

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Транспортна інженерія»
Кафедра «Вагони та вагонне господарство»

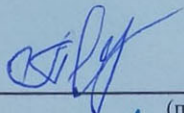
ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри Вагони
 /Олексій РЕЙДЕМЕЙСТЕР/
(підпис)

Дата 27.6.23

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи бакалавра

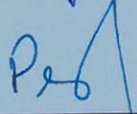
на тему: «Проект вагона-платформи для перевезення лісоматеріалів»
за освітньою програмою: «Вагони та вагонне господарство»
зі спеціальності: «273 Залізничний транспорт»

Виконав: студент
групи «ВГ1816»


(підпис студента)

/Ярослав ПАРАЩУК/
(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

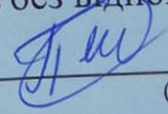
Керівник:


(підпис)

/Зав. каф., доц. Олексій
РЕЙДЕМЕЙСТЕР/
(посада, Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з
праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент


(підпис)

Дніпро – 2023 рік

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Faculty «Transport Engineering»

Department «Railway Cars and Railway Car Maintenance»

Explanatory Note
to Bachelor's Thesis

on the topic: «The project of the timber flat car»
according to educational curriculum «Railway Cars and Railway Car
Maintenance»

in the Speciality: «273 Railway transport»

Done by the student of the group БГ1816:

/Yaroslav PARASHCHUK/

Scientific Supervisor:

/Oleksii REIDEMEISTER/

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: Факультет «Транспортна інженерія»
Кафедра: «Вагони та вагонне господарство»
Рівень вищої освіти: бакалавр
Освітня програма: «Вагони та вагонне господарство»
Спеціальність: «273 Залізничний транспорт»

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу бакалавра
студенту Паращук Ярослав Валерійович

1. Тема роботи: «Проект вагона-платформи для перевезення лісоматеріалів»
Керівник роботи: Рейдемейстер Олексій Геннадійович, Завідувач кафедри, доцент
затверджені наказом № 378 ст від 01.05.2023
2. Строк подання студентом роботи: 19.06.2023 р.
3. Вихідні дані до роботи: _____

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

4.1

4.2

4.3

4.4

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	30% роботи	01.05-07.05.23	
2	60% роботи	22.05-28.05.23	
3	100% роботи	12.06-18.06.23	
4	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	19.06.2023 р.	
5	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	28.06.2023 р.	

Студент

(підпис)

Ярослав ПАРАЩУК

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

(підпис)

Зав. каф., доц. Олексій

РЕЙДЕМЕЙСТЕР

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	
1 КОНСТРУКЦІЯ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПАРАМЕТРИ ВАГОНА.....	
1.1 Конструкція платформи з торцевими стінами моделі 23-4000.....	
1.2 Техніко-економічні параметри платформи з торцевими стінами моделі 23-4000.....	
2 РОЗРАХУНКИ ВАГОНА.....	
2.1 Вписування вагона в габарит (методика розрахунків).....	
2.2 Побудова вертикальної габаритної рамки	
2.3 Розрахунок навантажень, які діють на вагон	
3 ХОДОВІ ЧАСТИНИ ВАГОНА.....	
3.1 Опис візків вагона.....	
3.2 Розрахунок вісі колісної пари	
3.3 Розрахунок надресорної балки візка.....	
3.4 Розрахунок ресорного підвішування візка.....	
4 УДАРНО-ТЯГОВІ ПРИЛАДИ.....	
4.1 Опис ударно-тягових приладів вагона.....	
4.2 Розрахунок поглинаючого апарата.....	
4.3 Розрахунок корпусу автозчепу на міцність.....	
ВИСНОВКИ.....	
ЛІТЕРАТУРА.....	
СПИСОК КРЕСЛЕНЬ.....	
ДОДАТОК А.....	

					033.175169.ДБР.000.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Паращук Я.В.						
Перевір.		Редемейстер О.Г.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.								
					Літ.	Арк.	Акрушіє	
						3	58	

ВСТУП

Залізниця - ключова ланка в транспортній системі, що на даний час забезпечує пасажирські перевезення на території України. Вони сприяють зростанню економіки країни, активно сприяють розвитку її промисловості і прискоренню науково-технічного прогресу.

В сучасних умовах жорстких ринкових відносин ефективність функціонування і конкурентоспроможність Української залізниці у вирішальній мірі залежить від безпеки руху рухомого складу і від рівня експлуатаційних витрат на тягу поїздів. Тому проблеми забезпечення необхідного рівня безпеки руху поїздів, підвищення економічної ефективності перевізного процесу, за рахунок зниження експлуатаційних витрат на тягу поїздів в даний час є вкрай актуальними.

Велике значення має раціональність конструкцій вагонів і їх техніко-економічних показників, що визначає провізну спроможність доріг, можливість широкого впровадження комплексної механізації і автоматизації при виготовленні і ремонті вагонів, а також їх експлуатації.

Заводами вагонобудування створюється нове покоління вантажних вагонів, що відрізняються підвищеною надійністю та ефективністю. Вони володіють зменшеним впливом на шлях, істотно скорочуючи експлуатаційні витрати на поточне утримання і ремонт. У конструкціях і параметрах нових вагонів передбачається розширення спеціалізації, застосування в візках конструктивних рішень, що забезпечують їх нормальну роботу без відновного ремонту від побудови до першого капітального ремонту і між капітальними ремонтами.

У цьому дипломному проєкті проєктується платформа для перевезення лісоматеріалів з торцевими стінами. Проєктування даної платформи проводиться з метою створення нової моделі, яка може перевозити лісоматеріали різних типів, розмірів; має мінімальні витрати при побудові і має простоту конструкції.

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 КОНСТРУКЦІЯ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПАРАМЕТРИ ВАГОНА

1.1 Конструкція платформи з торцевими стінами моделі 23-4000

Платформи призначені для перевезення довгомірних вантажів (пиломатеріалів, прокату, ліси, будівельних матеріалів), контейнерів, машин, обладнання та деяких сипучих вантажів, які не потребують захисту від атмосферних опадів.

4-вісна платформа з торцевими стінами моделі 23-4000 (рисунок 1.1) призначена для перевезення лісу в хлистах довжиною від 4,5 до 20,5 м, що не вимагають захисту від атмосферних опадів, обладнана з урахуванням зонального габариту навантаження металевими стінами і металевими боковими стійками без ув'язочних ланцюгів.

Конструкція розроблена з урахуванням зручності проведення вантажно-розвантажувальних операцій механізованими вантажопідйомними засобами, компактності розміщення вантажу на платформі і максимального використання вантажопідйомності вагона.

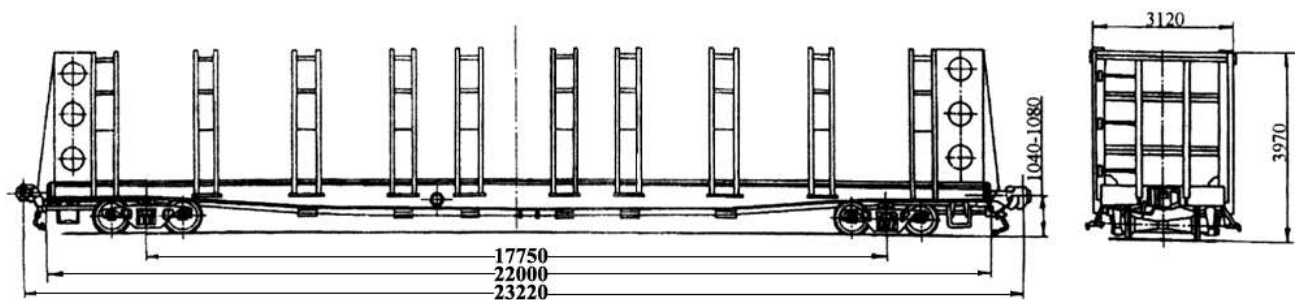


Рисунок 1.1 – 4-х вісна платформа моделі 23-4000

Платформа має потужну зварену раму, що складається з хребтової балки (двотаври №60, перекриті зверху по всій довжині листом), двох бічних, двох шкворневих, двох кінцевих і п'яти проміжних поперечних балок.

Торцеві борти шарнірно закріплені на рамі і кожен з них в закритому положенні утримується двома клиновими запорами. Для утримання торцевих бортів в горизонтальному положенні встановлено по чотири опорних кронштейна.

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

Торцеві борта виконані з холодно гнутого листа товщиною 4 мм с поздовжніми гофрами.

Висота торцевих бортів вибрана з умови безпечного розміщення людини між зчепленими вагонами при відкинутих бортах та повністю стиснутих поглинальних апаратах автозчепів.

Хребтова балка рами виготовлена з двох двотаврів №70В. Поздовжні бокові балки – з двотаврів №55 змінної висоти по довжині (балка рівного опору згину).

Платформа оснащена автозчепними пристроями з підпружиненою балочкою і розширеним вікном розетки.

В консольній частині рами встановлені два розкоси коробчастого поперечного перерізу з двох швелерів №14, через які передається збиткова частина поздовжньої сили удару від кінцевої балки на поздовжні бокові балки при повному закритті поглинального апарату автозчепу. Шкворневі балки рами замкнутого поперечного перерізу зварені з двох вертикальних и двох горизонтальних листів товщиною відповідно 10 та 12 мм. Середні поперечні балки рами двотаврового поперечного перерізу зварені з вертикального листа товщиною 5 мм та двох горизонтальних листів 8 мм.

Вагон спроектований по габариту 1-Т.

Конструкційна швидкість 120 км / год, модель 2-х вісного візка 18-100, що допускається в експлуатацію на магістральних залізничних коліях колії 1520 мм.

Технічні характеристики 4-х вісної платформи моделі 23-4000 наведені в таблиці 1.1.

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики 4-х вісної платформи моделі 23-4000

Призначення: для перевезення лісоматеріалів довжиною від 4,5 до 20,5 м	
1	2
Номер проекту	4000.00.000
Модель вагона	23-4000
Тип вагона	-
Виробник	ДВЗ ім. Газети “Правда”
Вантажопід’ємність т	56
Маса тари вагона, т	34
Навантаження:	
статичне осьове, кН(тс)	221 (22,5)
погонне, кН/м(тс/м)	37,14 (3,79)
Швидкість конструкційна, км/год	120
Габарит	1-Т
База вагона, мм	17750
Довжина, мм:	
по осям зчеплення автозчепів	23200
по кінцевим балкам рами	22000
Ширина максимальна, мм	3120
Висота від рівня верху головок рейок, мм:	
максимальна	3970
до рівня підлоги	1250
Кількість вісей, шт.	4
Модель 2-вісного візка	18-100
Наявність перехідної площадки	немає
Наявність стояночного гальма	є
Кількість стійок, шт	20
Рік постановки на серійне виробництво	1979
Можливість установки буферів	немає

1.2 Техніко-економічні параметри платформи з торцевими стінами моделі 23-4000

До техніко-економічних параметрів вантажних вагонів відносять вантажопідє'мність, маса тари вагона, вісність, лінійні розміри (довжина, ширина, висота), собівартість і повну вартість вагона, конкурентоспроможність. Ці параметри належать до абсолютних параметрів. Для порівняння вагонів різних типів і конструкцій використовуються співвідношення цих параметрів і знаходяться розрахункові параметри: коефіцієнт тари, питомий об'єм, осьова і погонне навантаження, маса брутто вагона.

Визначаємо питому площу підлоги ($\text{м}^2/\text{т}$):

$$f_y = \frac{F}{P}, \quad (1.1)$$

де F – повна площа підлоги, $F=60,9 \text{ м}^2$;

P – вантажопідє'мність, $P=56 \text{ т}$.

$$f_y = \frac{60,9}{56} = 1,1 \text{ м}^2 / \text{т};$$

Технічний (конструкційний) коефіцієнт тари визначаємо по формулі:

$$k_T = \frac{T}{P}, \quad (1.2)$$

де T – тара вагона, $T=34 \text{ т}$;

$$k_T = \frac{34}{56} = 0,61,$$

Чим менший коефіцієнт тари, тим більший об'єм перевезень буде виконаний, при значно меншому об'ємі роботи. Внаслідок меншого коефіцієнта тари, зменшується собівартість перевезень.

Навантажувальний коефіцієнт тари:

$$k_n = \frac{T}{P \cdot \lambda}, \quad (1.3)$$

де λ – коефіцієнт використання вантажепідє'мності вагона, $\lambda = 1$.

$$k_n = \frac{34}{56 \cdot 1} = 0,61.$$

Маса брутто вагона, т:

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{\bar{op}} = P + T, \quad (1.4)$$

$$P_{\bar{op}} = 56 + 34 = 90 \text{ т},$$

Погонне навантаження бруто:

$$q_{п.н.} = \frac{P_{\bar{op}} \cdot g}{2L_{об}}, \quad (1.5)$$

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

$2L_{об}$ - довжина вагона по осям зчеплення автозчепу, $2L_{об} = 23,2 \text{ м}$.

$$q_{п.н.} = \frac{90 \cdot 9,81}{23,2} = 38,1 \text{ кН/м} = 3,81 \text{ тс/м} < [21,5 \text{ тс/м}],$$

Осьове навантаження:

$$P_o = \frac{P_{\bar{op}} \cdot g}{m_o}, \quad (1.6)$$

де m_o – кількість осей вагона, $m_o = 4$;

$$P_o = \frac{90 \cdot 9,81}{4} = 221 \text{ кН} = 24,3 \text{ тс} > 10,8 \text{ тс}.$$

Оскільки збільшення погонного навантаження веде до підвищення провізної здатності залізниці і зниження собівартості перевезень, то намагаються виготовляти вагони з досить високим значенням погонного навантаження.

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 РОЗРАХУНКИ ВАГОНА

2.1 Вписування вагона в габарит (методика розрахунків)

Габарит 1-Т передбачений для вагонів, що курсують по всім шляхами загальної мережі залізниць, зовнішнім і внутрішнім під'їзних шляхів промислових і транспортних підприємств.

4-вісна платформа моделі 23-4000 побудована в відповідності цього габариту.

Визначаємо обмеження півширини вагона:

- для основного (шкворневого, направляючого) перетину кузова:

$$E_o = 0,5 \cdot (S - d_r) + q + w + [k_1 - k_3] - k \quad (2.1)$$

- для внутрішнього (середина бази вагона) перетину кузова:

$$E_B = 0,5 \cdot (S - d_r) + q + w + [k_2 \cdot (2l - n) \cdot n + k_1 - k_3] - k + \alpha \quad (2.2)$$

- для зовнішнього (кінцевого) перетину кузова:

$$E_k = (0,5 \cdot (S - d_r) + q + w) \cdot \frac{2l + 2n}{2l} + [k_2(2l + n) \cdot n - k_1 - k_3] - k + \beta \quad (2.3)$$

де S – максимальна ширина колії в кривій розрахункового радіуса, мм;

d_r – мінімальна відстань між зовнішніми гранями максимально зношених ободів коліс, мм;

q – найбільше можливе поперечне переміщення рами візка відносно колісної пари в направляючому перетині, мм;

W – найбільше можливе поперечне переміщення кузова відносно рами візка в направляючому перетині, мм;

$2l$ – відстань між направляючими перетинами (база вагона), м;

n – відстань від поперечного перетину вагона, який розглядається) до його найближчого направляючого перетину, м (при обчисленні

E_B - $n = \frac{2l}{2} = \frac{17,75}{2} = 8,875$ м; при обчисленні E_k -

$$n = \frac{2L_R - 2l}{2} = \frac{22,0 - 17,75}{2} = 2,125 \text{ м);}$$

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$2L_R$ - довжина кузова вагона;

k – величина допуску виходу рухомого складу, який проектується (для габариту 1-Т $k=0$ – для верхньої зони; $k=0$ – для нижньої зони);

k_1 - величина додаткового поперечного зміщення в кривій розрахункового радіуса (для габариту 1-Т $k_1=0,625p^2=0,625\cdot1,85^2=2,14$);

p - база візка, м ($p=1,85$ м);

k_2 - коефіцієнт, який має залежність від величини розрахункового радіусу кривої (для габариту 1-Т $k_2=2,5$);

k_3 - величина, на котру допускається вихід рухомого складу, який проектується (для габариту 1-Т $k_3=180$);

α, β – додаткові обмеження внутрішніх і зовнішніх перетинів рухомого складу (мм).

