

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ РУХУ
СІДЕЛЬНОГО АВТОПОЇЗДА

ЗМІСТ

	стор
ВСТУП	3
1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ РОЗРАХУНКОВИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДІВ	5
1.1. Технічна характеристика автопоїзда DAF XF-95 + Fliegl SDS-350	5
1.2. Аналіз існуючих розрахункових моделей	8
Висновки до першого розділу	11
2. ВИЗНАЧЕННЯ СТУПЕНЯ ВПЛИВУ ЖОРСКОСТІ РАМИ НА КУТ КРЕНА НАПІВПРИЧЕПУ	12
2.1. Послідовність моделювання рами напівпричепу з використанням пакету SolidWorks Simulation	12
2.2. Обґрунтування характеру прикладання зовнішнього зусилля та обмежень з метою визначення жорсткості рами	13
2.3. Отримання характеристики жорсткості рами напівпричепу	21
2.4. Формування математичної моделі напівпричепу FLIEGL SDS-350 та визначення критичних швидкостей руху	24
Висновки до другого розділу	27
ВИСНОВКИ	28
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	29

ВСТУП

Стійкість руху є однією з найважливіших експлуатаційних властивостей автомобіля. В якості основних причин втрати поперечної стійкості сидельних автопоїздів можуть бути: раптове відхилення від курсу, що поєднане з інтенсивним гальмуванням і великою початковою швидкістю руху; надмірна швидкість під час проходження повороту; переміщення вантажу, що призведе до виникнення аварій зі значними матеріальними та людськими втратами. Найбільш розповсюдженим видом аварій сидельних автопоїздів є саме перекидання, за довідками Департаменту статистики України у середньому з усіх летальних випадків при ДТП, що пов'язані з автопоїздами половина відноситься до пригод, пов'язаних з перекиданням.

У сучасних наукових працях різного рівня, що присвячені питанням дослідження стійкості руху автопоїздів щодо частини моделювання значних змін не спостерігається, тобто, як сидельний автопоїзд розглядався у вигляді напівпричепу окремо від сидельного тягача, так він і розглядається до сих пір, хоча спроби врахувати вплив на стійкість руху напівпричепу від сидельного тягача є, прикладанням відповідних реакцій до шворня напівпричепу. Основна ідея моделювання полягає у визначенні розташування осі крену напівпричепу в залежності від типу підвіски та деформації шин.

Але, в останні роки у своїх роботах щодо дослідження стійкості руху автопоїздів вчені переходять до використання засобів імітаційного моделювання за допомогою таких пакетів як Adams/Car, TruckSim, UM та ін. Таке моделювання представляє процес конструювання на ЕОМ моделі складної реальної системи, яка функціонує у часі, та дозволяє зрозуміти поведінку системи в різних умовах.

Можна відмітити роботи наступних науковців: Д. А. Антонова, В. П. Сахно, М. А. Подригало, Г. А. Смірнова, А. М. Петренко, А. П. Полякова, М. С. Гречанюка, D. Sebon, Sharp і Pan та ін.

Актуальність теми. Перспективним вважається перехід до використання мехатронних систем для керування агрегатами, вузлами та системами транспортних засобів, до яких відноситься система підресорювання. Динамічна зміна крутильної жорсткості систем підресорювання залишається актуальною задачею в світі. На ефективність створення таких систем великий вплив здійснює якість розрахункових моделей, що використовуються на початкових стадіях проектування транспортних засобів. Ефективність моделювання робочого процесу систем автомобілів оцінюється точністю та швидкістю розрахунків, складністю моделювання, пристосованістю до комп'ютерної реалізації.

Мета роботи. Удосконалити розрахункову модель для визначення параметрів поперечної стійкості руху сидельного автопоїзду, враховуючи крутильну жорсткість рами напівпричепу.

Завдання роботи:

- на основі критичного аналізу існуючих розрахункових моделей для визначення поперечної стійкості сидельних автопоїздів визначити перспективи ускладнення моделювання, за рахунок чого;
- запропонувати методику визначення крутильної жорсткості рами напівпричепу, дослідити рівень важливості врахування цього параметру при моделюванні поперечної стійкості автопоїзду.

Об'єкт дослідження. Стійкість руху дволанкового сидельного автопоїзда.

Предмет дослідження. Вплив крутильної жорсткості рами на параметри поперечної стійкості зчленованого автотранспортного засобу.

Новизна роботи. Набула подальшого розвитку розрахункова модель поперечної стійкості дволанкових сидельних автопоїздів, яка відрізняється від відомих врахуванням крутильної жорсткості напівпричепу.

РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ РОЗРАХУНКОВИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ
ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДІВ

1.1. Технічна характеристика автопоїзда DAF XF-95 + Fliegl SDS-350

Загальний вид сідельного тягача представлено на рис. 1.1. Основні параметри сідельного тягача DAF FT XF-95.430 представлені у табл. 1.1.

