опорах, картерах зубчастих передач і ваги фарби.

Будівельна вага – сума конструкційної ваги та ваги баласту, що встановлюється в тих випадках, коли конструкційна вага недостатня для отримання необхідної службової (зчіпної) ваги. Баласт також використовується для поліпшення розважування тепловоза та розміщується таким чином, щоб забезпечити однакові навантаження від колісних пар на рейки. На тепловозах баласт є виливками з чавуну, що укріплені в рамі тепловоза.

Службова вага – сума будівельної ваги, ваги запасних частин, інструменту та приладдя, що знаходяться на тепловозі під час його експлуатації, і ваги частини екіпіровки, що включає в себе 2/3 запасу піску, пального та вага бригади.

Непідресорена вага тепловоза складається з непідресореної ваги візків, тобто колісних пар в зборі з буксами, ряду деталей ресорного підвішування, встановлених між буксами і пружинами, ваги тягових електродвигунів, кожухів зубчастих передач, підвісок тягових електродвигунів і 2/3 ваги ресор і деталей, встановлених між ресорою і буксою.

Слід враховувати, що через наявність допусків на виготовлення рами візка та деталей ресорного підвішування можуть бути отримані навантаження від колісних пар на рейки, що значно відрізняються від номінальних. Такий стан негативно позначається на силі тяги тепловоза. Зменшення навантаження від будь-якої

									Арк.
									76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.150195.000.04MP.ПЗ

колісної пари на рейки в порівнянні з іншими колісними парами призводить до зниження сили тяги тепловоза з індивідуальним приводом колісних пар, властивим більшості тепловозів з електропередачею, і недовикористання його зчіпного ваги через схильність до боксування найменш навантаженої колісної пари.

Для зменшення різниці по навантаженнях колісних пар при складанні візків рессорное підвішування візка комплектується ресорами та пружинами з різницею прогинів під робочим навантаженням не більше 2 мм. Результати розвішування перевіряють шляхом зважування тепловоза на локомотивних вагах, що дозволяє визначити вагу тепловоза по колесах, колісних пар та візків.

Розважування локомотива визначає в процесі компоновки таке взаємне розміщення вузлів локомотива, при якому зберігаються функціональні зв'язки та реалізується найвигідніший розподіл навантажень від колісних пар на рейки. Зокрема, якщо всі колісні пари є рушійними, то це навантаження повинно бути розподілене між ними рівномірно. У практиці локомотивобудування нерівномірність розподілу навантаження по рушійних осях не повинно перевищувати 3% [24].

Розважування – задача статична, площинна. Навантаження від усіх елементів локомотивів представляють як систему сил, діючих в поздовжній вертикальній площині (в окремих випадках в поперечній площині) симетрії, що проходить крізь центр ваги локомотива. При вирішенні використовують два рівняння статички: суми сил та суми моментів цих сил відносно довільно обраної осі.

Таким чином, розважування тепловоза ставить на меті:

- визначення службової ваги тепловоза та навантажень від кузова і рами з обладнанням на передній і задній візок;
- визначення навантажень від колісних пар на рейки;
- вирівнювання навантажень від кузова на візки та від колісних пар на рейки у випадку, коли різниця в навантаженні перевищує $\pm 3\%$;
- доведення (шляхом застосування баласту) навантаження від колісних пар на

										Арк.
										77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.150195.000.04MP.ПЗ

рейки до заданої величини.

Окрім цього, розважування може бути поздовжнім (в поздовжній вертикальній площині) і поперечним (в поперечній вертикальній площині), з розважуванням візків і без нього.

Для визначення навантажень від кузова на рейки виконуємо тільки розважування надвізкових елементів тепловоза. Розважування візків не виконуємо, вважаючи, що навантаження від їх частин розподіляється по колісних парах рівномірно.