Для габариту 1-Т

$\alpha=0$, якщо $2l \cdot n - n^2 + 0,25p^2 \leq 72$ мм,

$$17,75 \cdot 8,875 - 8,875^2 + 0,25 \cdot 1,85^2 \leq 72 \text{ мм},$$

$$80 > 72 \text{ мм},$$

Нерівності виконуються, тоді:

$$\alpha = 0,833 \cdot (2l \cdot n - n^2 + 0,25p^2 - 72),$$

$$\alpha = 0,833 \cdot (17,75 \cdot 8,875 - 8,875^2 + 0,25 \cdot 1,85 - 72) = 6 \text{ мм},$$

$\beta=0$, якщо $2l \cdot n + n^2 - 0,25p^2 \leq 72$ мм,

$$17,75 \cdot 2,125 + 2,125^2 - 0,25 \cdot 1,85^2 \leq 72 \text{ мм},$$

$$41 < 72 \text{ мм}.$$

Нерівності виконуються, тоді β дорівнюють нулю.

Якщо в формулах 2.1 – 2.3 в квадратних дужках отриманий результат має знак мінус, то розрахунок виконується при умовах вписування в габарит на прямій:

$$E_o'' = E_b'' = 0,5 \cdot (S'' - d_{\Gamma}) + q + W, \quad (2.4)$$

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

$$E_k^n = (0,5 \cdot (S^n - d_T) + q + W) \cdot \frac{2l + 2n}{2l}, \quad (2.5)$$

Максимальна допустима ширина верхнього будівельного обрису кузова на деякій висоті H над рівнем головки рейки визначається по формулам:

- для зовнішнього (кінцевого) перетину кузова:

$$2B_1 = 2 \cdot (B_0 - E_k) \quad (2.6)$$

- для внутрішнього (середина бази вагона) перетину кузова:

$$2B_2 = 2 \cdot (B_0 - E_B) \quad (2.7)$$

- для основного (шкворневого, направляючого) перетину кузова:

$$2B_3 = 2 \cdot (B_0 - E_0) \quad (2.8)$$

де B_0 – значення максимальної півширини будівельного обрису кузова вагона на висоті H , що розглядається, мм ($B_0 = 1700$ мм).

2.2 Побудова вертикальної габаритної рамки

4-вісна платформа моделі 23-4000 побудована по габариту 1-Т.

Розміром наближення споруд - залізниць називається граничне поперечне перпендикулярний до осі колії обрис, всередину якого, крім рухомого складу, не повинні заходити ніякі частини споруд та пристроїв. Також лежать біля колії матеріали, запасні частини та обладнання, за винятком пристроїв, призначених для безпосередньої взаємодії з рухомим складом за умови, що положення цих пристроїв у внутрішньо габаритному просторі вказано з частинами рухомого складу, з якими вони не можуть викликати зіткнення з іншими елементами рухомого складу.

Габаритом рухомого складу (рисунок 2.1) - залізниць називається граничне поперечне перпендикулярний до осі колії обрис, в якому, не виходячи на назовні, повинен розміщуватися встановлений на прямій горизонтальній колії як в порожньому, так і в навантаженому стані не тільки новий рухомий склад, а й має максимальні нормовані допуски і знос, за винятком бокового нахилу на ресорах.

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

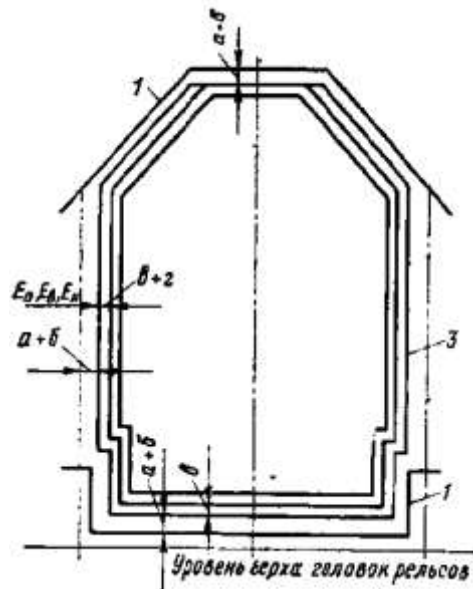


Рисунок 2.1 – Схема побудови габариту рухомого складу

1 – габарит наближення будівель; 2 – габарит рухомого складу;

Розрахунок по вписування проектованого вагона в габарит 1-Т, використовуючи вище зазначені формули, проводиться за допомогою програми «Gab» на ПЕОМ. Ця програма робить розрахунок значень характерних точок габариту. За результатами розрахунку, вписування вагона в габарит 1-Т, виробляємо побудова нижнього обрису габариту, а також будівельного обриса вагона в основних перетинах (рис. 2.2 - 2.7). Самі результати розрахунку наведені в додатку А.

Вихідні дані:

- довжина вагона $L=22,0$ м;
- ширина вагона 3120 м;
- база вагона $l=17,75$ м;
- база візка $p=1,85$ м.

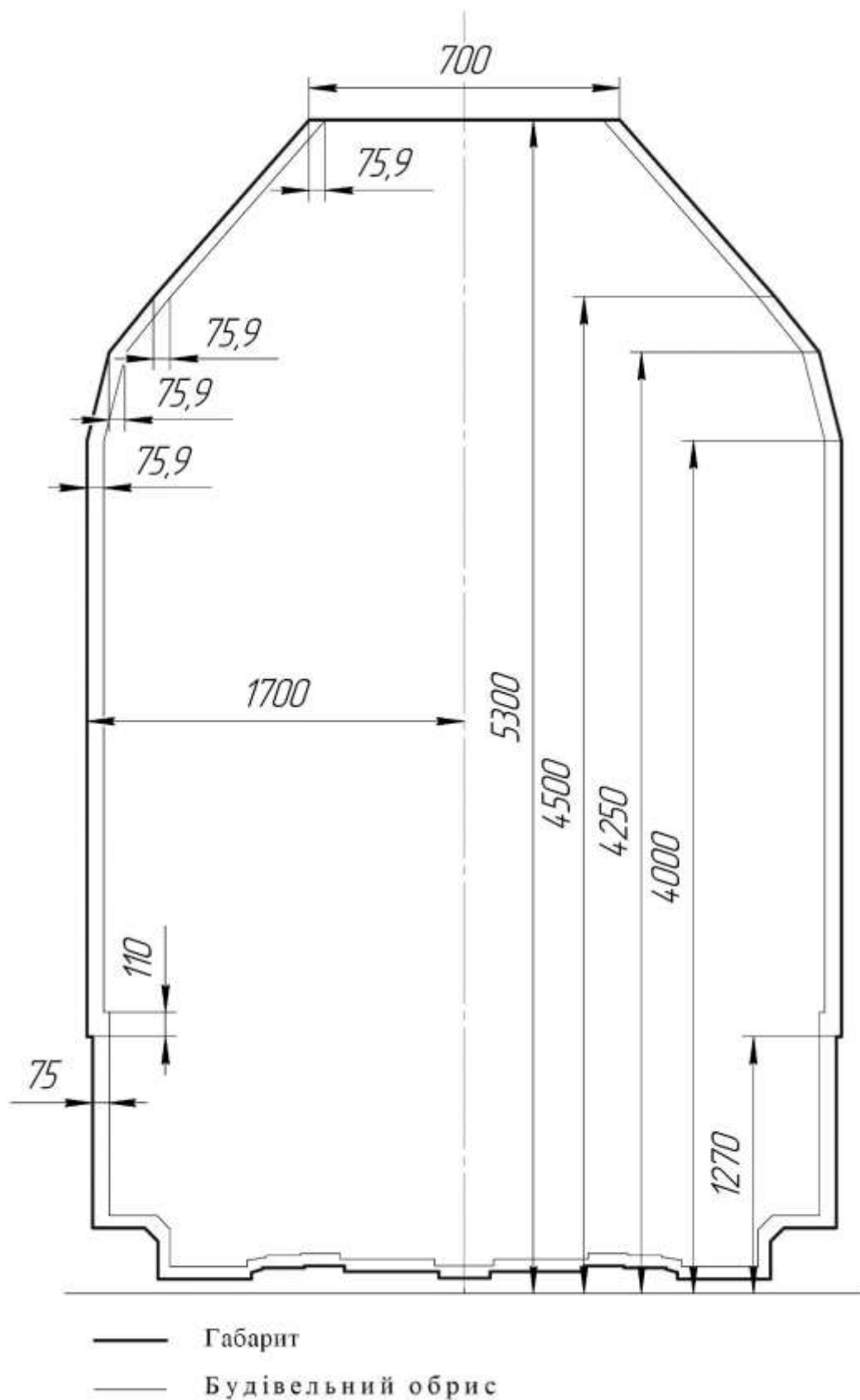
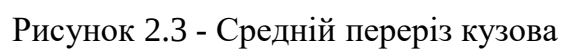
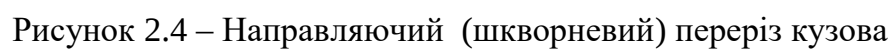


Рисунок 2.2 – Кінцевий переріз кузова



					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

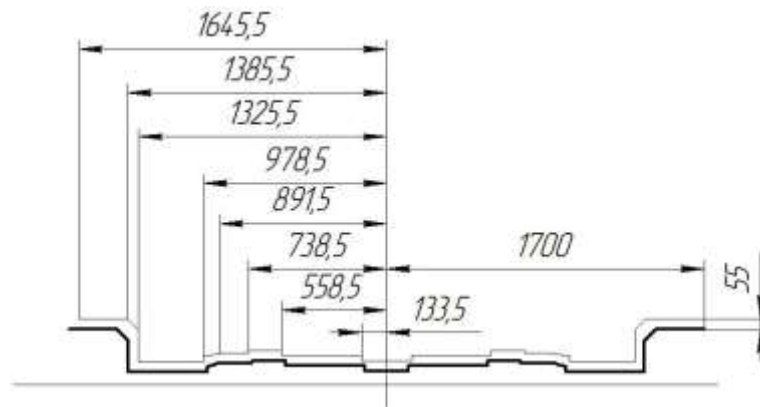


Рисунок 2.5 - Рама візка в шкворневому перерізі

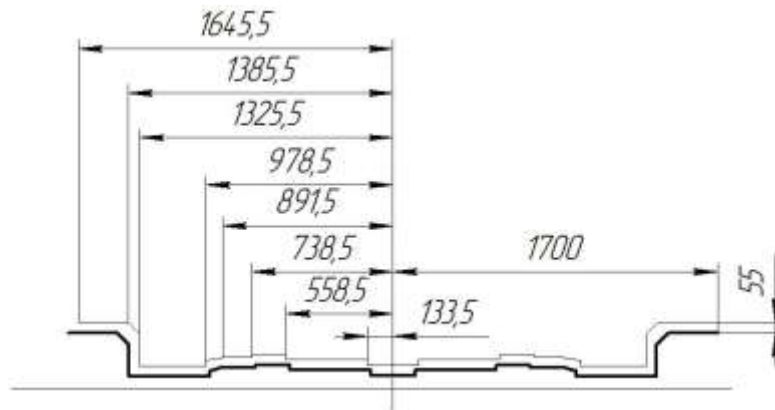


Рисунок 2.6 - Рама візка в перерізі по вісі колісної пари

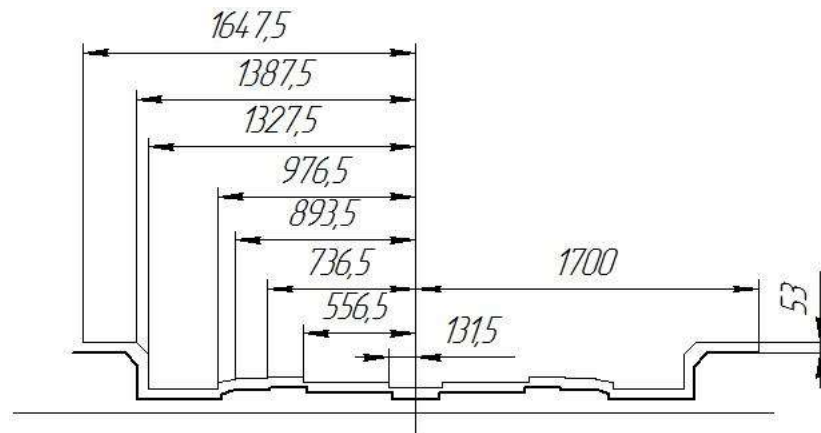


Рисунок 2.7 – Букси та закріплені на них деталі

Проведений розрахунок габариту вагона і побудовані вертикальні габаритні рамки, з яких видно, що вагон входить в габарит 1-Т. При максимальній ширині габарит 3400 мм, будівельний обрис вагона в кінцевому перетині складає 3248,2 мм, в середньому – 3291 мм, в шкворневому – 3291 мм.

2.3 Розрахунок навантажень, які діють на вагон

Для розрахунку на міцність елементів конструкції рухомого складу, а також на стійкість і безпеку руху вагона необхідно оцінити і розглянути всі сили, що діють на вагон (рисунок 2.8):

- статичні (власні сили тяжіння вагона та його вантажу, відцентрову силу, тиск вітри та ін.);
- динамічні (вертикальну динамічне навантаження, сили, що виникають при гальмуванні).

У розрахунках на міцність корисне навантаження в основному приймається постійною, яка дорівнює вантажопідйомності вагона. Постійно діючі навантаження часто називають статичними.

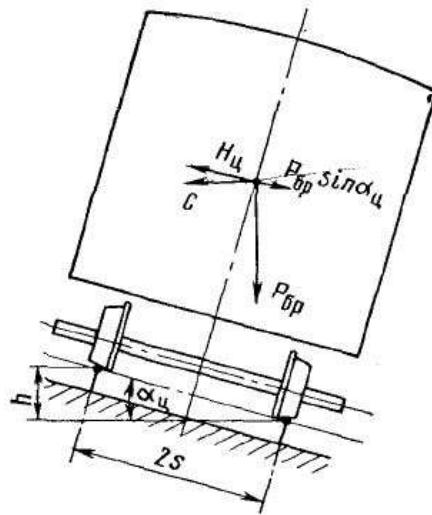


Рисунок 2.8 - Схема дії ваги бруто та його складових по поперечній вісі вагона при русі та по кривій з врахуванням підвищення зовнішньої рейки

Статичне навантаження, яке діє на вагон, кН:

$$P_{cm} = (T + P) \cdot g, \quad (2.9)$$

де T - тара вагона, $T=34$ т;

P - вантажопід'ємність вагона, $P=56$ т;

g – прискорення вільного падіння, $g=9,8 \text{ м/с}^2$.

$$P_{cm} = (34 + 56) \cdot 9,81 = 882,9 \text{ кН}.$$

Вертикальна динамічне навантаження розраховуємо по формулі:

$$P_D = P_{cm} \cdot k_D, \quad (2.10)$$

де k_D - коефіцієнт динаміки;

$$k_D = \frac{k_{ДВ}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(k_{ДВ})}}, \quad (2.11)$$

де β - параметр розподілення, $\beta = 1,13$;

При оцінці густини вагона за допустимим напруженням, прийнятими згідно розрахунковим режимам, береться $P(k_{ДВ}) = 0,97$;

$k_{ДВ}$ - середнє вірогідне значення коефіцієнта вертикальної динаміки при швидкостях руху вагона $V \geq 15$ м/с. Визначаємо по формулі:

$$\bar{k}_{ДВ} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot v \cdot \frac{V - 15}{f_{cm}}, \quad (2.12)$$

де a - коефіцієнт, що приймається на основі обробки результатів теоретичних та експериментальних випробувань (для елементів кузова вагона - 0,05; для обресорених частин візка - 0,10; для необресорених частин візка - 0,15);

v - коефіцієнт, який враховує вплив числа осей у візку або групи візків під одним кінцем вагона на величину коефіцієнта динаміки.

$$v = \frac{m_T + 2}{m_T \cdot 2}, \quad (2.13)$$

$$v = \frac{2 + 2}{2 \cdot 2} = 1.$$

V - розрахункова швидкість руху поїздів, м/с;

$V = 100 \dots 130$ км/год ($28 \dots 36,1$ м/с), 120 км/год = $33,3$ м/с;

f_{cm} - статичний прогин ресорного підвішування, м;

$f_{cm} = 0,045 \dots 0,055$ м;

m_T - кількість осей у візку під одним кінцем кузова вагона.