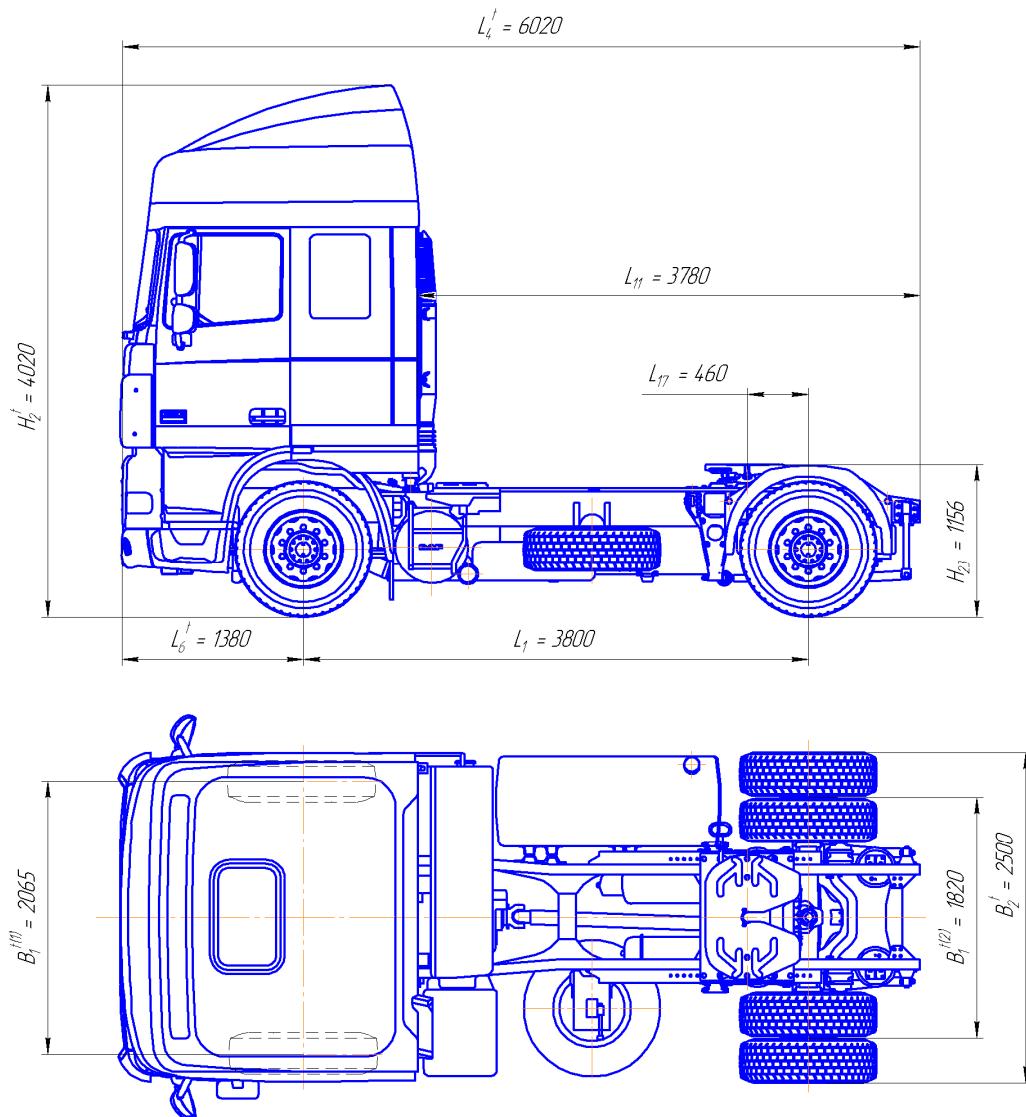


Рис.1.1. – Загальний вид сідельного тягача DAF FT XF-95.430.

Скорочена технічна характеристика сідельного тягача

№ з/п	Параметр		Позначення	Значення параметру
1	споряджена маса тягача, кг	загальна	m_o^t	7620
		на передню вісь	m_{o1}^t	5380
		на задню вісь	m_{o2}^t	2240
2	відстань від центру мас тягача спорядженою масою до, м	передньої опори (передній міст)	a_0^t	1,117
		задньої опори (задній міст)	b_0^t	2,683
3	максимально допустима маса тягача, кг	загальна	m_a^t	20910
		на передню вісь	m_{a1}^t	6989
		на задню вісь	m_{a2}^t	13921
4	Максимальна маса НП, яка дозволена на сідельно-зчпний пристрій, кг		$[m_{сзп}^t]$	13290
5	Максимальна швидкість КТЗ, км /год		V_{max}	85
6	Максимальна потужність двигуна при 1500-2000 хв ⁻¹ , кВт		N_{max}	315
7	Максимальна частота обертання колінчастого вала двигуна, хв ⁻¹		n_{max}	2300
8	Максимальний крутний момент при 1050-1500 хв ⁻¹ , Нм		M_{max}	1950
9	Марка шин		передній міст задній міст	385/65R22,5 315/70R22,5
10	Тиск у шинах переднього моста, МПа		P_{u1}	0,83
	Тиск у шинах заднього моста, МПа		P_{u2}	0,83
11	Найменше значення радіуса повороту тягача за слідом зовнішнього колеса, м		$R_{u1(min)}^{36}$	8,5
12	Фактор опору повітря для автопоїзда, Н·с ² /м ²		W	6,64

Напівпричіп Fliegl SDS-350, загальний вид якого представлено на рис. 1.2, є бортовим тентованим. Коротка технічна характеристика напівпричепу Fliegl SDS-350 представлена у табл. 1.2.

Скорочена технічна характеристика напівпричепу

№ з/п	Параметр		Позначення	Значення параметру
1	Вантажопідйомність , кг		m_e^{st}	27500
2	споряджена маса НП, кг	загальна	m_o^{st}	7500
		на шворінь	$m_{oC3П}^{st}$	1788
		на мости візка	$m_{o3}^{st} = m_{o4}^{st}$ $= m_{o5}^{st}$	1904
3	відстань від центра мас НП спорядженою масою до, м	передньої опори (СЗП)	a_0^{st}	5,766
		задньої опори (візок)	b_0^{st}	1,804
4	повна маса НП, кг	загальна	m_a^{st}	35000
		на шворінь	$m_{aC3П}^{st}$	11000
		на окремий міст візка	$m_{a3}^{st} = m_{a4}^{st}$ $= m_{a5}^{st}$	8000
5	Марка шин		–	385/65R22,5
6	Тиск у шинах , МПа		$P_{u3}^{st} = P_{u4}^{st}$ $= P_{u5}^{st}$	0,85
Масові параметри тягача у складі з некерованим НП спорядженою масою				
7	Загальна маса САП спорядженою масою		m_o^{tc}	15120
8	Маса сидельного тягача у складі з некерованим НП, що доводиться на, кг	передню опору (передній міст)	m_{o1}^t	5597
		задню опору (задній міст)	m_{o2}^t	3811
9	Відстань від центра мас сидельного тягача у складі з НП до, м	передньої опори (передній міст)	a_0^t	1,539
		задньої опори (задній міст)	b_0^t	2,261