При поздовжньому розважуванні надвізкових елементів тепловоз розглядається як плоска, в статичній рівновазі система вертикальних сил, що виникають під дією ваги вузлів та груп деталей [24]. При цьому розглядаються наступні категорії навантажень:

- G_i – вага вузлів (груп деталей), розташованих в кузові та на рамі, в тому числі ваги власне кузова та рами, кН;
- G_k – сумарна вага надвізкових елементів тепловоза, тобто кузова та рами з обладнанням, кН;
- $G_{кп}$, $G_{кз}$ – навантаження від кузова та рами з обладнанням на опори відповідно переднього та заднього візків, кН. Індексами «п» та «з» позначаємо належність параметра відповідно до переднього та заднього візків;
- G_v – вага візка, кН;
- $G_{п}$ – підресорена вага секції тепловоза, кН;
- $G_{н}$ – непідресорена вага секції тепловоза (вага колісних пар, букс, частина ваги ТЕД при опорно-осьовому підвішуванні, частина ваги підвішування та кожухів осьових редукторів), що жорстко передається на колію, кН;
- $G_{пв}$ – підресорена вага одного візка, кН;
- $G_{нв}$ – непідресорена вага, що припадає на один візок, кН;
- $P_{зч}$ – службова вага секції тепловоза, кН; у тепловозів, в яких всі

										Арк.
										78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.150195.000.04MP.ПЗ

- колісні пари рушійні, ця вага співпадає із зчіпною вагою;
- $P_{\text{ср}}$ – середнє навантаження від колісної пари на рейки, кН;
- $P_{\text{п}}, P_{\text{з}}$ – повне навантаження на рейки від колісної пари заднього та переднього візків, кН;
- $P_{\text{пш}}, P_{\text{пз}}$ – підресорене навантаження, що припадає на одну колісну пару переднього та заднього візків, кН;
- $P_{\text{нп}}, P_{\text{нз}}$ – невідресорене навантаження, що припадає на рейки від колісної пари переднього і заднього візків, кН.

Основою для розрахунку повздовжнього розважування є схема екіпажної частини з необхідними розмірами (рис. 5.1 та таблиця 5.1), а також вагова відомість тепловоза, що наведена у таблиці 5.2.

Рисунок 5.1 – Схема екіпажної частини тепловоза

Таблиця 5.1 – Основні геометричні параметри екіпажної частини тепловоза згідно схеми, наведеної на рис. 5.1

Розмір, мм						
<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	$L_{\text{ш}}$	$L_{\text{н}}$
16970	4200	2100	2085	2100	8600	8600

Для виконання розрахунків та розважування відповідно до ескізу розважування та вагової відомості складаємо відомість розважування (таблиця 5.2), визначаємо в ній статичні моменти, які створюються вагою вузлів (груп деталей) відносно умовної осі моментів

$$M_i = G_i \cdot l_i, \quad (5.1)$$

та визначаємо координату центру ваги надвізкової будови тепловоза $x_{\text{цв}}$ відносно умовної осі моментів

$$x_{\text{ЦВ}} = \frac{\sum_{i=1}^n M_i}{G_{\text{к}}} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot l_i}{\sum_{i=1}^n G_i}. \quad (5.2)$$

Таблиця 5.2 – Вагова відомість проектного тепловоза

Найменування вузла (групи деталей)	Вага G_i , кН	Плече l_i , м	Момент M_i , кН·м
Дизель-генераторна група	248,00	8,695	2156,36
Рама тепловоза з приналежностями і баластом	194,28	6,76	1313,33
Трубопроводи всіх систем та їх обладнання	59,24	7,83	463,85
Обладнання шахти холодильника	54,83	3,18	174,36
Високовольтна камера з обладнанням і акумуляторна батарея	38,00	12,90	490,2
Кабіна машиніста з обладнанням	51,27	12,80	656,26
Кузов з приналежностями	60,10	10,20	613,02
Обслуговуюча вага (бригада, паливо, масло, вода, пісок)	55,00	8,7	478,5
Надвізкова будова	$\sum G_i = 760,72$	$x_{\text{ЦВ}} = 8,34$	$\sum G_i \cdot l_i = 6345,877$
Візки (два)	231,64×2		
Непідресорена вага тепловоза	251,30		