а) для кузова:

$$\bar{k}_{ДВ} = 0,05 + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot \frac{33,3 - 15}{0,05} = 0,18,$$

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

$$k_d = \frac{0,18}{1,13} \cdot \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot \ln \cdot \frac{1}{1-0,97}} = 0,34,$$

$$P_d = 882,9 \cdot 0,34 = 300,2 \text{ кН.}$$

б) для обрессореної частини:

$$\bar{k}_{дв} = 0,10 + 0,13 = 0,23,$$

$$k_d = \frac{0,23}{1,13} \cdot 2,11 = 0,43,$$

в) для необрессорених частин:

$$\bar{k}_{дв} = 0,15 + 0,13 = 0,28,$$

$$k_d = \frac{0,28}{1,13} \cdot 2,11 = 0,52,$$

Відцентрова сила, що виникає при русі в кривих ділянках колії і спрямована горизонтально, перпендикулярно поздовжньої осі вагона, визначається за формулою:

$$H_y = \eta \cdot P_{\text{оп}}, \quad (2.14)$$

де $\eta = 0,075$;

$$P_{\text{оп}} = P_o \cdot m_o, \quad (2.15)$$

де P_o - осьове навантаження, $P_o = 221 \text{ кН}$;

m_o - кількість осей у вагоні.

$$P_{\text{оп}} = 221 \cdot 4 = 884 \text{ кН,}$$

$$H_y = 0,075 \cdot 884 = 66,3 \text{ кН.}$$

Рівнодіюча сила тиску вітру:

$$H_g = \omega \cdot F \quad (2.16)$$

де ω - тиск вітру, $\omega = 500 \text{ МПа}$;

F - площа бокової проекції вагона, м^2 . Визначаємо по формулі:

$$F = (h_f - h) \cdot L_{\text{куз}}, \quad (2.17)$$

де h_f - висота габариту, $h_f = 5,300 \text{ м}$;

h - висота від рівня головок рейок до ковзунів, $h = 0,934 \text{ м}$;

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$L_{\text{куз}}$ - довжина кузова вагона.

$$F = (5,300 - 0,934) \cdot 22,0 = 96,05 \text{ м}^2.$$

$$H_6 = 0,5 \cdot 96,05 = 48,025 \text{ кН}.$$

Бокова сила визначається по формулі:

$$P_6 = \frac{H_u \cdot h_u + H_6 \cdot h_6}{m_o \cdot 2e_2}, \quad (2.18)$$

де $2e_2$ - відстань між центрами буксових вузлів, $2e_2 = 2,036 \text{ м}$;

h_u та h_6 - відстань від осі колісної пари до центру тяжіння вагона,

$$h_u = h_6 = 1,7 \text{ м};$$

m_o - число осей у вагоні;

H_u, H_6 - доцентрова сила та сила тиску вітру, кН.

$$P_6 = \frac{66,3 \cdot 1,7 + 48,025 \cdot 1,7}{4 \cdot 2,036} = 23,9 \text{ кН}.$$

Вертикальна складова від поздовжніх сил інерції:

$$P_{in/,\text{III}} = N_{/,\text{III}} \cdot \frac{(P_{бр.ваг} - 2P_{віз}) \cdot h_{у.в.}}{P_{бр.ваг} \cdot 2l \cdot m_1}, \quad (2.19)$$

де $N_{/,\text{III}}$ - норми повздовжніх зусиль по / і /// розрахункових режимах,

$$N_{/} = 3,5 \text{ МН} \text{ и } N_{///} = 1 \text{ МН};$$

$h_{у.в.}$ - відстань від опорної площини п'ятника до центра ваги кузова,

$$h_{у.в.} = 1,45 \text{ м};$$

m_1 - число паралельно навантажених деталей в візкові чи групі візків, роз-

міщених під одним кінцем вагона, $m_1 = 1$;

$2l$ - база вагона, $2l = 17,75 \text{ м}$.

$$P_{in/} = 3,5 \cdot 10^3 \cdot \frac{(90 - 2 \cdot 4,8) \cdot 1,45}{90 \cdot 17,75 \cdot 1} = 255 \text{ кН},$$

$$P_{in///} = 1 \cdot 10^3 \cdot \frac{(90 - 2 \cdot 4,8) \cdot 1,45}{90 \cdot 17,75 \cdot 1} = 73 \text{ кН},$$

					033.175169,ДБР.000.ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сила, що діє при гальмуванні:

$$T_{\text{с}} = \eta_{\text{ц}} \cdot P_{\text{бр}}, \quad (2.20)$$

де $\eta_{\text{ц}}$ - сповільнення при гальмуванні, $\eta_{\text{ц}} = 0,2$.

$$T_{\text{с}} = 0,2 \cdot 884 = 176,8 \text{ кН}$$

Виконані розрахунки сил, що діють на вагон, а саме відцентрової, рівнодіючої, бокової сили, вертикальної складової від поздовжніх сил інерції, сили, що діє при гальмуванні.

					033.175169,ДБР.000.ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 ХОДОВІ ЧАСТИНИ ВАГОНА

3.1 Опис візків вагона

Платформа моделі 23-400 обладнана візками типу ЦНІИ-ХЗ-0 (18-100) (рисунок 3.1), які мають клинові гасники коливань.

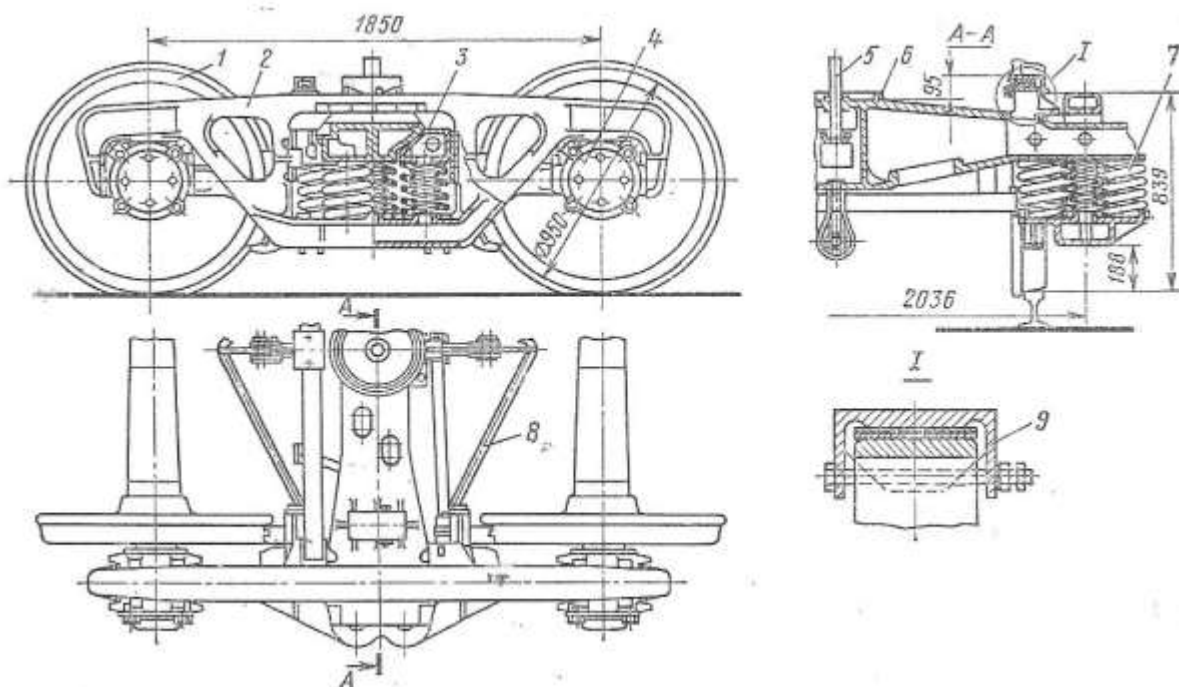


Рисунок 3.1 – Візок типу ЦНІИ-ХЗ-О:

1-колiсна пара; 2- бокова рама; 3-клиновий гасник коливань; 4-букса; 5-шкворiнь; 6- надресорна балка; 7-ресорний комплект; 8-важильна передача гальма;
9-вертикальний ковзун

Візок моделі 18-100 (рисунок 3.1) розрахований на конструкційну швидкість руху 120 км / год, складається з двох колісних пар з чотирма буксовими вузлами, двох литих рам, надресорної балки, двох комплектів центрального підвішування з фрикційними гасниками коливань і гальмівної важільної передачі.



Рисунок 3.2 – Бокова рама візка моделі 18-100

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Бокова рама візка (рисунок 3.2) виконана у вигляді сталевий виливки, в середній частині якої розташований проріз для ресорного комплексу, а по кінцях - прорізи для букс.

У верхній частині буксових прорізів є кільцеві припливи, якими бічні рами спираються на букси, а з боків - буксові щелепи.

Перетини похилих елементів (поясів) і вертикальних стрижнів (колонок) бічної рами мають коритоподібної форму з деяким загином всередину решт полиць. Горизонтальний ділянку нижнього поясу має замкнутий коробчатий перетин. Балки з таким профілем добре запобігають вигину і крученню.

З боків середнього отвору у верхній частині рами розташовані напрямні для обмеження поперечного переміщення фрикційних клинів, а внизу є опорна поверхня для установки ресорного комплексу. З внутрішньої сторони до цієї поверхні примикають полки, які є опорами для наконечників триангелів в разі обриву підвісок, якими триангелі підвішені до кронштейнів бокової рами. У місцях розташування клинів до колонок рами приклепані фрикційні планки.

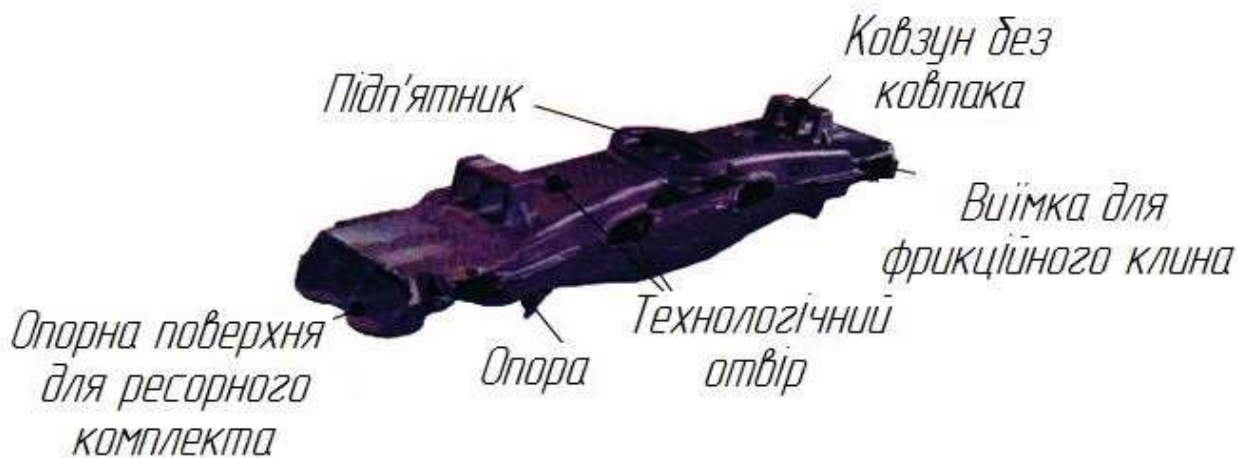


Рисунок 3.3 – Надресорна балка візка моделі 18-100

Надресорна балка (рисунок 3.3), лита зі сталі марок 20ФЛ або 20ГФЛ, що має порожнисту конструкцію замкнутого поперечного перерізу і форму, близьку до бруса рівного опору вигину. Вона відлита заодно з підп'ятником, який служить опорою кузова вагона і опорами для ковзунів, гніздами для фрикційних клинів і припливом для кріплення кронштейна мертвої точки важеля пе-

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

редачі гальма. Балка виконана за формою бруса рівного опору вигину відповідно до епюр згинальних моментів і має коробчастий замкнутий переріз.

Бокові рами і надресорні балки візків ЦНІИ-ХЗ відлиті з низьколегованої сталі, що має межу міцності не менше 500 МПа, межа текучості не менше 300 МПа, відносне розширення не менше 18%, поперечне звуження не менше 25%, ударну в'язкість при $+ 20^{\circ} \text{C}$ не менше 0,5 МДж / м^2 , при $- 60^{\circ} \text{C}$ не менше 0,25 МДж/ м^2 .

Для візків вантажних вагонів моделі 18-100 вибираємо фрикційний клиновий гасник коливань (рисунок 3.4).

У фрикційних гасниках коливань опір створюється силами тертя, що виникають при ковзанні частин, що труться. Ці частини мають постійні або змінні за величиною сили тертя, що залежать від величини відносних переміщень окремих деталей і вузлів підвішування вагона.

Сили опору фрикційних гасників коливань не стійкі, тому що вони залежать від коефіцієнта тертя між поверхнями, що труться, який змінюється в різних умовах експлуатації. Регулювати сили тертя фрикційних гасників коливань неможна і це являється суттєвим недостатком таких гасників.

Клиновий гасник коливань, що має сили тертя, пропорційні переміщенням, але різної величини для низхідного і висхідного рухів, застосовується практично у всіх візках вантажних вагонів. Сили тертя в цих гасників виникають при відносному вертикальному і горизонтальному переміщеннях поверхонь клинів 1, що труться по фрикційним планкам 2, укріпленим на колонках бічних рам візка. Отже, клинові гасники можуть гасити вертикальні і горизонтальні коливання. Вони відрізняються простотою конструкції, надійністю в експлуатації і широко застосовуються в візках вантажних вагонів.

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

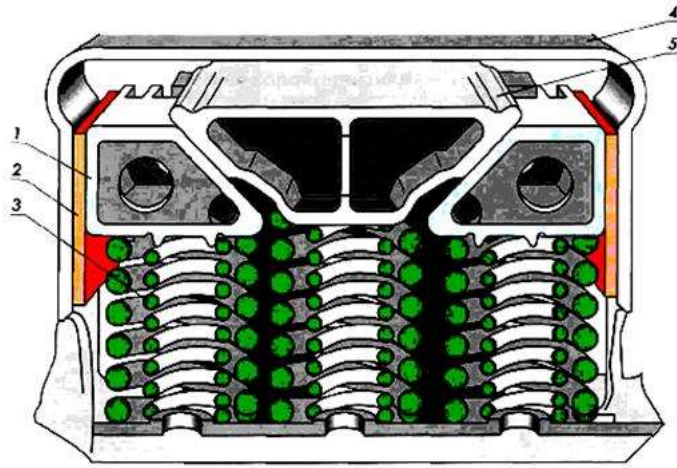


Рисунок 3.4 - Фрикційний клиновий гасник коливань візка моделі 18-100:

1 – фрикційний клин; 2 – фрикційна планка; 3 – пружини ресорного комплекту; 4 – бокова рама візка; 5 – надресорна балка візка

3.2 Розрахунок вісі колісної пари

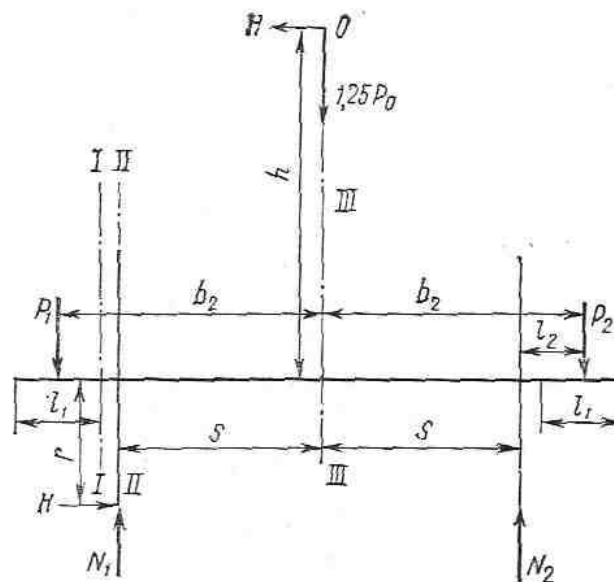


Рисунок 3.5 - Схема сил, що завантажують колісну пару

Складні умови навантаження осі, недостатня вивченість її напруженого стану та характеристик міцності матеріалу, а також бажання полегшити вирішення даного завдання зумовили застосування спрощених методів розрахунку. На залізницях СРСР застосовувався розрахунок осі за формулами МШС; пізніше ВНИИЖТ (ЦНДІ МШС) і науково-дослідним бюро (НДБ) вагонобудування спільно був розроблений більш досконалий метод.