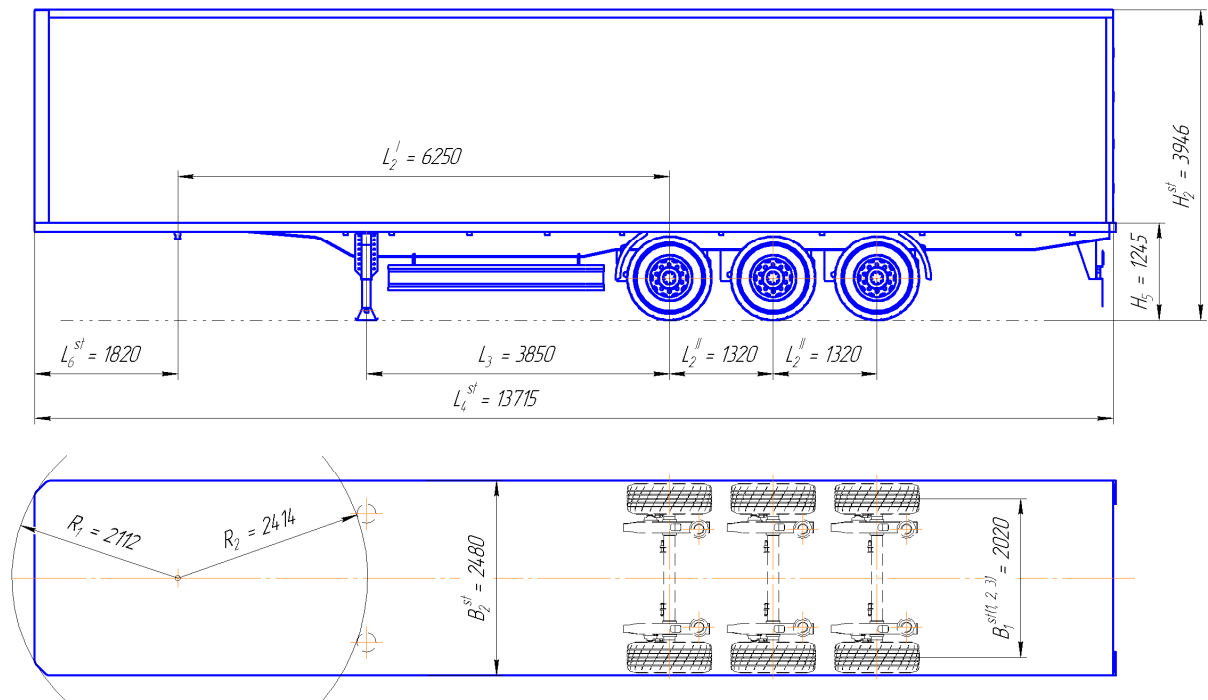


Рис.1.2. – Загальний вид напівпричепу Fliegl SDS-350.

1.2. Аналіз існуючих розрахункових моделей

Після розгляду критеріїв для оцінки стійкості руху було проведено огляд сучасних робіт та моделей, за допомогою яких проводять дослідження та визначають критерії стійкості руху автопоїздів:

Розрахункова модель М. С. Гречанюка

Згідно з [1], критична швидкість руху сидельного автопоїзда по перекиданню V_{KP} , при якій можливе перекидання напівпричепи сидельного автопоїзда визначається за формулою:

$$V_{KP} = \sqrt{\frac{gR[1 + B(0.6\chi_{i4} + 0.2\chi_{i3}) + \frac{0.6\chi_{i5}h_{C3II}}{\chi_{i5} + 1 - \chi_{i3}}]}{h_{III} + (h_{III} - h_{\mu j})[1 + \frac{h_{III} - h_{\mu j}}{(h_{\mu j} - h_{\mu j})^2}]}} \quad (1.1)$$

де χ_{i3} , χ_{i4} , χ_{i5} – коефіцієнти співвідношень масових факторів.