Умовна вісь, до якої визначається відстань проходить через центр однієї з автозчеплень. Прийmemo, що це переднє автозчеплення, тоді

$$x_{\text{ЦВ}} = \frac{6345,877}{760,72} = 8,34 \text{ м.}$$

Встановивши координату центру ваги кузова та рами тепловоза з усім обладнанням, розміщуємо візки тепловоза.

Так як використовується рама серійного тепловоза, то розміщення опор візків

										Арк.
										80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.150195.000.04MP.ПЗ

передбачено в конструкції поперечних кріплень рами. Незначне переміщення координати центру ваги надвізкової будови тепловоза досягається незначним переміщенням окремих вузлів на рамі або за допомогою баласту.

У маневрових тепловозах баласт використовується не тільки для вирівнювання навантажень на візки, але ще і для збільшення зчіпного ваги.

Службова вага секції тепловоза знаходиться як сума ваг надвізкових елементів та двох візків

$$P_{зч} = G_{к} + 2 \cdot G_{в}; \quad (5.3)$$

$$P_{зч} = 760,72 + 2 \cdot 231,64 = 1224 \text{ кН.}$$

Середнє навантаження від колісної пари на рейки визначається як частка від ділення службової ваги тепловоза на кількість його колісних пар $m=6$

$$P_{ср} = \frac{P_{зч}}{m} = \frac{1224}{6} = 204 \text{ кН.} \quad (5.4)$$

Навантаження від кузова і рами з обладнанням на передній та задній візку визначаються обернено пропорційно відстаням від центру ваги надвізкової будови до умовних точок передачі вертикальних навантажень на візки

$$G_{кп} = G_{к} \frac{a_{з}}{L_{н}}; \quad (5.5)$$

$$G_{кз} = G_{к} \frac{a_{п}}{L_{н}}, \quad (5.6)$$

де $a_{п}$, $a_{з}$ – відстань від центру ваги надвізкової будови до умовних точок передачі вертикальних навантажень на візки, м;

$L_{н}$ – відстань між умовними точками передачі вертикальних навантажень на візки відповідно, м.

частка від ділення непідресореної ваги тепловоза на кількість його колісних пар

$$P_{\text{нп}} = P_{\text{нз}} = \frac{G_{\text{н}}}{m} = \frac{251,30}{6} = 41,88 \text{ кН.} \quad (5.13)$$

Тоді

$$P_{\text{п}} = 208 + 41,88 = 250 \text{ кН;}$$

$$P_{\text{з}} = 199 + 41,88 = 241 \text{ кН.}$$

Відносна різниця навантажень між колісними парами переднього та заднього візків

$$\gamma = \frac{|P_{\text{п}} - P_{\text{з}}|}{\min(P_{\text{п(з)}})} \cdot 100 = \frac{250 - 241}{241} \cdot 100 = 3,85\%, \quad (5.14)$$

що більше допустимого значення 3%, тому необхідно вирівняти навантаження на рейки переднього та заднього візків.

Вирівнювання навантажень можна виконати кількома методами:

- зміною положення вузлів (груп деталей) в кузові і на рамі тепловоза;
- зміною положення умовних точок передачі вертикальних навантажень на візки без зміни відстані між ними;
- зміною положення умовних точок передачі вертикальних навантажень на візки із зміною відстані між ними;
- розміщенням баласту на необхідній відстані від умовної осі моментів, де вага баласту і плече його розташування підбираються дослідним шляхом.

Перші три способи виконуються лише в межах конструктивних переміщень і можуть бути реалізовані зміною положення шкворневих вузлів і опор кузова, причому зміна положень вузлів або груп деталей не повинна перевищувати 300 мм. Четвертий спосіб виконується конструкційно (баласт може бути розміщений в пустотах, утворених конструкцією рами тепловоза або підвішений до неї) і дозволяє довести при необхідності службову вагу тепловоза до заданої величини.