У США застосовують метод Рело, що відрізняється від методу ЦНДІ-НДБ величиною горизонтального навантаження, обраної з умов граничної стійкості вагона при його повороті навколо поздовжньої осі (поперечне перекидання). Фахівцями НДР розроблений метод розрахунку осі, прийнятий в Організації співдружності залізниць соціалістичних країн (ОСЗ). У цьому методі розрахункові напруження в осі порівнюються з межами втоми її матеріалу і визначаються запаси втомної міцності для розрахункових перетинів (рисунок 3.5). В методі ЦНДІ-НДБ прийняте навантаження вісі двома силами: вертикальною $1,25 \cdot P_0$ і горизонтальною боковою $H = 0,5 \cdot P_0$.

де 1,25 - коефіцієнт, що враховує дію вертикального динамічного навантаження;

P_0 - статичне навантаження на вісь від ваги вагона брутто, зазвичай обчислюється по формулі:

$$P_0 = \frac{m_{\bar{o}p} - m_o \cdot m_{kn}}{m_o} \cdot g, \quad (3.1)$$

де $m_{\bar{o}p}$ - маса вагона брутто;

$$m_{\bar{o}p} = T + P, \quad (3.2)$$

де T - тара вагона, $T = 34$ т;

P - вантажепід'ємність вагона, $P = 56$ т;

$$m_{\bar{o}p} = 34 + 56 = 90 \text{ т},$$

m_o - число колісних пар в вагоні, $m_o = 4$;

m_{kn} - маса колісної пари, $m_{kn} = 1,2$ т;

g - прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

$$P_0 = \frac{90 - 4 \cdot 1,2}{4} \cdot 9,81 = 208,95 \text{ кН}.$$

Розрахунки сили вважають приложеними в центрі тяжіння O вагона. Відстань від вісі колісної пари до точки O приймаємо $h = 1,45$ м. Розрахункові сили визивають навантаження:

- лівої шийки вісі:

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_1 = \frac{1,25 \cdot P_0}{2} + H \cdot \frac{h}{2b_2} = (1,25 + \frac{h}{2b_2}) \cdot \frac{P_0}{2}, \quad (3.3)$$

де $2b_2$ - відстань між серединами шийок вісі, $2b_2 = 2,036\text{м}$.

$$P_1 = (1,25 + \frac{1,45}{2,036}) \cdot \frac{208,95}{2} = 205 \text{ кН}$$

- правої шийки вісі:

$$P_2 = \frac{1,25 \cdot P_0}{2} - H \cdot \frac{h}{2b_2} = (1,25 - \frac{h}{2b_2}) \cdot \frac{P_0}{2}, \quad (3.4)$$

$$P_2 = (1,25 - \frac{1,45}{2,036}) \cdot \frac{208,95}{2} = 56,2 \text{ кН}$$

Ці сили вважають прикладеними до середин шийок.

Вертикальні опорні реакції для лівого і правого коліс, що обчислюються без урахування ваги колісної пари, відповідно:

$$N_1 = \frac{1,25 \cdot P_0}{2} + H \cdot \frac{h+r}{2s} = (1,25 + \frac{h+r}{2s}) \cdot \frac{P_0}{2}; \quad (3.5)$$

$$N_2 = \frac{1,25 \cdot P_0}{2} - H \cdot \frac{h+r}{2s} = (1,25 - \frac{h+r}{2s}) \cdot \frac{P_0}{2}, \quad (3.6)$$

де $2s$ - відстань між кругами катання колісної пари, $2s = 1580\text{мм}$;

r - радіус колеса, $r = 475\text{мм}$.

$$N_1 = (1,25 + \frac{1,45 + 0,475}{1,58}) \cdot \frac{208,95}{2} = 257,9 \text{ кН};$$

$$N_2 = (1,25 - \frac{1,45 + 0,475}{1,58}) \cdot \frac{208,95}{2} = 3,3 \text{ кН}.$$

Згинаючі моменти обчислюють в трьох розрахункових перетинах /-/, II- II і III-III: M_1 - у внутрішньої галтелі шийки, M_2 - в плоскості круга кочення і M_3 - в середині вісі. Для цих перетинів вони складають:

$$M_1 = P_1 \cdot (\frac{l}{2} + \Delta l_1) = (1,25 + \frac{h}{2b_2}) \cdot (\frac{l}{2} + \Delta l_1) \cdot \frac{P_0}{2}; \quad (3.7)$$

$$M_2 = P_1 \cdot l_2 + H \cdot r = \left[(1,25 + \frac{h}{2b_2}) \cdot (b_2 - s) + r \right] \cdot \frac{P_0}{2}; \quad (3.8)$$

$$M_3 = P_1 \cdot b_2 + H \cdot r - N_1 \cdot s = \left[1,25 \cdot (b_2 - s) + \frac{r}{2} \right] \cdot \frac{P_0}{2}, \quad (3.9)$$

					033.175169,ДБР.000.ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де l_1 - довжина шийки вісі, $l_1 = 176 \text{ мм}$;

Δl_1 - допустимий знос по довжині шийки, $\Delta l_1 = 1,5 \text{ мм}$;

l_2 - відстань від середини шийки до площини круга катання,
 $l_2 = 228 \text{ мм}$.

$$M_1 = 205 \cdot \left(\frac{0,176}{2} + 0,0015 \right) = 18,3 \text{ кНм};$$

$$M_2 = 205 \cdot 0,228 + \frac{208,95}{2} \cdot 0,475 = 96,4 \text{ кНм};$$

$$M_3 = 205 \cdot 1,018 + \frac{208,95}{2} \cdot 0,475 - 257,9 \cdot 0,79 = 54,6 \text{ кНм}.$$

Із рівняння міцності на згин $M_i = W_i \cdot [\sigma_i]$, де $W_i = \frac{\pi \cdot d_i^3}{32}$ и $i = 1; 2; 3$, визначають найменші допустимі діаметри:

- шийки:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_1}{\pi \cdot [\sigma_1]}} \leq [d_1]; \quad (3.10)$$

де M_1 - момент у внутрішньої галтелі шийки;

$[\sigma_1]$ - допустиме напруження перетину /-/, $[\sigma_1] = 140 \text{ МПа}$;

$[d_1]$ - допустимий діаметр шийки, $[d_1] = 130 \text{ мм}$.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 18,3}{3,14 \cdot 140 \cdot 10^3}} = 0,110 \text{ м} = 110 \text{ мм} \leq [d_1];$$

- підматочинної частини:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_2}{\pi \cdot [\sigma_2]}} \leq [d_2]; \quad (3.11)$$

де M_2 - момент в площині круга кочення;

$[\sigma_2]$ - допустиме напруження перетину II-II, $[\sigma_2] = 165 \text{ МПа}$;

$[d_2]$ - допустимий діаметр підматочинної частини, $[d_2] = 194 \text{ мм}$.

$[d_2] = 194 \text{ мм}$.

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 96,4}{3,14 \cdot 165 \cdot 10^3}} = 0,181 \text{ м} = 181 \text{ мм} \leq [d_2];$$

- середини вісі:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_3}{\pi \cdot [\sigma_3]}} \leq [d_3]; \quad (3.12)$$

де M_3 - момент в середині вісі;

$[\sigma_3]$ - допустиме напруження перетину ///-///, $[\sigma_3] = 155 \text{ МПа}$;

$[d_3]$ - допустимий діаметр середини вісі, $[d_3] = 165 \text{ мм}$.

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 54,6}{3,14 \cdot 155 \cdot 10^3}} = 0,153 \text{ м} = 153 \text{ мм} \leq [d_3].$$

Розраховані діаметри шийки, підматочинної частини і середини осі менше допустимих діаметрів.

Для шийки $116 \text{ мм} < 130 \text{ мм}$.

Для підматочинної частини $181 \text{ мм} < 194 \text{ мм}$.

Для середини вісі $153 \text{ мм} < 165 \text{ мм}$.

Вісь колісної пари придатна.

3.3 Розрахунок надресорної балки візка

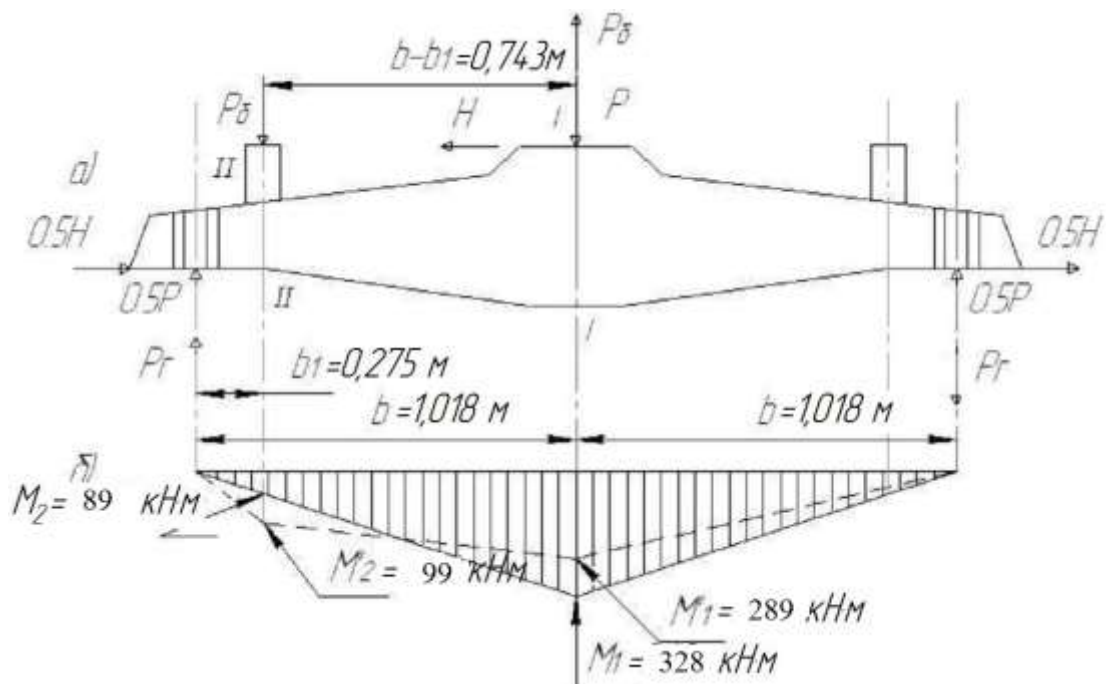


Рисунок 3.5 - Надресорна балка двовісного візка вантажного вагону і епюра згинаючих моментів

а) розрахункова схема; б) епюра згинаючих моментів в вертикальній площині

Розрахунковими для надресорної балки (рисунок 3.5) є перетини:

I-I - по середині балки;

II-II - по ковзуну.

У вертикальній площині на надресорних балку діють навантаження:

- вертикальна статична:

$$P_{cm} = \frac{P_{бр.ваг} - 2 \cdot P_{віз} + 2 \cdot P_{н.б}}{2} \cdot g, \quad (3.13)$$

де $P_{бр.ваг}$ - вага бруто вагона, $P_{бр.ваг} = P + T = 56 + 34 = 90 \text{ т}$;

$P_{віз}$ - маса візка, $P_m = 4,8 \text{ т}$;

$P_{н.б}$ - вага надресорної балки, $P_{н.б} = 0,458 \text{ т}$.

$$P_{cm} = \frac{90 - 2 \cdot 4,8 + 2 \cdot 0,458}{2} \cdot 9,81 = 399 \text{ кН},$$

- максимальна вертикальна динамічна:

$$P_{\partial} = P_{cm} \cdot k_{\partial_{\max}}, \quad (3.14)$$

де $k_{\partial_{\max}}$ - максимальне значення коефіцієнта вертикальної динаміки об-

ресорених частин вагона;

$$k_{\partial_{\max}} = \frac{\overline{k_{ДВ}}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(k_{ДВ})}}, \quad (3.15)$$

β - параметр розподілу, $\beta = 1,13$;

При оцінці міцності вагона за допустимими напруженнями, прийнятими згідно розрахункових режимів, береться $P(k_{ДВ}) = 0,97$;

$$\bar{k}_{ДВ} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot v \cdot \frac{V - 15}{f_{cm}}, \quad (3.16)$$

де a - коефіцієнт, що приймається на основі обробки результатів теоретичних і експериментальних досліджень (для обресорених частин візка - 0,10;);

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ϕ - коефіцієнт, що враховує вплив числа осей в візкові чи групі візків під одним кінцем вагона на величину коефіцієнта динаміки.

$$\phi = \frac{m_{\text{виз}} + 2}{m_{\text{виз}} \cdot 2} \quad (3.17)$$

де V - розрахункова швидкість руху вагона, м/с;

$$V = 120 \text{ км/год } (33,3 \text{ м/с});$$

$f_{\text{ст}}$ - статичний прогин ресорного підвішування, м;

$$f_{\text{ст}} = 0,045 \dots 0,055 \text{ м}; \text{ приймаємо } f_{\text{ст}} = 0,05.$$

$m_{\text{виз}}$ - кількість осей у візку під одним кінцем кузова вагона.