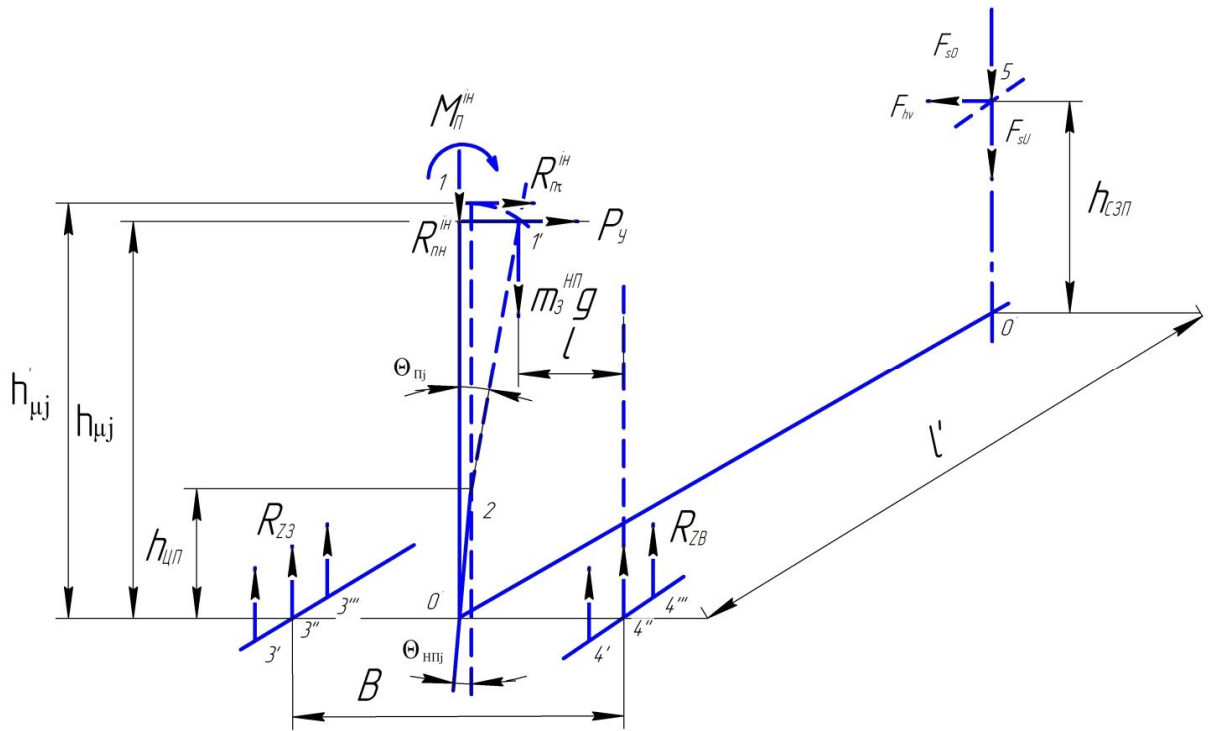


Рис. 1.3. Розрахункова схема сил, що діють на напівпричіп сідельного автопоїзда, з врахуванням поперечно-кутових коливань платформи напівпричепи і її нахилу на максимально можливий кут.

де, B – ширина колії сідельного автопоїзда, $h_{ЦП}$ – висота центра маси сідельного автопоїзда в положенні рівноваги, $h_{\mu j}$ – висота центра перекидання при j -му завантаженні, $h'_{\mu j}$ – висота центра маси сідельного автопоїзда при нахилі напівпричепи, $h_{СЗП}$ – висота точки зчипки на сідельно-зчіпному пристрої, l – відстань від центра мас до правого колеса середньої осі напівпричепи, $m^{HP} g$ – сила ваги напівпричепи, R_{ZB} , R_{Z3} – зведені реакції дорожнього покриття, які діють на колеса в момент максимального нахилу платформи напівпричепи, R_{nn}^{ih} , R_{nt}^{ih} – тангенційна і нормальна складова головного вектора сили інерції, Mn^{ih} – головний момент сили інерції; P_y – сила інерції, Θ_{HP} , $\Theta_{П}$ – кути крену підресорених та невідресорених мас, F_{sO} , F_{sU} , F_{hv} – горизонтальна та вертикальна сили, що виникають у сідельно-зчіпному пристрої.

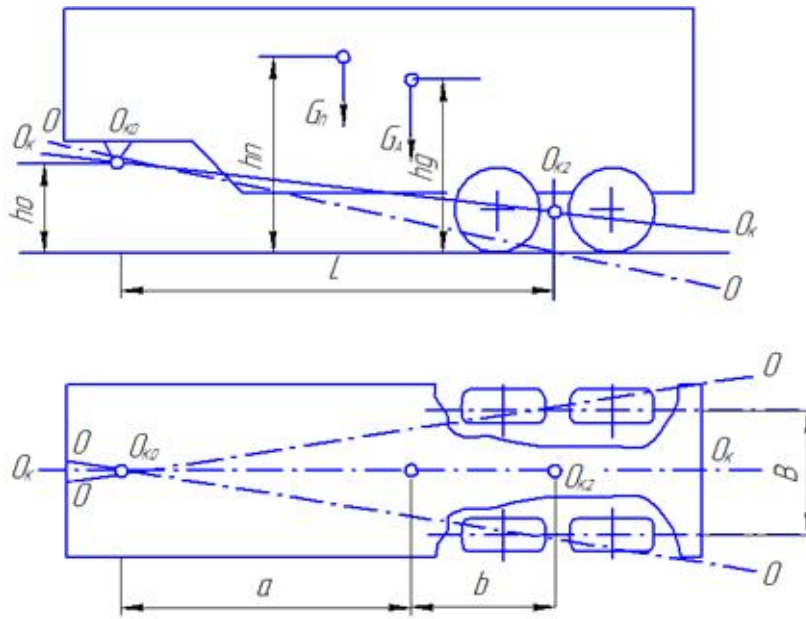


Рис.1.4. Схема трюхопорної конструкції ТЗ.

Лінія перекидання проходить через шарнір сідельного пристрою і точку на опорній поверхні коліс з боку ухилу дороги (косогору) на відстані бази L ТЗ. Віссю крену підресореної маси є пряма, що з'єднує шарнір опорно-зчіпного пристрою і центру крену заднього колісного ходу.

При куті нахилу косогору β і виключенні вітрового навантаження на ТЗ перекидання в бічному напрямку буде визначатися моментом від поперечної складової сили тяжіння. Кут поперечної стійкості визначається для напівпричепа і причепа відповідно без урахування впливу тягача і підкатного візка.

Для трюхопорної конструкції відновлюючий та перекидаючий моменти будуть рівні:

$$M_B = 0.5Bam_a \cos \beta / L - h_k \sin \beta_K m_{\Pi} \cos \beta \quad (1.2)$$

$$M_O = m_a \sin \beta (h_g - h_o b / L) \quad (1.3)$$

де B – колія, a - відстань від центра ваги ТЗ до опорно-зчіпного пристрою, m_a - повна маса ТЗ, L - база ТЗ, h_k - відстань центра ваги підресореною частини від осі крену (плече крену), β_K - кут крену підресореною частини, m_{Π} - підресорена маса, h_g - висота положення центра ваги ТЗ від опорної поверхні, h_o -

висота положення шворня від опорної поверхні, b - відстань від центра ваги ТЗ до заднього колісного ходу.