									Арк.
									83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150195.000.04МР.ПЗ				

Таким чином, для збільшення зчіпної ваги тепловоза і, відповідно, тягових властивостей, пропонується встановити баласт вагою $G_{\text{б}} = 16 \text{ кН}$ на відстані $l_{\text{б}} = 16 \text{ м}$ відносно умовної осі моментів.

Після перерахунку отримаємо

$$G'_{\text{к}} = G_{\text{к}} + G_{\text{б}} = 760,72 + 16 = 776,72 \text{ кН}; \quad (5.15)$$

$$\sum M'_i = \sum M_i + G_{\text{б}} \cdot l_{\text{б}} = 6345,877 + 16 \cdot 16 = 6601,877 \text{ кН} \cdot \text{м}; \quad (5.16)$$

$$x_{\text{ЦВ}} = \frac{\sum M'_i}{G'_{\text{к}}} = \frac{6601,877}{776,72} = 8,5 \text{ м}; \quad (5.17)$$

$$P_{\text{зч}} = 776,72 + 2 \cdot 231,64 = 1240 \text{ кН};$$

$$P_{\text{ср}} = \frac{1183,7}{6} = 207 \text{ кН};$$

$$a_{\text{II}} = 8,5 - (2,085 + 2,1) = 4,32 \text{ м};$$

$$a_3 = 8,5 - 4,32 = 4,29 \text{ м};$$

$$G_{\text{кII}} = 776,72 \cdot \frac{4,29}{8,6} = 387 \text{ кН};$$

$$G_{\text{кз}} = 776,72 \cdot \frac{4,32}{8,6} = 387 \text{ кН};$$

$$P_{\text{III}} = \frac{387}{3} + \frac{231,64}{3} = 206 \text{ кН};$$

$$P_{\text{Iз}} = \frac{387}{3} + \frac{231,64}{3} = 206 \text{ кН};$$

$$P_{\text{II}} = 206 + 41,88 = 248 \text{ кН};$$

										Арк.
										84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>0032.150195.000.04MP.ПЗ</i>					

$$P_3 = 206 + 41,88 = 248 \text{ кН};$$

$$\gamma = \frac{|P_{II} - P_3|}{\min(P_{II(3)})} \cdot 100 = \frac{248 - 248}{248} \cdot 100 = 0\%,$$

що менше 3%, тому результати поздовжнього розважування досягнуто – навантажень від кузова на візки та від колісних пар на рейки вирівняні.

Ескіз розважування проектного тепловоза наведено на рис. 5.2.

Висновки до розділу. При визначенні навантажень між колісними парами їх відносна різниця для переднього та заднього візків склала 3,85%, що неприпустиме за умови реалізації дотичної сили тяги колісними парами по візках. Тому, шляхом встановлення баласту вагою 16 кН на відстані 16 м відносно умовної осі моментів, навантаження від колісних пар переднього та заднього візків було вирівняно до величини 248 кН.

Рисунок 5.2 – Ескіз розважування проектного тепловоза

					<i>0032.150195.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Критерієм комфортабельності є величина непогашеного прискорення α_H . Його величина не повинна перевищувати $0,7 \text{ м/с}^2$. Це – максимальне прискорення, при якому людина не відчуває страху при вході екіпажу в криву.

При динамічному вписуванні враховуються наступні сили:

- горизонтальні сили тертя бандажів, що становлять, об рейки $F_1 - F_6$;
- відцентрова сила локомотива C ;
- горизонтальна складова ваги локомотива, яка виникає від піднесення зовнішньої рейки в кривій C_1 ;
- бічні реакції з боку рейок від дії коліс, що упирають в них коліс (направляючі зусилля) $Y_1 - Y_6$;
- бічний тиск коліс на головки рейок $Y'_1 - Y'_6$, що є різницею між направляючими зусиллями і силами тертя бандажів об рейки;
- повертаючі сили і моменти за наявності в екіпажі повертаючих сил, а також моменти тертя в опорах.