б) для обресорених частин:

$$\bar{k}_{\text{дв}} = 0,10 + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot \frac{33,3 - 15}{0,05} = 0,23,$$

$$k_{\text{д max}} = \frac{0,23}{1,13} \cdot \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot \ln \cdot \frac{1}{1 - 0,97}} = 0,43,$$

$$P_{\text{д}} = 399 \cdot 0,43 = 172 \text{ кН},$$

- вертикальна складова від поздовжніх сил інерції при гальмуванні по / і
/// розрахункових режимах:

$$P_{\text{ин/ , ///}} = N_{\text{/ , ///}} \cdot \frac{(P_{\text{бр.ваг}} - 2P_{\text{виз}}) \cdot h_{\text{ц.м.}}}{P_{\text{бр.ваг}} \cdot 2l \cdot m_1}, \quad (3.18)$$

де $N_{\text{/ , ///}}$ - норми повздовжніх зусиль по / і /// розрахункових режимах,

$$N_{\text{/}} = 3,5 \text{ МН} \text{ и } N_{\text{///}} = 1 \text{ МН};$$

$h_{\text{ц.м.}}$ - відстань від опорної площини п'ятника до центра ваги кузова,

$$h_{\text{ц.м.}} = 1,45 \text{ м};$$

m_1 - число паралельно навантажених деталей в візкові чи групі візків, розміщених під одним кінцем вагона, $m_1 = 1$;

$2l$ - база вагона, $2l = 17,75 \text{ м}$.

$$P_{\text{ин/}} = 3,5 \cdot 10^3 \cdot \frac{(90 - 2 \cdot 4,8) \cdot 1,45}{90 \cdot 17,75 \cdot 1} = 255 \text{ кН},$$

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{ин///} = 1 \cdot 10^3 \cdot \frac{(90 - 2 \cdot 4,8) \cdot 1,45}{90 \cdot 17,75 \cdot 1} = 73 \text{ кН},$$

- розрахункова сила, прикладена в центрі підп'ятника по / і /// розрахункових режимах:

$$P_I = P_{cm} + P_{ин/}, \quad (3.19)$$

$$P_{I-} = 399 + 255 = 654 \text{ кН},$$

$$P_{///} = P_{cm} + P_{\partial} + P_{ин///}. \quad (3.20)$$

$$P_{///} = 399 + 172 + 73 = 644 \text{ кН},$$

Максимальний згинаючий момент в середньому перетині I-I (при 1-ой схемі навантаження):

$$M_{I-I}^1 = \frac{P_{///}}{2} \cdot b, \quad (3.21)$$

де b - половина відстані між опорами балки (між центрами ресорних комплектів), $b = 1,018 \text{ м}$;

$$M_{I-I}^1 = \frac{644}{2} \cdot 1,018 = 328 \text{ кНм},$$

а в перетині II—II:

$$M_{II-II}^1 = \frac{P_{///}}{2} \cdot b_1, \quad (3.22)$$

де $b_1 = 0,275 \text{ м}$.

$$M_{II-II}^1 = \frac{644}{2} \cdot 0,275 = 89 \text{ кНм},$$

В другій схемі навантаження балки додатково навантажені від дії відцентрової і вітрової сил:

$$H = \frac{H_y + H_{\epsilon}}{2}, \quad (3.23)$$

Бокове навантаження. Викликає додаткове вертикальне навантаження частин візків з одного боку вагона і відповідне розвантаження з іншого:

$$P_{\epsilon} = \frac{H_y \cdot h_y + H_{\epsilon} \cdot h_{\epsilon}}{2 \cdot (b - b_1)}, \quad (3.24)$$

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де H_y - відцентрова сила вагона;

H_e - тиск вітру на кузов вагона\$

h_y и h_e - вертикальні відстані від міста прикладання сили P_o до точок прикладання відповідно сил H_y и H_e , $h_y = 1,7 м$ и $h_e = 1,3 м$;

$b - b_1$ - відстань між точками прикладання сил P_o додаткового навантаження і частини вагона, що розраховується, $(b - b_1) = 0,743 м$.

$$H_y = \eta \cdot (P_{op} - 2 \cdot P_{viz}) \cdot g, \quad (3.25)$$

де $\eta = 0,075$;

$$H_y = 0,075 \cdot (90 - 2 \cdot 4,8) \cdot 9,81 = 59 \text{ кН},$$

$$H_e = \omega \cdot F_{куз}, \quad (3.26)$$

де ω - тиск вітру, $\omega = 500 Па$;

F - площа бічної проекції вагона, $м^2$. Визначається за формулою:

$$F_{куз} = (h_z - h) \cdot L_{куз}, \quad (3.27)$$

де h_z - висота габарита, $h_z = 5,3 м$;

$L_{куз}$ - довжина кузова вагона.

$$F_{куз} = (5,3 - 0,934) \cdot 22 = 96,05 \text{ м}^2,$$

$$H_e = 0,5 \cdot 96,05 = 48,025 \text{ кН},$$

$$P_o = \frac{59 \cdot 1,7 + 48,025 \cdot 1,3}{2 \cdot 0,743} = 109,5 \text{ кН},$$

Додаткові вертикальні реакції опор балки, що виникають від дії бічних горизонтальних навантажень:

$$P_z = P_o \cdot \frac{b - b_1}{2b}, \quad (3.28)$$

де $2b$ - відстань між центрами ресорних комплектів, $2b = 2,026 м$.

$$P_z = 109,5 \cdot \frac{0,743}{2,026} = 40,2 \text{ кН},$$

Максимальний згинаючий момент при другій схемі навантаження:

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

перетин I-I:
$$M_{/-/}^2 = \left(\frac{P_{///}}{2} + P_{\Gamma}\right) \cdot b - P_{\sigma}(b - b_1), \quad (3.29)$$

$$M_{/-/}^2 = \left(\frac{644}{2} + 40\right) \cdot 1,018 - 109,5 \cdot 0,743 = 287 \text{ кНм},$$

перетин II-II:
$$M_{II-II}^2 = \left(\frac{P_{///}}{2} + P_{\Gamma}\right) \cdot b_1. \quad (3.30)$$

$$M_{II-II}^2 = \left(\frac{644}{2} + 40,2\right) \cdot 0,275 = 99,6 \text{ кНм},$$

Напруження в перетинах надресорної балки:

$$\sigma_{/-/}^{B,H} = \frac{M_{/-/}^1}{W_1^{B,H}}, \quad (3.31)$$

$$\sigma_{II-II}^{B,H} = \frac{M_{II-II}^2}{W_2^{B,H}}, \quad (3.32)$$

де M_i - згинаючий момент в розрахунковому перетині балки;

W_i - момент опору балки при згині в тому ж перетині:

$$W_1^B = -0,003466 \text{ м}^3, W_1^H = 0,002802 \text{ м}^3,$$

$$W_2^B = -0,001135 \text{ м}^3, W_2^H = 0,002802 \text{ м}^3;$$

i - номер розрахункового перетину.

$$\sigma_{/-/}^B = \frac{328}{-0,003466} = -95 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{/-/}^H = \frac{328}{0,002802} = 117 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{II-II}^B = \frac{99,6}{-0,001135} = -87 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{II-II}^H = \frac{99,6}{0,002802} = 35 \text{ МПа},$$

Умова міцності надресорної балки $1,2 \cdot \sigma_n \leq [\sigma]$, $[\sigma] = 145 \text{ МПа}$ для сталі 20ГЛ, $[\sigma] = 180 \text{ МПа}$ для сталі 09Г2Д.

Навантаження, що діють в горизонтальній площині (рисунок 3.6)

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

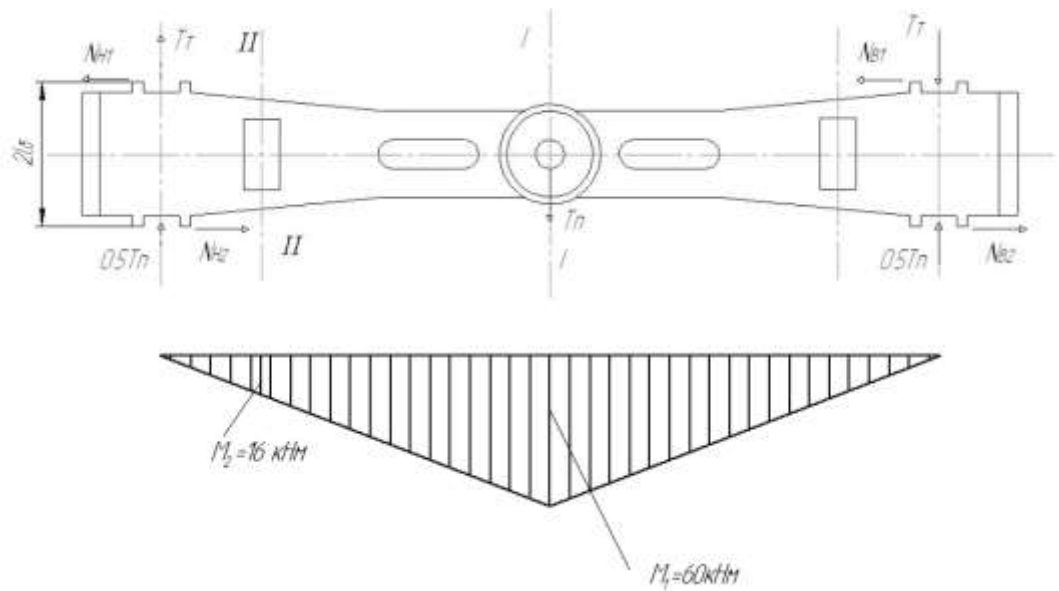


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема

Максимальний згинаючий момент в перетині I-I:

$$M_{I-I}^r = \frac{N}{2} \cdot b, \quad (3.33)$$

де N - горизонтальна реакція і навантаження,

$$N = 2,5 \cdot P_m \cdot g. \quad (3.34)$$

$$N = 2,5 \cdot 4,8 \cdot 9,81 = 118 \text{ кН},$$

$$M_{I-I}^r = \frac{118}{2} \cdot 1,018 = 60 \text{ кНм},$$

Максимальний згинаючий момент в перетині II-II:

$$M_{II-II}^r = \frac{N}{2} \cdot b_1, \quad (3.35)$$

$$M_{II-II}^r = \frac{118}{2} \cdot 0,275 = 16 \text{ кНм},$$

Напруження в перетинах надресорної балки:

$$\sigma_i^r = \frac{M_i}{W_i}, \quad (3.36)$$

де $W_{I-I} = 2620 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, $W_{II-II} = 1400 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

$$\sigma_{I-I}^r = \frac{60}{2620 \cdot 10^{-6}} = 23 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{II-II}^r = \frac{16}{1400 \cdot 10^{-6}} = 11 \text{ МПа},$$

Сумарна напруга в I-I і в II—II перетинах:

$$\sigma_{I-I} = \sigma_{I-I}^b + \sigma_{I-I}^c \leq [\sigma], \quad (3.37)$$

$$\sigma_{II-II} = \sigma_{II-II}^b + \sigma_{II-II}^c \leq [\sigma]. \quad (3.38)$$

$$\sigma_{I-I} = 95 + 23 = 118 \text{ МПа} \leq [\sigma],$$

$$\sigma_{II-II} = 87 + 11 = 98 \text{ МПа} \leq [\sigma].$$

Сумарні напруження в I-I і в II-II перетинах не перевищують $[\sigma] = 145 \text{ МПа}$. Вибираємо для надресорної балки сталь 20ГЛ.

3.4 Розрахунок ресорного підвішування візка

Вибираю 4 комплекти по 7 дворядних циліндричних пружини з круглим перерізом витка, виготовлені зі сталі 55С2 або 60С2.

Придатність до експлуатації пружин визначається шляхом розрахунку допустимих напружень. Міцність пружини буде забезпечуватися, якщо отримані напруження не перевищують допустимі, тобто зберігається умова:

$$\tau \leq [\tau], \quad (3.39)$$

де $[\tau]$ – допустиме дотичне напруження, яка рівна для ресорно-пружинної сталі 1000МПа.

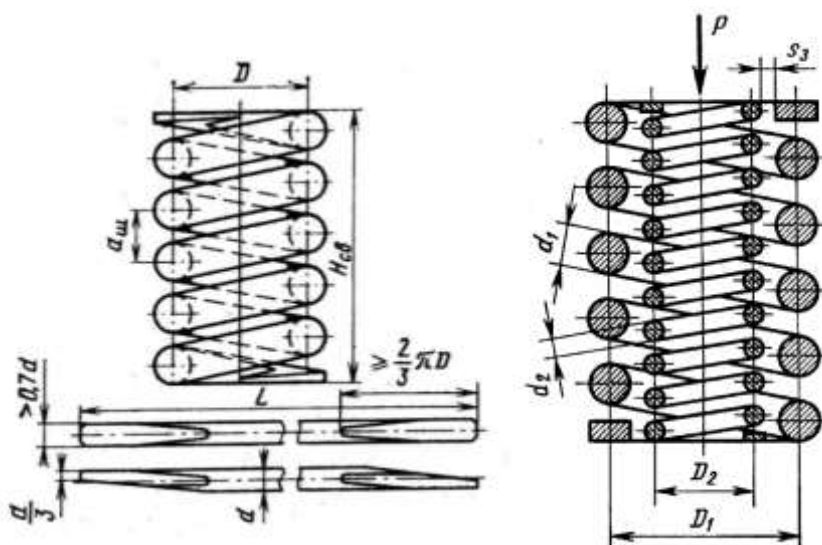


Рисунок 3.7 - Розрахункова схема ресорного підвішування візка

					033.175169,ДБР.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

Встановлюємо в центральне ресорне підвішування сім дворядних пружин в кожен комплект.

Вихідні дані для візка моделі 18-100:

H_3 – висота зовнішньої пружини у вільному стані, ($H_3=0,249\text{м}$);

$H_{вн}$ – висота внутрішньої пружини у вільному стані, ($H_{вн}=0,249\text{м}$);

D_3 – діаметр зовнішньої пружини, ($D_3=0,175\text{м}$);

d_3 – діаметр прутка зовнішньої пружини, ($d_3=0,03\text{м}$);

$D_{вн}$ – діаметр внутрішньої пружини, ($D_{вн}=0,105\text{м}$);

$d_{вн}$ – діаметр прутка внутрішньої пружини, ($d_{вн}=0,019\text{м}$);

$n_{p.вн}$ – число робочих витків внутрішньої пружини, ($n_{p.вн}=7,2$);

$n_{p.з}$ – число робочих витків зовнішньої пружини, ($n_{p.з}=4,2$);

n_k – кількість пружин в ресорних комплектах, ($n_k=28$);

$m_б$ – вага букси, ($m_б=0,107\text{т}$);

$m_{бок}$ – вага боковини, ($m_{бок}=0,4\text{т}$);

G – модуль зсуву, ($G=0,08 \cdot 10^6 \text{МПа}$);

$k_{з.п}$ – коефіцієнт запасу прогину, ($k_{з.п}=1.8$).

Статичне навантаження на одну дворядну пружину визначається по формулі:

$$P_{ст} = \frac{T + P - 4 \cdot m_{к.п} - 8 \cdot m_б - 4 \cdot m_{бок} \cdot g}{n_k} \quad (3.40)$$

$$P_{ст} = \frac{34 + 56 - 4 \cdot 1,2 - 8 \cdot 0,107 - 4 \cdot 0,4}{28} \cdot 9,81 = 26,6 \text{ кН}$$

Жорсткість пружин визначаємо по формулі:

- внутрішньої пружини

$$C_{вн} = \frac{G \cdot d_{вн}^4}{8 \cdot D_{вн}^3 \cdot n_{p.вн}} \quad (3.41)$$

$$C_{вн} = \frac{0,08 \cdot 10^6 \cdot 0,019^4}{8 \cdot 0,105^3 \cdot 7,2} = 0,157 \frac{\text{МН}}{\text{м}}$$

- зовнішньої пружини

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_3 = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n_{p.3}} \quad (3.42)$$

$$C_3 = \frac{0,08 \cdot 10^6 \cdot 0,03^4}{8 \cdot 0,175^3 \cdot 4,2} = 0,359 \frac{MH}{m}$$

Жорсткість дворядної пружини визначається по формулі:

$$C = C_{вн} + C_3 \quad (3.43)$$

$$C = 0,157 + 0,359 = 0,516 \frac{MH}{m}$$

Сумарна жорсткість пружин визначається по формулі:

$$C_k = n_{np} \cdot C, \quad (3.44)$$

де n_{np} – кількість дворядних пружин в одному комплекті, ($n_{np}=7$)

$$C_k = 7 \cdot 0,516 = 3,612 \frac{MH}{m}$$

Навантаження, на кожну пружину визначається по формулі:

- зовнішньої

$$P_{cm}^3 = \frac{P_{cm} \cdot C_3}{C} \quad (3.45)$$

$$P_{cm}^3 = \frac{26,6 \cdot 0,359}{0,516} = 18,5 \text{ кН}$$

- внутрішньої

$$P_{cm}^{вн} = \frac{P_{cm} \cdot C_{вн}}{C} \quad (3.46)$$

$$P_{cm}^{вн} = \frac{26,6 \cdot 0,157}{0,516} = 8,1 \text{ кН}$$

Навантаження на кожну пружину з врахуванням коефіцієнта запасу прогину визначають по формулі:

- зовнішньої

$$P_{np}^3 = P_{cm}^3 \cdot k_{з.н} \quad (3.47)$$

$$P_{np}^3 = 18,5 \cdot 1,8 = 33,3 \text{ кН}$$

- внутрішньої

					033.175169,ДБР.000.ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{np}^{\text{вн}} = P_{ст}^{\text{вн}} \cdot k_{з.н} \quad (3.48)$$

$$P_{np}^{\text{вн}} = 8,1 \cdot 1,8 = 14,58 \text{ кН}$$

Індекси пружин розраховуються по формулі:

- зовнішньої

$$m_3 = \frac{D_3}{d_3} \quad (3.49)$$

$$m_3 = \frac{0,175}{0,03} = 5,833$$

- внутрішньої

$$m_{\text{вн}} = \frac{D_{\text{вн}}}{d_{\text{вн}}} \quad (3.50)$$

$$m_{\text{вн}} = \frac{0,105}{0,019} = 5,526$$

Напруження, які виникають у витках пружини визначаються по формулі:

- зовнішньої

$$\tau_{\text{max}}^3 = \frac{8 \cdot P_{np}^3 \cdot D_3}{\pi \cdot d_3^3} \cdot \eta_3 \quad (3.51)$$

$$\eta_3 = 1 + \frac{1,25}{m_3} + \frac{0,875}{m_3^2} \quad (3.52)$$

$$\eta_3 = 1 + \frac{1,25}{5,833} + \frac{0,875}{5,833^2} = 1,24$$

$$\tau_{\text{max}}^3 = \frac{8 \cdot 33,3 \cdot 0,175}{3,14 \cdot 0,03^3} \cdot 1,24 = 681,9 \text{ МПа}$$

- внутрішньої

$$\tau_{\text{max}}^{\text{вн}} = \frac{8 \cdot P_{np}^{\text{вн}} \cdot D_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^3} \cdot \eta_{\text{вн}} \quad (3.53)$$

$$\eta_{\text{вн}} = 1 + \frac{1,25}{m_{\text{вн}}} + \frac{0,875}{m_{\text{вн}}^2} \quad (3.54)$$

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\eta_{\text{вн}} = 1 + \frac{1,25}{5,526} + \frac{0,875}{5,526^2} = 1,255$$

$$\tau_{\text{max}}^{\text{вн}} = \frac{8 \cdot 14,58 \cdot 0,105}{3,14 \cdot 0,019^3} \cdot 1,255 = 713,6 \text{ МПа}$$

Прогин пружини зовнішньої та внутрішньої визначається по формулі:

$$f_3 = \frac{P_{\text{ст}}^3}{C_3} \quad (3.55)$$

$$f_3 = \frac{18,5}{359} = 52 \text{ мм}$$

$$f_{\text{вн}} = \frac{P_{\text{ст}}^{\text{вн}}}{C_{\text{вн}}} \quad (3.56)$$

$$f_{\text{вн}} = \frac{8,1}{157} = 52 \text{ мм}$$

Гнучкість пружини зовнішньої та внутрішньої визначається по формулі:

$$\lambda_3 = \frac{1}{C_3} \quad (3.57)$$

$$\lambda_3 = \frac{1}{0,359} = 2,786 \frac{\text{м}}{\text{МН}}$$

$$\lambda_{\text{вн}} = \frac{1}{C_{\text{вн}}} \quad (3.57)$$

$$\lambda_{\text{вн}} = \frac{1}{0,157} = 6,369 \frac{\text{м}}{\text{МН}}$$

Гнучкість комплекту пружин визначають по формулі:

$$\lambda_{\kappa} = \frac{1}{C_{\kappa}} \quad (3.59)$$

$$\lambda_{\kappa} = \frac{1}{3,612} = 0,277 \frac{\text{м}}{\text{МН}}$$

Висновок: При виконанні розрахунків получили значення дотичних напружень та прогин, які не перевищують значення допустимого дотичного напруження $[\tau] = 1000 \text{ МПа}$ та допустимого прогину $[f] = 45\text{-}60 \text{ мм}$.

					033.175169,ДБР.000.ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 УДАРНО-ТЯГОВІ ПРИЛАДИ

4.1 Опис ударно-тягових приладів вагона

Ударно-тягові прилади відносяться до основних і відповідальним частин вагона. Вони призначені для з'єднання (зчеплення) вагонів і локомотивів, утримання їх на певній відстані один від одного, передачі та пом'якшення дії поздовжніх (розтягуючих і стискаючих) зусиль, що розвиваються під час руху в поїзді і при маневрах.

Автозчепний пристрій вантажних вагонів складається з наступних частин: корпусу і розташованого в ньому механізму, розчіпного приводу, ударно-центруючого приладу, упрядного пристрою, поглинального апарату, опорних частин.

Платформа моделі 23-4000 обладнана автозчепом СА-3 (рисунок 4.1). Цей автозчеп відноситься до нежорстких, допускає відносні переміщення зчеплених корпусів у вертикальному напрямку.

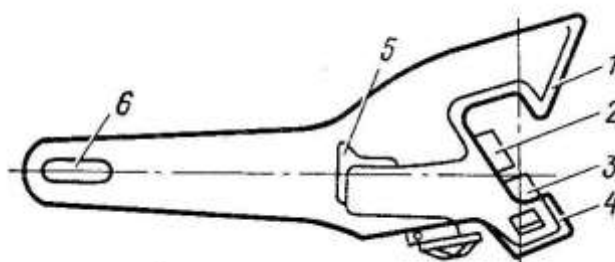


Рисунок 4.1- Автозчеп СА-3

1 – великий зуб, 2 – замкоутримувач, 3 - замок, 4 – малий зуб, 5 – упор, 6 – отвір для клина

Корпус автозчепу СА-3 призначений для передачі ударно-тягових зусиль упрядними пристроями і для розміщення механізму. Корпус являє собою сталеву порожню виливку, яка складається з головної частини і хвостовика. Головна частина має великий 1 і малий 4 (рис.12.1) зуби, які, з'єднуючись, утворюють зів. Із зіву виступають частини деталей механізму - замку 3 і замкоутримувача 2. Горизонтальну проекцію зубів, зіву і виступаючої частини замку називають контуром зачеплення автозчепу.

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Головна частина корпусу має упор 5 для передачі стискаючого зусилля на раму кузова через розетку, укріплену на кінцевій балці, після повного стиснення поглинаючого апарату і деформації деталей апарату і упряжного пристрою.

У хвостовику корпусу є отвір 6 для клина, що з'єднує корпус з тяговим хомутом упряжного пристрою. Для полегшення горизонтального переміщення корпусу торець його хвостовика виконаний циліндричним.

Корпус автозчепу відливають з низьколегованих сталей 20ГЛ, 20ФЛ, 20ГФЛ. Механізм автозчепу складається із замку, замкотримача, запобіжника замка, підйомника, валика підйомника і болта з гайкою і двома стопорними шайбами.

Розчіпний привід автозчепу СА-3, як і інших поширених конструкцій автозчепів, призначений для розчеплення автозчепів без заходу людини між вагонами і для установки механізму у розчіпне положення. Такий привід (рисунки 4.2) складається з двоплечевого важеля 3 з рукояткою 1, кронштейна з полицею 2, державки 5 і ланцюги 8 для з'єднання важеля з валиком підйомника.

Розчеплення автозчепу здійснюється підняттям рукоятки 1 вгору для виведення важеля 3 з паза кронштейна, поворотом важеля проти годинникової стрілки і подальшим відновленням його вихідного положення. У результаті цього натягується ланцюг 8, повертається валик підйомника і розчеплення автозчепів відбувається, як описано вище.

Для установки механізму автозчепу у вимкнене положення ручки важеля після повороту не повертають в початкове положення, а розміщують його плоскою частиною на полиці 2 кронштейна.

Подальше вдосконалення конструкції розчіпного приводу повинна забезпечувати автоматизацію процесу розчеплення вагонів, особливо необхідну на сортувальних гірках і при відчеплення локомотива від состава, причому бажано управління процесом розчеплення здійснити з локомотива. Останнє завдання вирішується обладнанням маневрових локомотивів додатковим повітряним приводом. Для розчеплення автозчепу машиніст допомогою спеціально-

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

го приладу, розміщеного в кабіні управління, впускає стиснене повітря в циліндр, укріплений на рамі локомотива. При переміщенні поршня циліндра шток його допомогою важеля передачі; натягує ланцюг розчіпного приводу, повертаючи валик підйомника. Маневровий локомотив має два таких приводів - до головного та хвостового автозчеплення.

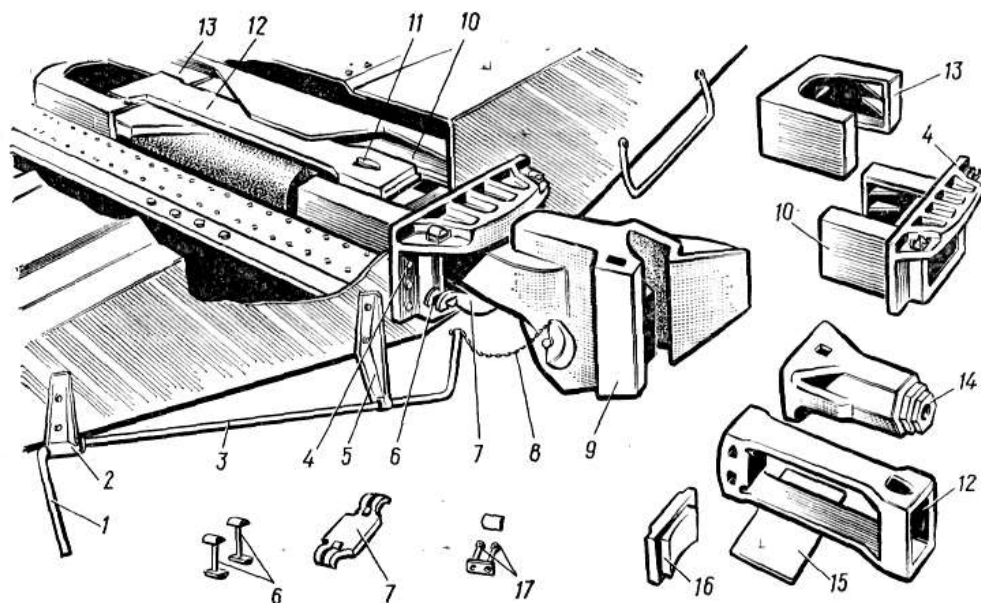


Рисунок 4.2 – Розміщення деталей автозчепного пристрою вагонного типу

1 - Розчіпний пристрій, 2 – кронштейн, 3 – важіль, 4- ударна розетка, 5 – підтримуючий кронштейн, 6 – маятникова підвіска, 7 – центруюча балочка, 8 – ланцюг, 9 – автозчеп, 10 – передній упор, 11 – клин тягового хомута, 12 – тяговий хомут, 13 – задній упор, 14 – поглинальний апарат, 15 – підтримуюча планка, 16 – упорна плита, 17 – болти кріплення клина тягового хомута

Ударно-центруючий прилад сприймає безпосередньо від корпусу автозчеплення великі стискаючі зусилля (викликають повне стиск поглинаючого апарату і деформації упрядного пристрою), а також повертає в центральне положення відхилений корпус. Прилад складається з ударної розетки 4, прикріпленої до кінцевій балці рами вагона, двох маятникових підвісок 6, що спираються на розетку, і центруючої балки 7, що спирається на підвіски і підтримує корпус автозчеплення. При боковому відхиленні корпус 9 разом з центруючою балкою трохи піднімається нагору, а після припинення дії бічної сили під впливом власної ваги повертається у вихідне нижнє (центральне) положення.

Упряжним пристроєм називається механізм, що забезпечує роботу поглинального апарату тільки в режимі стиснення, як при дії розтягуючих, так і стискаючих сил. Складові частини упряжного пристрою наведено на рис. 4.3.

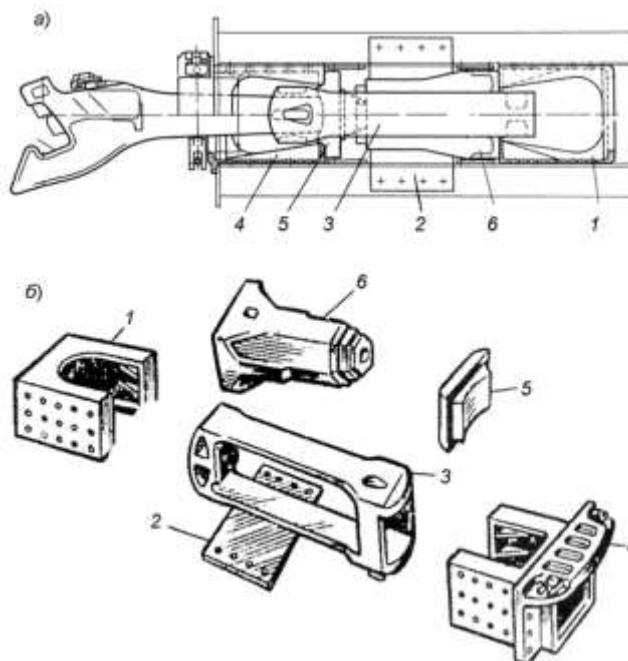


Рисунок 4.3 – Складові частини упряжного пристрою автозчепу СА-3:

а) схема автосцепного пристрою; б) складові частини упряжного пристрою;
1 - задні упорні кутники; 2 - планка; 3 - тяговий хомут; 4 - передні упорні кутники;
5 - упорна плита; 6 - поглинальний апарат

Упряжний пристрій складається з: тягового хомута 3; тягового клина (валика); упорної плити 5; передніх і задніх упорних косинців (упорів) 1 і 4; підтримуючої планки 2 з кріпленням до рами вагона.

Тяговий хомут призначений для передачі розтягуючого зусилля поглинальних апаратів. Він являє собою сталеву виливку, в головній частині якої є вікно для хвостовика корпусу автозчепу, вертикальні отвори для клина і припливи з отворами для проходу болтів, що підтримують клин. Головна частина тягового хомута з'єднана з його хвостовою частиною верхньої та нижньої тяговими смугами.

Тяговий клин з'єднує хвостовик автозчепу з тяговим хомутом і передає останньому розтяжне зусилля. Він має внизу заплечик, що запобігає вижимання клина вгору.

Упорна плита передає стискуюче зусилля від корпусу автозчепу поглинальних апаратів і розтяжне зусилля від поглинального апарату на передні упорні кутники та на раму вагона.

Упорна плита має прямокутну форму і циліндричне гніздо в середині, що полегшує повороти корпусу автозчеплення в горизонтальній площині і забезпечує центральну передачу зусилля.

Передні і задні упорні кутники є опорними частинами, які передають навантаження від упряжного пристрою на раму вагона. Через передні упорні кутники на раму вагона передаються розтягуючі зусилля, а через задні упорні кутники - стискаючі поздовжні навантаження.

Поглинаючий апарат призначений для забезпечення гасіння частини енергії удару, зменшення поздовжніх розтягуючих і стискаючих зусиль, які передаються через автозчеп на раму кузова.

При розтягуючих і стискаючих зусиллях поглинальний апарат працює в режимі стиснення, що спрощує його конструкцію і підвищує безпеку руху.

4.2 Розрахунок поглинаючого апарата

Вихідні дані:

Тип ПА	Кут нахилу, град.			Кут тертя, град.			Пружина	d, см	D, см	n _p , см	x, см	x _o , см
	α	β	γ	ρ ₁	ρ ₂	ρ ₃						
Ш-2-В	48	6	2	19	12	12	зовнішня	3,6	13,7	6,3	9	2
							внутрішня	2,0	7,5	10,75		

Модуль зсуву приймаємо $G=8 \cdot 10^4$ МПа.