Формула для визначення критичної швидкості згідно [2]:

$$V_{KP} = 2.21 \sqrt{BR / [h_g + h_{KP}^2 m_{II} / (0.5 C_P B_P^2) + h_{III}^2 m_{II} / (0.5 C_{III} B^2) + m_a / C_{III}]} \quad (1.4)$$

де, h_{KP} , h_{III} - плече крену підресореної маси при деформації підвіски і шин відповідно; M_{II} - маса підресорена; C_P , B_P - жорсткість підвіски і база між пружними елементами відповідно; C_{III} , B - жорсткість шин і колія відповідно; m_A – повна маса ТЗ, R - радіус поворот [2].

З робіт, розглянутих вище, можна зробити висновок, що автори враховують загально прийняті сили, реакції та моменти, які діють на ТЗ, і згідно ним проводять визначення показників стійкості руху. Під час розгляду робіт наших вчених не було виявлено необхідної інформації, тому пошуки були розширені.

Висновки до першого розділу

Літературно-патентний огляд існуючих розрахункових моделей для дослідження поперечної стійкості сідельних автопоїздів дозволив сформулювати наступні висновки:

1. Існуючі моделі для дослідження стійкості руху сідельних автопоїздів значно спрощені, обмежуються тільки вивченням процесу втрати стійкості тільки напівпричепа окремо від сідельного тягача, що унеможлиблює отримання достовірних даних щодо параметрів втрати стійкості автопоїзда в цілому.

2. При дослідженні процесу втрати стійкості напівпричепа не враховується крутильна жорсткість його рами.

РОЗДІЛ 2

ВИЗНАЧЕННЯ СТУПЕНЯ ВПЛИВУ ЖОРСКОСТІ РАМИ НА КУТ КРЕНА НАПІВПРИЧЕПУ

2.1. Послідовність моделювання рами напівпричепу з використанням пакету SolidWorks Simulation

Етапи моделювання рами напівпричепу Fliegl SDS-350

1. Починаємо з моделювання рами напівпричепу.

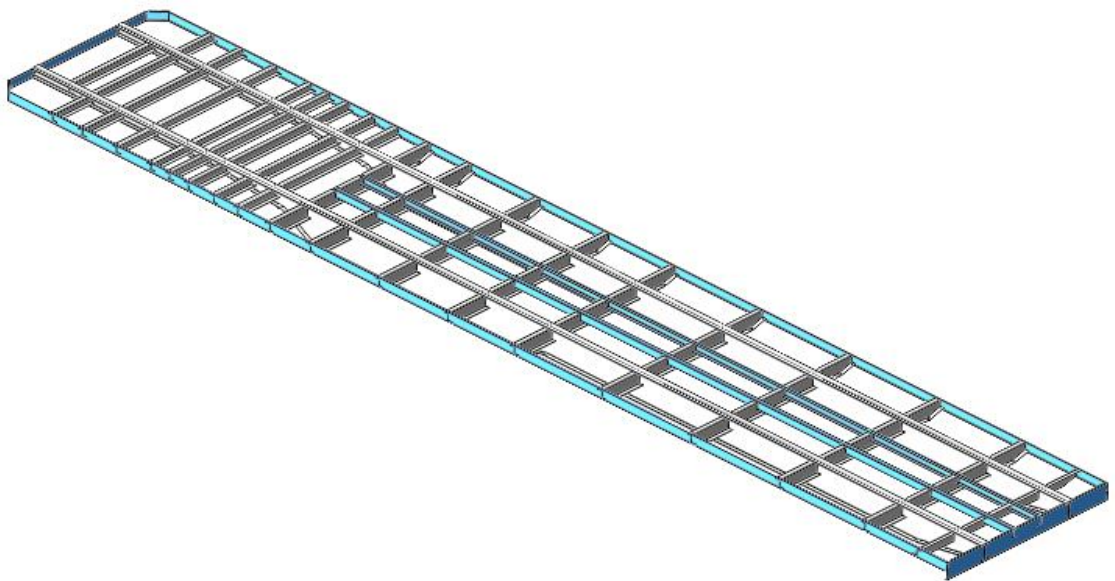


Рис. 2.1. Рама напівпричепу з лонжеронами, швелерами та поперечинами.

2. Приєднуємо інші елементи та вузли рами напівпричепу.

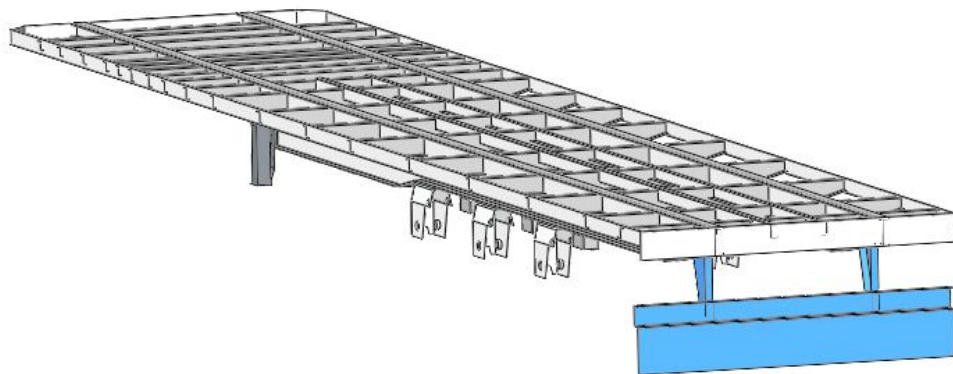


Рис. 2.2. Рама напівпричепу з відповідними кронштейнами та плитою кріплення до лонжеронів шворня.

2.2. Обґрунтування характеру прикладання зовнішнього зусилля та обмежень з метою визначення жорсткості рами

2.2.1. Визначення координат центра мас напівпричепу Fliegl SDS-350.