Схема сил та моментів, що діють на тепловоз приведена на рис. 6.1.

Умови фізичної рівноваги візка, зображеного на рис. 6.1, можна описати системою двох лінійних рівнянь статички: рівнянням суми проекцій сил на якусь вісь та рівнянням суми моментів сил відносно довільної точки системи. Практика рішення задач подібного типу показала, що в якості осі проекції сил зручно приймати вісь, перпендикулярну до поздовжньої осі екіпажу, а в якості точки, відносно якої беруться моменти сил – точку Ω (центр повороту). Таким чином, система рівнянь рівноваги візка буде мати такий узагальнений вигляд:

$$\begin{cases} \sum Y = 0; \\ \sum M_{\Omega} = 0. \end{cases} \quad (6.1)$$

Якщо розгорнути ці узагальнені рівняння стосовно до схеми рис. 6.1 і при цьому припустити, що спрямовуючі зусилля можуть діяти як з боку зовнішньої, так і з боку внутрішньої рейки, то отримаємо таку систему

						0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
							87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Рисунок 6.1 – Схема сил та моментів, що діє на екіпаж у кривій

					0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

$$\begin{cases} -Y_1 + C - C_1 + Y_3 + 2F_1 \cos \alpha_1 - 2F_3 \cos \alpha_3 = 0; \\ Y_1 X_1 - C X_2 + C_1 X_2 + Y_3 X_3 - (M_B + M_{TP}) - 2F_1 r_1 - 2F_2 \sin \alpha_2 S - 2F_3 r_3 = 0, \end{cases}$$

(6.2)

- де Y_1, Y_3 – направляючі зусилля від рейок, що забезпечують поворот візка в кривій, кН;
- C – відцентрова сила від маси тепловоза, що припадає на один візок, кН;
- C_1 – горизонтальна сила, що виникає від підвищення зовнішньої рейки на величину h в кривій, кН;
- $(M_B + M_{TP})$ – сумарний момент від повертаючих сил і сил тертя при повороті візка навколо центрального шкворні, кН·м;
- F_1 – сили тертя в опорних точках коліс, направлені перпендикулярно променям r_3 , кН;
- S – половина відстані між колами кочення бандажів коліс;
 $S = 0,8$ м.

Для нанесення на схему центру повороту Ω припускаємо, що візок знаходиться в положенні найбільшого перекосу. Для цього положення полюсна відстань першої (що направляє) колісної пари визначиться за формулою:

$$X_1 = \frac{b}{2} + \frac{R}{b}(2\sigma + \Delta), \quad (6.3)$$

- де b – база візка; $b = 4,2$ м;
- R – мінімальний радіус кривої для заданої ділянки; $R = 600$ м;
- $2\sigma + \Delta$ – ширина колії зазорів, мм.

Мінімальне значення ширини колії зазору буде $2\sigma + \Delta = 0,007$ м, тоді

						0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
							89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

$$X_1 = \frac{4,2}{2} + \frac{600}{4,2} \cdot 0,007 = 3,1 \text{ м.}$$

За схемою, наведеною на рис. 6.1 знайдемо полюсні відстані другій та третій колісних пар

$$X_2 = 0,1 \text{ м, } X_3 = 1,1 \text{ м.}$$

Середні значення сил тертя в опорних точках коліс вважаються рівними для всіх колісних пар тепловоза. Приблизно вони можуть бути визначені за формулою

$$2F_i = 2\Pi f_{\text{тр}}, \quad (6.4)$$

де 2Π – статичний тиск від колісної пари на рейки; $2\Pi = 230$ кН;

$f_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя між рейками і бандажами; $f_{\text{тр}} = 0,25$ [22];

$$2F_1 = 2F_2 = 2F_3 = 230 \cdot 10^3 \cdot 0,25 = 57,5 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

У тривісних візках сучасних тепловозів вільний розбіг середньої колісної пари досягає ± 14 мм, тому поперечна складова сили тертя від середньої колісної пари на раму візка не передається. При складанні рівняння рівноваги моментів враховується лише друга складова сили тертя, що діє уздовж рейок і дорівнює $2F_2 \sin \alpha_2$.