Коефіцієнт передачі при стисненні поглинального апарату:

$$\psi_n = \frac{1 + \operatorname{tg}(\beta + \rho_3) \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho_1)}{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \rho_2) \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho_1)}, \quad (4.1)$$

де α, β, γ – кути нахилу робочих поверхонь фрикційних клинів;

ρ_1, ρ_2, ρ_3 – кут тертя робочих поверхонь фрикційних клинів.

$$\psi_n = \frac{1 + \operatorname{tg}(6^\circ + 12^\circ) \cdot \operatorname{tg}(2^\circ + 19^\circ)}{1 - \operatorname{tg}(48^\circ + 12^\circ) \cdot \operatorname{tg}(2^\circ + 19^\circ)} = 3,4,$$

Коефіцієнт передачі при віддачі поглинального апарату:

					033.175169.ДБР.000.ПЗ				Арк.
									46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$\psi_p = \frac{1 + \operatorname{tg}(\beta - \rho_3) \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \rho_1)}{1 - \operatorname{tg}(\alpha - \rho_2) \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \rho_1)}, \quad (4.2)$$

$$\psi_p = \frac{1 + \operatorname{tg}(6^\circ - 12^\circ) \cdot \operatorname{tg}(2^\circ - 19^\circ)}{1 - \operatorname{tg}(48^\circ - 12^\circ) \cdot \operatorname{tg}(2^\circ - 19^\circ)} = 1,2,$$

Коефіцієнт передачі при відсутності тертя:

$$i = \frac{1 + \operatorname{tg}\beta \cdot \operatorname{tg}\gamma}{1 - \operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}\gamma}, \quad (4.3)$$

$$i = \frac{1 + \operatorname{tg}6^\circ \cdot \operatorname{tg}2^\circ}{1 - \operatorname{tg}48^\circ \cdot \operatorname{tg}2^\circ} = 1,04,$$

Жорсткість кожної пружини поглинаючого апарату визначається по формулі:

- зовнішньої:

$$C_n = \frac{G \cdot d_n^4}{80 \cdot D_{\text{зов}}^3 \cdot n_p}, \quad (4.4)$$

- внутрішньої:

$$C_e = \frac{G \cdot d_e^4}{80 \cdot D_e^3 \cdot n_p}, \quad (4.5)$$

де G – модуль зсуву;

d – діаметр прутка пружини, см;

D – середній діаметр пружини, см;

n_p – кількість робочих витків пружини.

$$C_n = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 3,6^4}{80 \cdot 13,7^3 \cdot 6,3} = 10,4 \frac{\kappa H}{\text{см}},$$

$$C_e = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 2,0^4}{80 \cdot 7,5^3 \cdot 10,75} = 3,5 \frac{\kappa H}{\text{см}},$$

Загальна жорсткість пружин в поглинальному апараті складає:

- паралельно:

$$C = \sum_{i=1}^n c_i, \quad (4.6)$$

де n – кількість паралельно з'єднаних пружин,

$$C = 10,4 + 3,5 = 13,9 \frac{\kappa H}{\text{см}},$$

					033.175169,ДБР.000.ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зусилля при стисненні поглинального апарату:

- на початку стиснення:

$$T_A = \psi_n \cdot i \cdot C \cdot x_0, \quad (4.7)$$

де x_0 – величина первинної зтяжки апарату, см.

$$T_A = 3,4 \cdot 1,04 \cdot 13,9 \cdot 2 = 98 \text{ кН},$$

- в кінці стиснення:

$$T_B = \psi_n \cdot i \cdot C \cdot (x + x_0), \quad (4.8)$$

де x – величина стиснення апарату під дією зовнішньої сили, см.

$$T_B = 3,4 \cdot 1,04 \cdot 13,9 \cdot (9 + 2) = 541 \text{ кН},$$

Зусилля при віддачі поглинального апарату:

- на початку віддачі:

$$T_C = \psi_p \cdot i \cdot C \cdot (x + x_0), \quad (4.9)$$

$$T_C = 1,2 \cdot 1,04 \cdot 13,9 \cdot (9 + 2) = 191 \text{ кН},$$

- в кінці віддачі:

$$T_E = \psi_p \cdot i \cdot C \cdot x_0 \quad (4.10)$$

$$T_E = 1,2 \cdot 1,04 \cdot 13,9 \cdot 2 = 35 \text{ кН},$$

По розрахованим даним зусиль при стисненні і віддачі поглинального апарату будуюмо силову характеристику (рисунок 4.4).

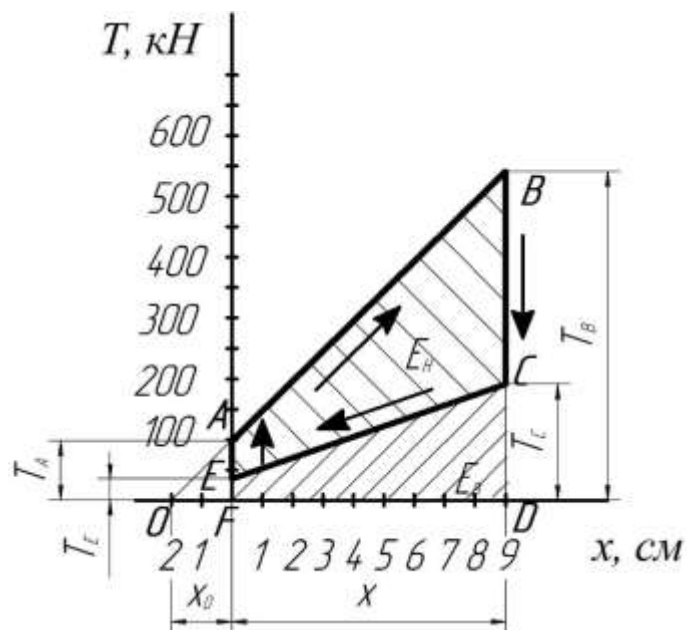


Рисунок 4.4 - Силова характеристика поглинального апарату типу Ш-2-В

Енергоємність E поглинального апарату визначається площею фігури ABDF (рисунок 4.4), тобто:

$$E = \frac{T_A + T_B}{2} \cdot x, \quad (4.11)$$

$$E = \frac{98 + 541}{2} \cdot 0,09 = 29 \text{ кДж},$$

Енергія віддачі E_0 – це площа фігури ECDF (рисунок 4.4):

$$E_0 = \frac{T_E + T_C}{2} \cdot x; \quad (4.12)$$

$$E_0 = \frac{35 + 191}{2} \cdot 0,09 = 10 \text{ кДж},$$

Енергія E_H , яку незворотно поглинає поглинальний апарат, визначається площею фігури ABCE (рис.9.1):

$$E_H = E - E_0, \quad (4.13)$$

$$E_H = 29 - 10 = 19 \text{ кДж},$$

Коефіцієнт незворотного поглинання енергії поглинального апарату:

$$\eta = 1 - \frac{\psi_p}{\psi_H}, \quad (4.14)$$

$$\eta = 1 - \frac{1,2}{3,4} = 0,65.$$

Розрахували енергоємність поглинального апарату, яка склала 29 кДж і коефіцієнт незворотного поглинання енергії – 0,65, який вище мінімально допустимого значення. Енергоємність поглинального апарата можливо збільшити збільшенням жорсткості пружин поглинального апарату, а також збільшенням ходу. За розрахунковими даними побудовано силову характеристику.

4.3 Розрахунок корпусу автозчепу на міцність

Розрахуємо корпус автозчепу на міцність при дії розтягуючої сили $T_p = 2,5 \text{ МН}$ в розрізах II-II і V-V. Для визначення напружень у великому і малому зубах розглядають сили впливу автозчепів на тягових поверхнях контуру зчепу. При цьому сили вважають зосередженими та додані в центрі ваги, які взаємодіють.

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

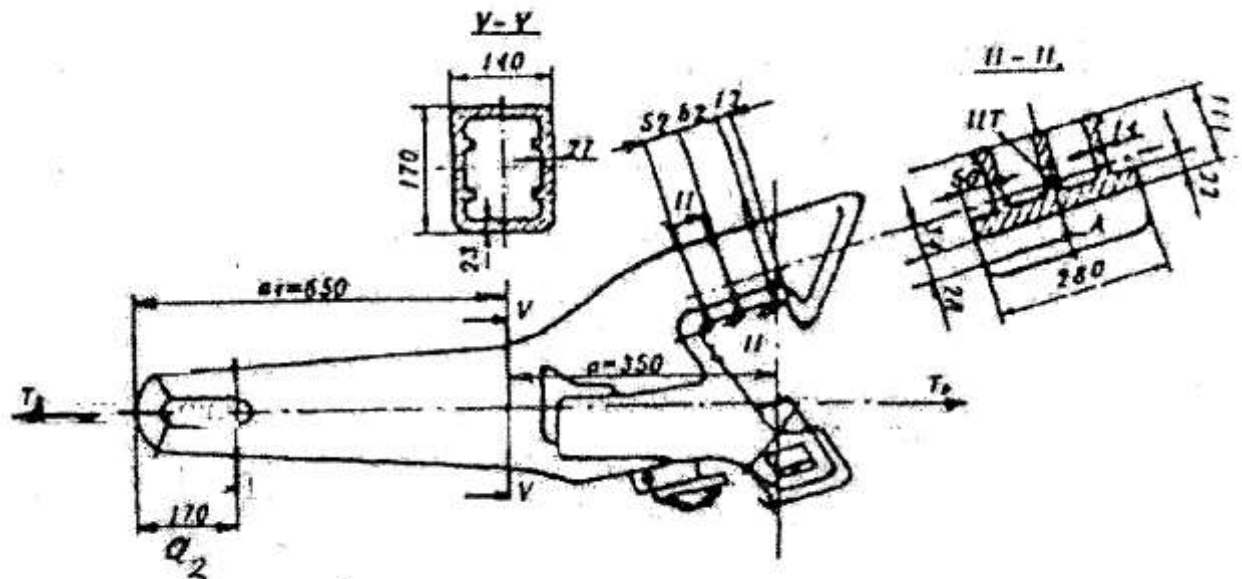


Рисунок 4.5 - Розрахункова схема корпусу автозчепу на міцність

Напруження в перетині II-II:

З урахуванням сил тертя при коефіцієнті тертя при μ умова рівноваги приймає вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum P_x = R_1 \cdot (\sin \alpha_1 + \mu \cdot \cos \alpha_1) + R_2 \cdot (\cos \alpha_2 + \mu \cdot \sin \alpha_2) + R_3 \cdot (\cos \alpha_3 + \mu \cdot \sin \alpha_3) = T_p; \\ \sum P_y = R_1 \cdot (\mu \cdot \sin \alpha_1 - \cos \alpha_1) + R_2 \cdot (\sin \alpha_2 - \mu \cdot \cos \alpha_2) + R_3 \cdot (\sin \alpha_3 - \mu \cdot \cos \alpha_3) = 0, \\ \sum M_0 = R_2 \cdot [(\cos \alpha_2 + \mu \cdot \sin \alpha_2) \cdot y_2 - (\sin \alpha_2 - \mu \cdot \cos \alpha_2) \cdot x_2] - \\ - R_3 \cdot [(\cos \alpha_3 + \mu \cdot \sin \alpha_3) \cdot y_3 - (\sin \alpha_3 - \mu \cdot \cos \alpha_3) \cdot x_3] = 0 \end{array} \right.$$

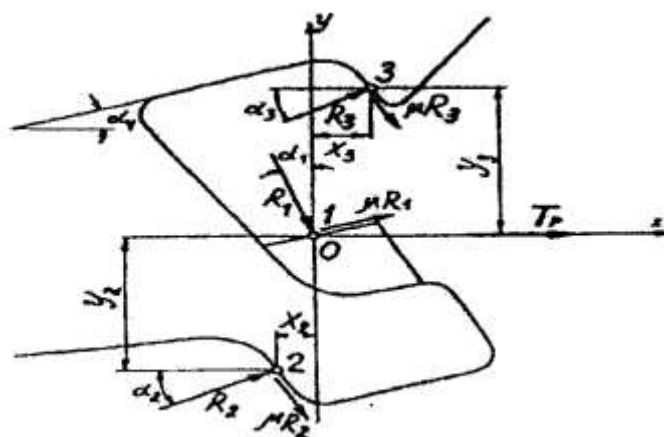


Рисунок 4.6 - Схема дії сил в контурі зачеплення автозчепу при розтягуванні

Для стандартного контуру зчеплення:

$$\alpha_1 = 15^\circ; \alpha_2 = \alpha_3 = 30^\circ; \alpha_4 = 18; \mu = 0,4; x_2 = x_3 = 25 \text{ мм}; y_2 = y_3 = 119 \text{ мм};$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 0,645 \cdot R_1 + 1,066 \cdot R_2 + 1,066 \cdot R_3 = 2,5; \\ -0,862 \cdot R_1 + 0,154 \cdot R_2 + 0,154 \cdot R_3 = 0; \\ R_2 \cdot [1,067 \cdot 119 - 0,154 \cdot 25] - R_3 \cdot [1,067 \cdot 119 - 0,154 \cdot 25] = 0; \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 0,645 \cdot R_1 + 1,066 \cdot R_2 + 1,066 \cdot R_3 = 2,5; \\ -0,862 \cdot R_1 + 0,154 \cdot R_2 + 0,154 \cdot R_3 = 0; \\ R_2 = R_3; \end{array} \right. \quad (4.15)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 0,645 \cdot R_1 + 2,132 \cdot R_2 = 2,5; \\ -0,862 \cdot R_1 + 0,308 \cdot R_2 = 0; \end{array} \right.$$

Рішаючи дану систему, отримаємо:

$$R_1 = \frac{0,308}{0,862} \cdot R_2 = 0,357 \cdot R_2; \quad (4.16)$$

$$0,645 \cdot 0,357 \cdot R_2 + 2,132 \cdot R_2 = 2,5,$$

$$0,23 \cdot R_2 + 2,132 \cdot R_2 = 2,5,$$

$$R_2 = \frac{2,5}{2,362} = 1,06 \text{ кН},$$

$$R_1 = 0,357 \cdot 1,06 = 0,378 \text{ кН},$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R_2 = R_3 = 1,06 \text{ кН} = 1060 \text{ НН}, \\ R_1 = 0,378 \text{ кН} = 378 \text{ НН}. \end{array} \right.$$

Згинаючий момент в перетині II-II складає:

$$M_p = R_3 \cdot 5,9 - R_3 \cdot \mu \cdot 1,2 = R_3 \cdot (5,9 - 0,4 \cdot 1,2) = 1060 \cdot (5,9 - 0,4 \cdot 7,4) = 3116,4 \quad (9.3)$$

Визначаємо напруження в перетині II - II:

$$\sigma = \pm \frac{M_p}{W} + \frac{R_3 \cdot [\cos(\alpha_3 - \alpha_4) + \mu \cdot \sin(\alpha_3 - \alpha_4)]}{F}; \quad (4.17)$$

де W , F -момент опору і площа поперечного перетину відповідно:

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

$$W_{II} = 410,53 \text{ см}^3; F_{II} = 98,98 \text{ см}^2.$$

Для визначення згинаючого моменту звертаємося до схеми:

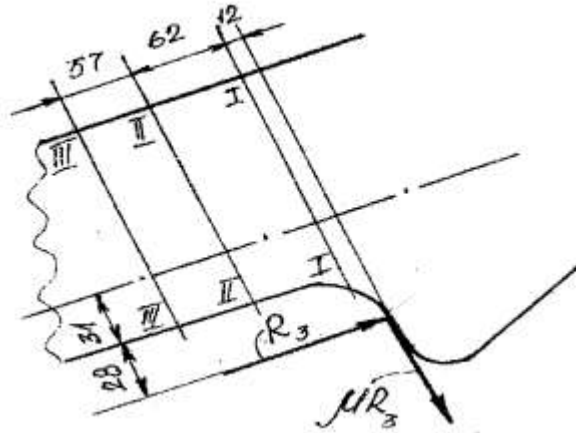


Рисунок 4.7 - Схема для визначення згинаючого моменту в перетині II

$$\sigma = \pm \frac{3116,4}{410,53} + \frac{1060 \cdot [\cos(30^\circ - 18^\circ) + 0,4 \cdot \sin(30^\circ - 18^\circ)]}{98,98} = \pm 7,6 + 11,3 =$$

$$\begin{cases} -3,7 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} = -37 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2}; \\ 18,9 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} = 189 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2}; \end{cases}$$

Для сталі марки 20Г1ФЛ мінімальна межа плинності $\sigma_T = 400 \text{ МПа}$, т.б. міцність корпусу автозчепу в перетині II-II достатня.

Напруга в перетині V-V:

Напружений стан хвостовика корпусу автозчеплення оцінюється при дії поздовжньої сили розтягування при ексцентриситеті цих сил $e = 50 \text{ мм}$.

Напруга в перетині V визначається за формулою:

$$\sigma_p = \pm \sigma_m + \sigma_N \leq [\sigma_T], \quad (4.18)$$

$$\sigma_m = \frac{T_p \cdot e_V}{W_V}, \quad (4.19)$$

де $W_V = 461,43 \text{ см}^3$.