За допомогою відтвореної моделі напівпричепу в програмі Компас-3D, в якій були відтворені величини розподілу повної маси напівпричепу між опорними поверхнями (мостами та шворнем), було визначено координати центру мас напівпричепу відносно шворня:

Таблиця 2.1.

Координати розташування центра мас напівпричепу.

Найменування величини	координата, мм
Відстань від шворня до ЦМ по осі X	5191
Відстань від шворня до ЦМ по осі Y	737



Рис. 2.3. 3D- модель напівпричепу Fliegl SDS-350.

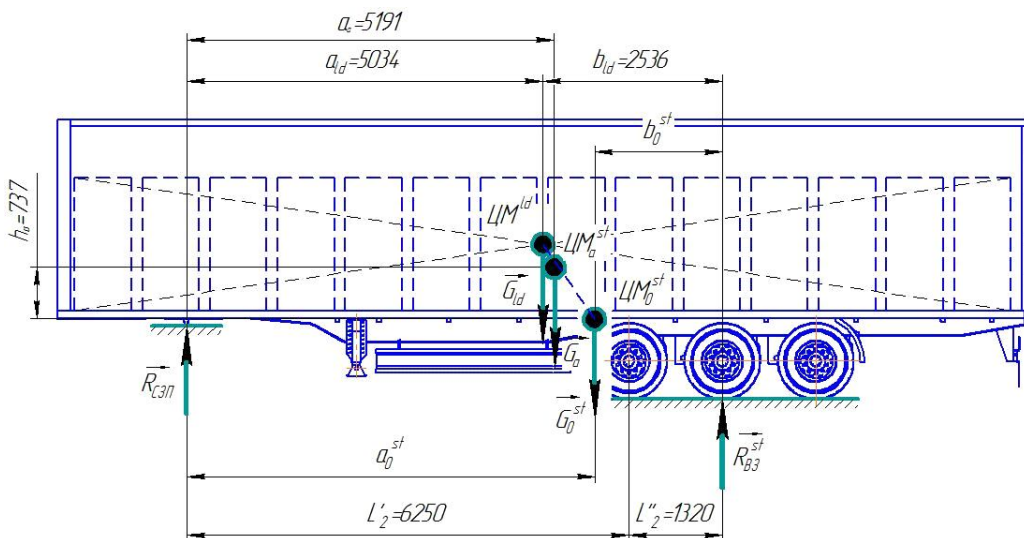


Рис. 2.4. Визначення координат центра мас.

де $R_{C3П}$ та R_{B3} – реакції, які виникають в опорних поверхнях, L'_2, L''_2 – відстань від шворня до першого та другого моста напівпричепу відповідно, G_{ld}, G_a, G_{ost} – сила ваги вантажу, повного напівпричепу та власної ваги відповідно, a – відстань від шворня до ЦМ по осі X , b – відстань від сумарної реакції мостів до ЦМ по осі X , h – відстань від шворня до ЦМ по осі Y .

2.2.2. Визначення сил, що діють на автопоїзд під час руху. Для визначення сил та їх значень, які виникають та діють на напівпричіп під час руху, було складено розрахункову схему та визначено параметри сталого руху автопоїзда по колу.

В якості оцінних параметрів сталого руху автопоїзда по колу приймемо наступні: кут складання автопоїзда (ψ); внутрішній та зовнішній габаритні радіуси автопоїзда ($R_{вг}, R_{зг}$); кути повороту лівого та правого коліс тягача (Θ_{1L}, Θ_{1R}); критичну швидкість руху автопоїзда за ковзанням (V_{cs}). В якості вихідного параметру для визначення зазначених величин приймемо кут повороту керма тягача (Θ_{sw}). Для визначення зазначених параметрів за точку відліку системи координат приймемо центр зчипки та складемо розрахункову схему (рис. 2.5, а), завдяки якій отримаємо відповідні вирази для аналітичного їх визначення.

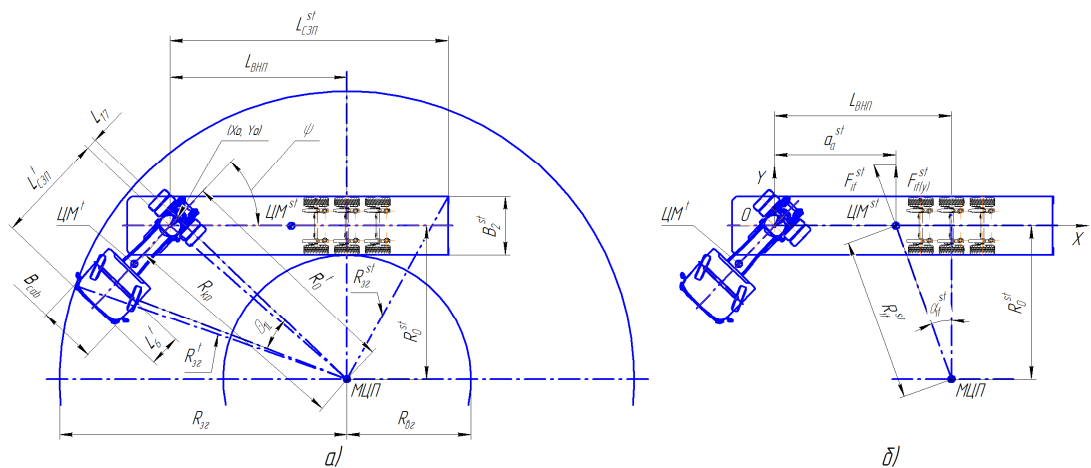


Рис. 2.5. Розрахункова схема для визначення параметрів сталого руху автопоїзда по колу:

- а – схема визначення радіусів, що характеризують маневреність автопоїзда;
- б – схема визначення інерційних складових системи.