Відцентрова сила діє на візок

$$C = \frac{GV^2}{3,6^2 gR}. \quad (6.5)$$

Сила від піднесення зовнішньої рейки

$$C_1 = \frac{G \cdot h}{2S}, \quad (6.6)$$

									Арк.
									90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.150195.000.04МР.ПЗ				

де G – частина ваги тепловоза, що припадає на візок; $G = 850$ кН [22];

h – підвищення зовнішньої рейки в кривій; $h = 0,1$ м.

Значення $\cos \alpha_i, r_i$ визначаємо з тригонометричних співвідношень: $r_1 = 3,2$ м, $r_2 = 1,28$ м, $r_3 = 1,36$ м, $\cos \alpha_1 = 0,968$, $\sin \alpha_2 = 0,625$, $\cos \alpha_3 = 0,809$.

Найбільша допустима швидкість руху локомотива в кривій визначиться з умови комфортабельності по найбільшій величині непогашеного прискорення $\alpha_H = 0,7$ м/с²

$$V_{\text{доп}} = \sqrt{R(0,08h + 13\alpha_H)}, \quad (6.7)$$

$$V_{\text{доп}} = \sqrt{600(0,08 \cdot 110 + 13 \cdot 0,7)} = 103,6 \text{ км/год.}$$

Припустивши, що $Y_3 = 0$ і позначивши $\Pi = C - C_1$, рівняння (6.8) напишемо у вигляді

$$\begin{cases} -Y_1 + \Pi - 38,54 = 0; \\ Y_1 \cdot 3,1 - \Pi \cdot 0,879 - 325,52 = 0. \end{cases}$$

Результат вирішення рівнянь відносно Y_1 і Π

$$Y_1 = 135,33 \text{ кН, } \Pi = 178,53 \text{ кН.}$$

Швидкість, відповідна силі $\Pi = 178,53$ кН, – $V = 144,7$ км/год. Оскільки отримана швидкість переходу з положення найбільшого перекосу у вільну установку більше конструкційній і максимально допустимою по незгашеному прискоренню, то подальше дослідження положень візка у вільній установці та високих швидкостей не проводимо.

Для положення найбільшого перекосу, у разі, коли остання колісна пара візка притиснута до внутрішньої рейки, задаємося значеннями швидкостей і визначаємо направляючі зусилля і бічний тиск.

Бічний тиск визначаємо за формулою:

									Арк.
									91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

0032.150195.000.04MP.ПЗ

$$Y_1' = Y_1 - F_1. \quad (6.8)$$

Результати розрахунків зводимо в табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Результати розрахунку динамічного паспорту проектного тепловоза

$V, \text{ км/ч}$	$Y_1, \text{ кН}$	$Y_3, \text{ кН}$	$Y_1', \text{ кН}$
0	52,6	– 87,6	23,85
20	54,6	– 85,8	25,85
40	60,8	– 80,2	32,05
60	71,1	– 71	42,35
80	85,5	– 58,1	56,75
100	104,1	– 41,5	75,35

За результатами розрахунків будемо динамічний паспорт проектного тепловоза в горизонтальній площині (рис. 6.2).