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

$$e_V = \frac{c \cdot a_2}{a + a_1} \quad (4.20)$$

$$c = \frac{e}{2} = \frac{50}{2} = 25 \text{ мм},$$

де a_1, a_2 – відстань до розрахункового перетину V, $a_1 = 650$ мм, $a_2 = 170$ мм;

a – відстань між перетином V і точкою O, $a = 350$ мм;

$[\sigma_T]$ – допустима напруга.

$$e_V = \frac{25 \cdot 650}{350 + 650} = 16,25 \text{ мм},$$

$$\sigma_M = \pm \frac{2,5 \cdot 1,625}{461,43} = \pm 0,0088 \cdot 10^4 \text{ МПа} = \pm 88 \text{ МПа},$$

$$\sigma_N = \frac{T_p}{F_V} \quad (4.21)$$

$$\sigma_N = \frac{2,5}{131,36} = 0,0190 \cdot 10^4 = 190 \text{ МПа},$$

$$\sigma_p = +88 + 190 = 278 \text{ МПа},$$

$$\sigma_p = -88 + 190 = 102 \text{ МПа}$$

Отримані напруження не перевищують допустимі значення для сталі марки 20Г1ФЛ з мінімальною границею плинності $\sigma_T = 400 \text{ МПа}$.

					033.175169,ДБР.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

ВИСНОВКИ

В дипломному проекті була розглянута платформа моделі 23-4000. Були розглянуті наступні розділи:

- опис вагона – прототипу.
- вписування вагона в габарит (методика розрахунків).
- побудова вертикальної габаритної рамки.
- розрахунок навантажень, які діють на вагон. В цьому розділі були виконані розрахунки сил, що діють на вагон, а саме відцентрової, рівнодіючої, бокової сили.
- розрахунок вісі колісної пари. Розраховані діаметри шийки, підматочинної частини і середини осі менше допустимих діаметрів.

Для шийки $110 \text{ мм} < 130 \text{ мм}$.

Для підматочинної частини $181 \text{ мм} < 194 \text{ мм}$.

Для середини вісі $153 \text{ мм} < 165 \text{ мм}$.

- розрахунок міцності надресорної балки візка. Максимальні сумарні напруження в I-I і в II-II перетинах $\sigma_{I-I} = 118 \text{ МПа}$, $\sigma_{II-II} = 98 \text{ МПа}$, що виникають по середині балки (перетин I-I) та по ковзуну (перетин II-II) не перевищують $[\sigma] = 145 \text{ МПа}$. Вибираємо для надресорної балки сталь 20ГЛ.
- розрахунок ресорного підвішування візка. Отримали значення дотичних напружень та прогин, які не перевищують значення допустимого дотичного напруження $[\tau] = 1000 \text{ МПа}$ та допустимого прогину $[f] = 45-60 \text{ мм}$.
- розрахунок поглинаючого апарата. У цьому розділі був проведений розрахунок пружинно-фрикційного поглинаючого апарату типу Ш-2-В. За розрахунковими даними зусиль при стисненні і віддачі ПА побудована силова характеристика.

Спроектована платформа придатна до експлуатації, всі вибрані та розраховані параметри задовольняють допустимі значення.

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

ЛІТЕРАТУРА

1. Лукин В.В. Вагони / В.В. Лукин. – М.: Транспорт, 1988. – 280 с.
2. Шадур Л.А. Вагони / Л.А. Шадур Л.А. – М.: Транспорт, 1980. – 433с.
3. Методичні вказівки № 708 “Автозчепи рухомого складу залізниць.” Пастернак Н.А., Безовська Л.П., Дн-ськ, 2002, 34с.
4. Методичні вказівки № 664 “Поглиналильні апарати рухомого складу залізниць.” Пастернак Н.А., Пуларія А.Л., Безовська Л.П., Дн-ськ, 2002, 32с.
- 5 Методичні вказівки до лабораторних занять № 745 “Вписування вагона в габатит” та “Сили, що діють на вагон.” Мурадян Л.А., Безовська Л.П., В.О.Кушнір, Дн-ськ, 2006, 15 с.
- 6 Методичні вказівки № 1453 “Техніко-економічні параметри вагонів” Пуларія А.Л., Ківішева А.В., Дн-ськ, 2014, 17с.
- 7 Методичні вказівки № 943 «Вагони магістральні та промислового транспорту». Пастернак Н.А., Безовська Л.П., Соборницька В.В., Днепропетровск, 2006-27с.
- 8 Циган Б. Г., Циган А. Б. Вагонобудування конструкції (виготовлення, модернізація, ремонт). – Кременчуг, 2004. – 751 с.
- 9 Приходько В. И. Комплексная механизация и автоматизация производства сварных конструкций в вагоностроении. Т.П. – Полтава, 1999. – 427с.
- 10 Інструкція з огляду, обстеження, ремонту та формування вагонних колісних пар: Затв.: Наказ Укрзалізниці № 067-Ц від 01.04.05/ПКТБ.-К., 2006. -
102 с.
- 11 Інструкція з експлуатації та ремонту вагонних букс з роликовими підшипниками: Затв.: Наказ Укрзалізниці № 524-ЦЗ від 14.11.03/ПКТБ.-К., 2004.-158 с.
- 12 Колісні пари вантажних вагонів. Правила технічного обслуговування, ремонту та формування СТП 04-001:2015, затв наказ №483-Ц від 11.11.2015р.-К.-137с.

					033.175169.ДБР.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

13 Герасимов, В.С. Технологія вагонобудування та ремонту вагонів / В.С. Герасимов – 2-е видав., перероб. та доп. – М.: Транспорт, 1988. - 381 с.

14 Безценний, В. І. Технологія вагонобудування та ремонту вагонів / Безценний В. І. – М.: Транспорт, 1976. – 432 с.

15 Альбом. Автозчеп. Креслення автозчепного пристрою вагонів залізниць широкої колії. – М.: Транспорт, 1980 – 208 с.

16 Быков Б.В. Конструкція та ремонт автозчепного пристрою рухомого складу. – М.: Маршрут, 2005 – 47 с.

17 Погорілий Б. Г., Козлов Г. І. Пристрій та ремонт вагонів.– М.: Транспорт, 1982.

18 Дуканич, Г.І., Костенко Н.К. Огляд вагонів. – М.: Транспорт, 1997 – 159 с.

19 Голованов, В.Г., Ладигін В.І. Автозчеп. Пристрій, експлуатація та ремонт. – М.: Транспорт, 1956 – 325 с.

20 Коломийченко, В.В. Автозчепний пристрій рухомого складу залізниць. – М.: Транспорт, 2002 – 230 с.

					033.175169,ДБР.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

СПИСОК КРЕСЛЕНЬ

					033.175169,ДБР.000.ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

* ВПИСЫВАНИЕ ВАГОНА В ГАБАРИТ *

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

УСЛОВНОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ ГАБАРИТА:	
- КУЗОВА -	7
- ТЕЛЕЖЕК -	11
ПАРАМЕТР ПРОХОЖДЕНИЯ ГОРОД -	3
ТИП ВАГОНА -	1
ДЛИНА РАМЫ ВАГОНА, м -	22.00
БАЗА ВАГОНА, м -	17.75
КОЛИЧЕСТВО ОСЕЙ ВАГОНА -	4
БАЗА ОПОРНОЙ ТЕЛЕЖКИ, м -	1.85
БАЗА СОЕДИНИТЕЛЬНОЙ ВАЛКИ, м -	0.00
ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПОПЕРЕЧНЫЕ СМещения, мм	
- ВРХСМ ОТНОСИТЕЛЬНО КОЛЕСНОЙ ПАРЫ -	1.000
- РАМЫ ТЕЛЕЖКИ ОТНОСИТЕЛЬНО УОД. ПАРЫ -	3.600
- КУЗОВА ОТНОСИТ. РАМЫ ТЕЛЕЖКИ -	31.00
ПОВЫШЕНИЯ ЧАСТЕЙ ВАГОНА, мм:	
- ВРХСМ -	53.000
- РАМЫ ТЕЛЕЖКИ -	55.000
- КУЗОВА -	110

КООРДИНАТЫ ТОЧЕК СТРОИТЕЛЬНОГО ОЧЕРТАВНЕНИЯ, мм

НОМЕР ТОЧКИ	ГАБАРИТ		СТРОИТ. ОЧЕРТАВНЕНИЕ	
	КРЕНА	ВЫСОТА	КРЕНА	ВЫСОТА

КОНЦЕВЫЕ СЛУЧАИ КУЗОВА

ВЕРХНЯЯ ЗОНА				
0	0.0	5300.0	0.0	5300.0
1	700.0	5300.0	624.9	5300.0
2	1400.0	4500.0	1324.9	4500.0
3	1600.0	4250.0	1524.9	4250.0
4	1700.0	4000.0	1624.9	4000.0
5	1700.0	2500.0	1624.9	2700.0
6	1700.0	1270.0	1624.9	1380.0
7	1700.0	340.0	1624.9	450.0

НИЖНЯЯ ЗОНА				
0	1700.0	330.0	1624.9	440.0
1	1440.0	330.0	1364.9	440.0
2	1380.0	270.0	1304.9	380.0
3	1380.0	180.0	1304.9	210.0
4	960.0	100.0	999.3	210.0
5	960.0	110.0	999.3	220.0
6	910.0	125.0	870.7	235.0
7	810.0	130.0	870.7	240.0
8	720.0	130.0	759.3	240.0
9	720.0	140.0	759.3	250.0
10	540.0	140.0	579.3	250.0
11	540.0	115.0	579.3	225.0
12	115.0	115.0	154.3	225.0
13	115.0	100.0	154.3	210.0
14	0.0	100.0	0.0	210.0

ДЕТАЛИ, ОБУСЛАВЛИВАЮЩИЕСЯ В ИНТЕРВАЛ 718,5 ... 871,5 мм

ДЕТАЛИ НЕ МОГУТ ОПУСКАТЬСЯ В УКАЗАННЫЕ ИНТЕРВАЛЫ

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

033.175169.ДБР.000.ПЗ

Арк.

58

КООРДИНАТЫ ТОЧЕК СТРОИТЕЛЬНОГО ОЧЕРТАНИЯ, мм

НОМЕР ТОЧКИ	ГАБАРИТ		СТРОИТ. ОЧЕРТАНИЕ	
	ШИРИНА	ВЫСОТА	ШИРИНА	ВЫСОТА

СРЕДНЕЕ СЕЧЕНИЕ КУЗОВА

ВЕРХНЯЯ ЗОНА				
0	0.0	5300.0	0.0	5300.0
1	700.0	5300.0	645.5	5300.0
2	1400.0	4500.0	1345.5	4500.0
3	1600.0	4250.0	1545.5	4250.0
4	1700.0	4000.0	1645.5	4000.0
5	1700.0	2600.0	1645.5	2710.0
6	1700.0	1270.0	1625.0	1380.0
7	1700.0	340.0	1625.0	450.0

НИЖНЯЯ ЗОНА				
0	1700.0	330.0	1645.5	440.0
1	1440.0	330.0	1385.5	440.0
2	1380.0	270.0	1325.5	380.0
3	1380.0	100.0	1325.5	210.0
4	960.0	100.0	978.5	210.0
5	960.0	110.0	978.5	220.0
6	910.0	125.0	891.5	235.0
7	910.0	130.0	891.5	240.0
8	720.0	130.0	738.5	240.0
9	720.0	140.0	738.5	250.0
10	540.0	140.0	558.5	250.0
11	540.0	115.0	558.5	225.0
12	115.0	115.0	133.5	225.0
13	115.0	100.0	133.5	210.0
14	0.0	100.0	0.0	210.0

ДЕТАЛИ, ОПУСКАЮЩИЕСЯ В ИНТЕРВАЛ 716,5 ... 871,5 мм

ДЕТАЛИ НЕ МОГУТ ОПУСКАТЬСЯ В УКАЗАННЫЙ ИНТЕРВАЛ

КООРДИНАТЫ ТОЧЕК СТРОИТЕЛЬНОГО ОЧЕРТАНИЯ, мм

НОМЕР ТОЧКИ	ГАБАРИТ		СТРОИТ. ОЧЕРТАНИЕ	
	ШИРИНА	ВЫСОТА	ШИРИНА	ВЫСОТА

НАПРАВЛЕННОЕ (ИЛИ ВОЗВРАТНОЕ) СЕЧЕНИЕ КУЗОВА

ВЕРХНЯЯ ЗОНА				
0	0.0	5300.0	0.0	5300.0
1	700.0	5300.0	645.5	5300.0
2	1400.0	4500.0	1345.5	4500.0
3	1600.0	4250.0	1545.5	4250.0
4	1700.0	4000.0	1645.5	4000.0
5	1700.0	2600.0	1645.5	2710.0
6	1700.0	1270.0	1625.0	1380.0
7	1700.0	340.0	1625.0	450.0

НИЖНЯЯ ЗОНА				
0	1700.0	330.0	1645.5	440.0
1	1440.0	330.0	1385.5	440.0
2	1380.0	270.0	1325.5	380.0
3	1380.0	100.0	1325.5	210.0
4	960.0	100.0	978.5	210.0
5	960.0	110.0	978.5	220.0
6	910.0	125.0	891.5	235.0
7	910.0	130.0	891.5	240.0
8	720.0	130.0	738.5	240.0

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

033.175169.ДБР.000.ПЗ

Арк.

59

9	720.0	140.0	738.5	250.0
10	540.0	140.0	558.5	250.0
11	540.0	115.0	558.5	225.0
12	115.0	115.0	133.5	225.0
13	115.0	100.0	133.5	210.0
14	0.0	100.0	0.0	210.0
ДЕТАЛИ, ОПУСКАЮЩИЕСЯ В ИНТЕРВАЛ 718,5 ... 871,5 мм				
1		130.0	754.6	240.0
2		0.0	754.6	110.0
3		0.0	835.4	110.0
4		140.0	835.4	250.0

РАМА ТЕЛЕЖКИ В ЖЕЛАЗНОМ СЕЧЕНИИ

НИЖНЯЯ ЗОНА				
✓ 0	1700.0	295.0	✓ 1645.5	350.0
✓ 1	1440.0	295.0	✓ 1385.5	350.0
✓ 2	1380.0	235.0	✓ 1325.5	290.0
✓ 3	1380.0	65.0	✓ 1325.5	120.0
✓ 4	960.0	65.0	✓ 978.5	120.0
✓ 5	960.0	95.0	✓ 978.5	150.0
✓ 6	910.0	110.0	✓ 891.5	165.0
✓ 7	910.0	115.0	✓ 891.5	170.0
✓ 8	720.0	115.0	✓ 738.5	170.0
✓ 9	720.0	125.0	✓ 738.5	180.0
✓ 10	540.0	125.0	✓ 558.5	180.0
✓ 11	540.0	100.0	✓ 558.5	155.0
✓ 12	115.0	100.0	✓ 133.5	155.0
✓ 13	115.0	70.0	✓ 133.5	125.0
✓ 14	0.0	70.0	✓ 0.0	125.0
ДЕТАЛИ, ОПУСКАЮЩИЕСЯ В ИНТЕРВАЛ 718,5 ... 871,5 мм				
1		130.0	754.6	240.0
2		0.0	754.6	110.0
3		0.0	835.4	110.0
4		140.0	835.4	250.0

РАМА ТЕЛЕЖКИ В СЕЧЕНИИ ПО ОСИ КОЛ. ПАРЫ

НИЖНЯЯ ЗОНА				
0	1700.0	295.0	1645.5	350.0
1	1440.0	295.0	1385.5	350.0
2	1380.0	235.0	1325.5	290.0
3	1380.0	65.0	1325.5	120.0
4	960.0	65.0	978.5	120.0
5	960.0	95.0	978.5	150.0
6	910.0	110.0	891.5	165.0
7	910.0	115.0	891.5	170.0
8	720.0	115.0	738.5	170.0
9	720.0	125.0	738.5	180.0
10	540.0	125.0	558.5	180.0
11	540.0	100.0	558.5	155.0
12	115.0	100.0	133.5	155.0
13	115.0	70.0	133.5	125.0
14	0.0	70.0	0.0	125.0
ДЕТАЛИ, ОПУСКАЮЩИЕСЯ В ИНТЕРВАЛ 718,5 ... 871,5 мм				
1		130.0	754.6	240.0
2		0.0	754.6	110.0
3		0.0	835.4	110.0
4		140.0	835.4	250.0

БУСЫ И УКРЕПЛЕНИЯ НА НИХ ДЕТАЛИ

НИЖНЯЯ ЗОНА				
0	1700.0	295.0	1647.5	348.0
1	1440.0	295.0	1387.5	348.0

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

033.175169.ДБР.000.ПЗ

Арк.

60