Прийmemo наступні характерні положення кутового переміщення ланок автопоїзда: 1 – кутове положення тягача відносно напівпричепу, що забезпечує допустиме значення внутрішнього габаритного радіусу $R_{вг} = 5300$ мм; 2 – крайнє кутове положення тягача відносно напівпричепу, що відповідає максимальним значенням кутів повороту коліс тягача; 3 – положення тягача відносно напівпричепу при складанні на кут 90° . Визначимо параметри зазначених положень.

Тестування моделі виконаємо за умови повороту керма від нейтрального положення до максимально можливого положення ліворуч згідно з напрямком руху САП. Для того, щоб визначити кут повороту внутрішнього до миттєвого центру повороту САП колеса тягача (Θ_{1L}) для відповідного його характерного положення, визначимо довжину радіусу R_{0t} . Для цього необхідно знати координати центра ведучого моста тягача (X_0, Y_0) при відповідному складанні автопоїзда, що знаходиться на відстані L_{17} від центру зчїпки автопоїзда. Так як відрізок R_{0t} є дотичним до кола з радіусом L_{17} запишемо наступне рівняння для визначення координат його точок:

$$R_0^{st} = f(X_0) + f'(X_0) \cdot (L_{ВНП} - X_0) \quad (2.1)$$

Так як функція $f(X_0) = \sqrt{L_{17}^2 - X_0^2}$, то її похідна дорівнює:

$$f'(X_0) = \frac{-X_0}{\sqrt{L_{17}^2 - X_0^2}}, \text{ тоді перетворимо вираз 2.1 у:}$$

$$R_0^{st} = \sqrt{L_{17}^2 - X_0^2} - \frac{X_0}{\sqrt{L_{17}^2 - X_0^2}} \cdot (L_{ВНП} - X_0) \quad (2.2)$$

Після відповідних перетворень отримаємо вираз:

$$X_0 = \frac{(2 \cdot L_{17}^2 \cdot L_{ВНП}) - \sqrt{(2 - L_{17}^2 \cdot L_{ВНП})^2 + 4 \cdot ((R_0^{st})^2 + L_{ВНП}^2)} \cdot ((R_0^{st})^2 \cdot L_{17}^2 - L_{17}^4)}{2 \cdot ((R_0^{st})^2 + L_{ВНП}^2)} \quad (2.3)$$

Координату Y_0 та кут складання ψ визначимо за наступними формулами:

$$Y_0 = \sqrt{L_{17}^2 - X_0^2} \quad (2.4)$$

Довжину радіусу R_{0t} визначимо за формулою:

$$R_0^t = \sqrt{(L_{ВНП} - X_0)^2 + (R_0^{st} + B_2^{st}/2 - Y_0)^2}, \quad (2.5)$$

де $Y_0 = \sqrt{(L_{17})^2 - (X_0)^2}$ – Y-координата центра моста тягача.

Кут повороту внутрішнього до миттєвого центру повороту САП колеса тягача відповідно до радіусу R_{0t} визначимо за формулою:

$$\Theta_{IL(R)} = \arctg \left(\frac{L_1}{(R_0^t - B_1^{t(1)} / 2 + r_0^t)} \right). \quad (2.6)$$

Значення кутів повороту зовнішнього до миттєвого центру повороту САП колеса тягача та кутів повороту керма відповідно до внутрішнього кута Θ_{IL} визначимо за поліномами, отриманих експериментально. Результати розрахунків занесемо до табл. 2.2.

Таблиця 2.2.

Кути повороту коліс тягача для характерних положень САП

Положення	1	2
$L_{ВНП}$, мм	7570	7570
R_0^{st} , мм	6540	0
X_0 , мм	316	29
R_0^t , мм	9994	7556
Θ_{IL} , °	-22°43'	-29°47'
Θ_{SW} , °	-421	-558

Кут складання САП з некерованим НП, що відповідає максимальним значенням кутів повороту керованих коліс тягача, визначимо за формулою:

$$\psi_{\Theta_{max}}^t = 180 \cdot \arccos \left(\frac{X_0}{L_{17}} \right) / \pi = 180 \cdot \arccos \left(\frac{29}{460} \right) / 3,14 = 86^\circ 31' \quad (2.7)$$

Подальше збільшення кута складання ланок автопоїзда від значення $\psi_{\Theta_{max}}$ відносно граничного положення призведе до зміщення миттєвого центру повороту відносно центру зчипки у протилежному напрямку щодо повороту, у

зв'язку з чим, кути повороту керованих коліс тягача будуть зменшуватись, а рух напівпричепу буде у зворотному щодо тягача напрямку.

Надалі, визначимо оцінні параметри за режимом сталого руху автопоїзда по колу для вектора кутів повороту керма від мінімального значення $\Theta_{SW(\min)} = -60^\circ$ до максимального $\Theta_{SW} = -460^\circ$ з кроком 100° із включенням до вектора значень характерних положень САП (табл. 2.2).

Значення кутів повороту керованих коліс тягача у залежності від кутів повороту керма визначимо за поліномами.

Довжину радіусу R_{0t} визначимо за формулою:

$$R_0^t = \frac{2 \cdot L_l + tg(\Theta_{lL}) \cdot (2 \cdot r_0^t - B_l^{(1)})}{2 \cdot tg(\Theta_{lL})} \quad (2.8)$$

Отримавши миттєвий радіус повороту тягача R_{0t} визначимо радіус кола за яким переміщуватиметься МЦП тягача до перетинання з віссю нейтральної поворотності напівпричепу:

$$R_{kp} = \sqrt{(R_0^t)^2 + (L_{17})^2} \quad (2.9)$$

Точка перетинання й дасть МЦП автопоїзда, координати якої ($L_{ВНП}$, R_{0st}) визначаються розв'язанням системи рівнянь:

$$\begin{cases} a \cdot x + b = y; \\ x^2 + y^2 = (R_{kp})^2, \end{cases} \quad (2.10)$$

де а й в – постійні коефіцієнти рівняння осі нейтральної поворотності САП.