Графіки, наведені на рис. 6.2 є достатньо характеристичними з точки зору оцінки як безпосередніх силових факторів у контакті колеса з рейкою (Y_1, Y_1') так і необхідного у багатьох випадках визначення умов безпечного руху, індикаторами яких виступають так звані «критерій безпеки руху», а в нашому випадку величина максимальної швидкості обмежується величиною незгашеного прискорення. Аналізуючи результати розрахунків та побудови, необхідно відмітити, що максимально припустима швидкість руху тепловоза в кривій за обмеженням по найбільшій величині незгашеного прискорення $\alpha_H = 0,7 \text{ м/с}^2$ складає 103,6 км/год.

Висновки до розділу. Аналізуючи результати динамічного вписування, необхідно відмітити, що максимально припустима швидкість руху тепловоза в кривій заданого радіусу та величині підвищення зовнішньої рейки за обмеженням по найбільшій величині незгашеного прискорення $\alpha_H = 0,7 \text{ м/с}^2$ складає

					<i>0032.150195.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

103,6 км/год, що більше конструкційної швидкості.

Рисунок 3.5 – Динамічний паспорт тепловоза в горизонтальній площині

					0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

ВИСНОВКИ

Аналіз стану парку тепловозів на залізничному транспорті України показав, що понад 95% інвентарного парку вже відпрацювали свій ресурс, який встановлений заводами-виробниками, а парк маневрових тепловозів зношений більше ніж на 98%. При цьому виникає практична необхідність оновлення парку тепловозів для задоволення потреби у перевезеннях та маневровій роботі. Для її вирішення виділяють два основні напрямки: закупівля нових одиниць або модернізація наявних. Враховуючи недостатні об'єми фінансування програм закупівлі нових серій тепловозів вітчизняними залізницями найбільш перспективним виглядає заміна застарілих, локомотивів, що вичерпали свій ресурс, шляхом їх часткової або комплексної модернізації.

На основі вихідних даних до роботи у першому наближенні визначено передаточне число тягового осьового редуктора, яке забезпечує реалізацію дотичної сили тяги тепловоза, крутячого моменту тягового двигуна у тривалому режимі, а також умову його міцності при конструкційній швидкості. Остаточне значення передаточного числа встановлено з урахуванням прийнятої довжини централі та склало $i = 4,53$. Окрім цього отримане значення передаточного числа перевірено за умовою розміщення в нижній частині габариту рухомого складу веденого зубчастого колеса з кожухом.

З використанням універсальних характеристик тягового генератора розрахована та побудована дійсна зовнішня характеристика тягового генератора, а на основі універсальної (безрозмірної) характеристики тягового електродвигуна розраховані та побудовані електромеханічні характеристики ТЕД, які потім перераховані в електротягові характеристики КМБ.

На основі отриманих електротягових характеристик КМБ розрахована тягова характеристика проектного тепловоза та побудовані обмеження по зчепленню колісних пар з рейками.

При розрахунку та побудові техніко-економічних характеристик проектного тепловоза отримано максимальне значення його ККД, яке склало 0,31, а також

					<i>0032.150195.000.04MP.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
						94
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

передачі – 0,93.

Вибір конструкції та характеристик екіпажної частини проводиться на підставі всебічного аналізу існуючих конструкцій і досвіду їх експлуатації. Нові конструкції піддаються обов'язково теоретичним і експериментальним дослідженням. Для проектного тепловоза прийнято кузов капотного типу, що спирається на візки через опори ковзання.

У конструкції опор застосовується пара тертя по сталі, а також передбачено наявність постійного змащення поверхні ковзання для забезпечення постійної величини сил тертя.

Для пом'якшення ударів і зниження бічних сил на крайніх осях встановлюються пружні осьові упори з попереднім натягом. При цьому жорсткий удар об рейки виходить тільки від маси колісної пари, пружність осьового упору значно подовжує шлях, на якому поглинається сила набігаючого екіпажу. Попередній натяг необхідний для того, щоб виключити непотрібне поперечне переміщення осей відносно рами під час руху.

Визначено основні габаритні розміри та виконано габаритний баланс проектного тепловоза.

На основі аналізу характеристик обрано та сформовано схему пружного підвішування локомотива. Виконано розрахунок основних параметрів системи пружного підвішування, а саме, розрахунок на міцність листової ресори, пружини та гумового амортизатора. Розраховані жорсткості вище названих елементів, а також жорсткість пружних елементів ресорного вузла, кінцевого елемента та візка. Визначено статичний прогин пружного підвішування тепловоза.

В результаті розрахунку встановлено, що частота власних коливань екіпажної частини знаходиться у допустимих межах.

Пружне підвішування є складною коливальною системою, на яку періодично впливає збурення з боку колії, що породжує так звані вимушені коливання. Тому визначено швидкості руху при яких може наступити явище резонансу.

На основі розрахованих значень коефіцієнту відносного тертя виконана оцінка демпфування коливань.

					0032.150195.000.04MP.ПЗ	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- ХИИТ, вып. 22. – М.: Транспорт, 1967. – 114 с.
- 12 Лабут А. А. Исследования вопросов эксплуатации и ремонта маневрового тепловозов с гидропередачей. Дисс. на соискание к.т.н. – М.: МИИТ, 1969. – 158 с.
 - 13 Иванов Н. Е. Исследование надежности и долговечности маневровых тепловозов с гидравлическими передачами в зависимости от режимов их работы на железных дорогах промышленных предприятий. Дисс. на соискание к.т.н. – Днепропетровск: ДИИТ, 1969. – 162 с.
 - 14 Акулиничев В. М. Система организации вагонопотоков на сортировочных станциях. – М.: Трансжелдориздат, 1967. – 286 с.
 - 15 Платонов А.И. Работа вытяжек формирования и сортировочных путей. – М.: Трансжелдориздат, 1948. – 342 с.
 - 16 Боднар Б. Є. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. / Під ред. д-ра техн. наук, проф. Б. Є. Боднара. – Д.: ПП «Ліра ЛТД», 2010. – 360 с.
 - 17 Бобирь Д. В. Теорія та конструкція локомотивів: методичні вказівки до курсового та дипломного проектування: у 3 ч. Ч. 1. Розрахунок техніко-економічних характеристик тепловоза / Д. В. Бобирь, Є. Б. Боднар, М. І. Капіца; Дніпропетр. нац. ун-т. залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2010. – 20 с.
 - 18 Руднев В.С., Маношин А.В. Выбор основных параметров экипажной части и компоновочной схемы тепловоза: Методические указания. – М: МИИТ, 2009. – 52 с.
 - 19 Бобирь Д. В. Теорія та конструкція локомотивів: методичні вказівки до курсового проектування у 3 ч. – Ч. 2. – Розробка екіпажної частини тепловоза та визначення її основних параметрів / Д. В. Бобирь, М. П. Довбня, М. І. Мартишевській; Дніпропетр. націон. універ. залізнич. трансп. ім. ак. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2010. – 21 с.

						<i>0032.150195.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
							98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

- 20 Теорія та конструкція локомотивів. Розрахунок охолоджувальних систем локомотивів : методичні вказівки для виконання контрольної роботи, курсового та дипломного проектування / уклад.: Д. В. Бобирь, М. І. Капіца, О. Б. Очкасов, Л. В. Колодій. – Дніпро : Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. – 2018. – 40 с.
- 21 Поздовжнє розважування тепловозів : методичні вказівки до виконання контрольної роботи, курсового та дипломного проектування / уклад. Д. В. Бобирь, Є. Г. Нечаєв, Л. В. Колодій; Дніпропетр. націон. універ. залізнич. трансп. ім. ак. В. Лазаряна. – Д. : Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2014. – 39 с.
- 22 Бобирь, Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Оцінка динамічних якостей локомотива при вписуванні в криві ділянки колії: методичні вказівки до курсового та дипломного проектування / Д. В. Бобирь, В. Н. Сердюк, О. Б. Очкасов; Дніпропетр. нац. ун-т. залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2015. – 22 с.

						<i>0032.150195.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
							99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			