Для автопоїзда з некерованим напівпричепом у діапазоні кутів складання від $\psi_{t\ominus\min}$ до $\psi_{t\ominus\max}$, координата $L_{ВНП}$ є незмінною, визначається тільки координата МЦП R_{0st} за формулою:

$$R_0^{st} = \sqrt{(R_{kp})^2 - (L_{ВНП})^2} \quad (2.11)$$

Кут складання визначається за формулою:

$$\psi = \arctg\left(\frac{L_{ВНП}}{R_0^{st}}\right) - \arctg\left(\frac{L_{17}}{R_{kp}}\right) \quad (2.12)$$

Внутрішній габаритний радіус визначається за формулою:

$$R_{\text{вз}} = R_0^{\text{st}} - B_2^{\text{st}} / 2 \quad (2.13)$$

Окремо визначимо зовнішній габаритний радіус тягача $R_{\text{тзг}}$ та напівпричепу $R_{\text{стзг}}$. Зазначені радіуси визначимо за наступними формулами:

$$R_{\text{зс}}^{\text{t}} = \sqrt{\left(R_0^{\text{t}} + B_{\text{cab}} / 2 - R_{\text{rnd}}\right)^2 + \left(L_1 + L_6^{\text{t}} - 2 \cdot R_{\text{rnd}}\right)^2}, \quad (2.14)$$

$$R_{\text{зс}}^{\text{st}} = \sqrt{\left(R_0^{\text{st}} + B_2^{\text{st}} / 2 - R_{\text{rnd}}\right)^2 + \left(L_{\text{СЗП}}^{\text{st}} - L_{\text{ВНП}} - 2 \cdot R_{\text{rnd}}\right)^2}, \quad (2.15)$$

де: B_{cab} – габаритна ширина кабіни тягача (рис. 2.5, а);

$L_{\text{т6}}$ – передній звис тягача;

R_{rnd} – урахування округлення кабіни;

$L_{\text{СЗП}}$ – відстань від центру зчипки ланок автопоїзда до найбільш віддаленої від нього габаритної точки відповідної ланки САП.

Крім зазначених параметрів визначимо критичну швидкість руху автопоїзда та силу інерції, яка при цьому виникає.

Критична швидкість сталого криволінійного руху КТЗ за проковзуванням визначається за формулою:

$$V_{\text{cs}} = \sqrt{g \cdot R_{\text{if}}^{\text{st}} \cdot \varphi_y}, \quad (2.16)$$

де: $R_{\text{if}}^{\text{st}} = \sqrt{\left(R_0^{\text{st}}\right)^2 + \left(L_{\text{ВНП}} - a_a^{\text{st}}\right)^2}$ – відстань від миттєвого центру повороту КТЗ до центра мас напівпричепу повною масою (рис 2.5, б);

φ_y – коефіцієнт зчеплення шин з опорною поверхнею у поперечному напрямку.

Силу інерції у поперечній площині, що діє у центрі мас напівпричепу визначимо за наступною формулою:

$$F_{\text{if}(y)}^{\text{st}} = \frac{m_a^{\text{st}} \cdot V_{\text{cs}}^2}{R_{\text{if}}^{\text{st}}} \cdot \cos(\alpha_{\text{if}}^{\text{st}}) = m_a^{\text{st}} \cdot g \cdot \varphi_y \cdot \cos(\alpha_{\text{if}}^{\text{st}}), \quad (2.17)$$

де: m_a^{st} – повна маса напівпричепу, що конструктивно дозволяється.

$\alpha_{\text{if}}^{\text{st}} = \arctg\left(\left(L_{\text{ВНП}} - a_a^{\text{st}}\right) / R_0^{\text{st}}\right)$ – кут між лінією дії сили інерції та віссю

нейтральної поворотності.

Результати розрахунків занесемо до табл. 2.3, 2.4.

Таблиця 2.3.

Результуюча сила інерції напівпричепу (F_{if}^{st} , Н) в залежності від стану дорожнього покриття

коефіцієнт зчеплення шин з дорогою у поперечному напрямку, φ_y							
0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
сила інерції напівпричепу, F_{if}^{st} , Н							
34229	68459	102688	136917	171147	205376	239606	273835

У табл. 2.4 значення граничних швидкостей руху автопоїзда за втратою стійкості щодо зчеплення коліс напівпричепу з дорожньою поверхнею з некерованим напівпричепом і значень повороту керма -558° визначати не будемо, так як для зазначеного положення змінюється центр повороту напівпричепу (з центру зчипки до центру середнього моста НП).

Таблиця 2.4 .

Критична швидкість сталого руху САП по колу в залежності від стану дорожнього покриття

$\Theta_{sw}, ^\circ$						
-60	-160	-260	-360	-421	-460	-558
V_{cs} , км/год при $\varphi_y = 0,2$						
42,4	25,4	19,2	15,3	13,3	12,0	--
проекція сили інерції на вісь OY , $F_{if(y)}^{st}$, Н						
68420	68157	67528	66158	64348	62134	--
V_{cs} , км/год при $\varphi_y = 0,8$						
84,8	50,8	38,4	30,7	26,6	24,0	--
проекція сили інерції на вісь OY , $F_{if(y)}^{st} \cdot 10$, Н						
27368	27263	27011	26463	25739	24854	--

2.2.3. Обмеження та сили, які діють в напівпричепі під час криволінійного руху. Згідно [3], фіксація рами відбувалась лише закріпленням шворня. Насправді ж, не лише шворинь, а ще й плита під нього мають обмеження по переміщенню при русі автопоїзда, тому ми при виконанні дослідження в пакеті SolidWokrs Simulation ми проведемо фіксацію саме плити.

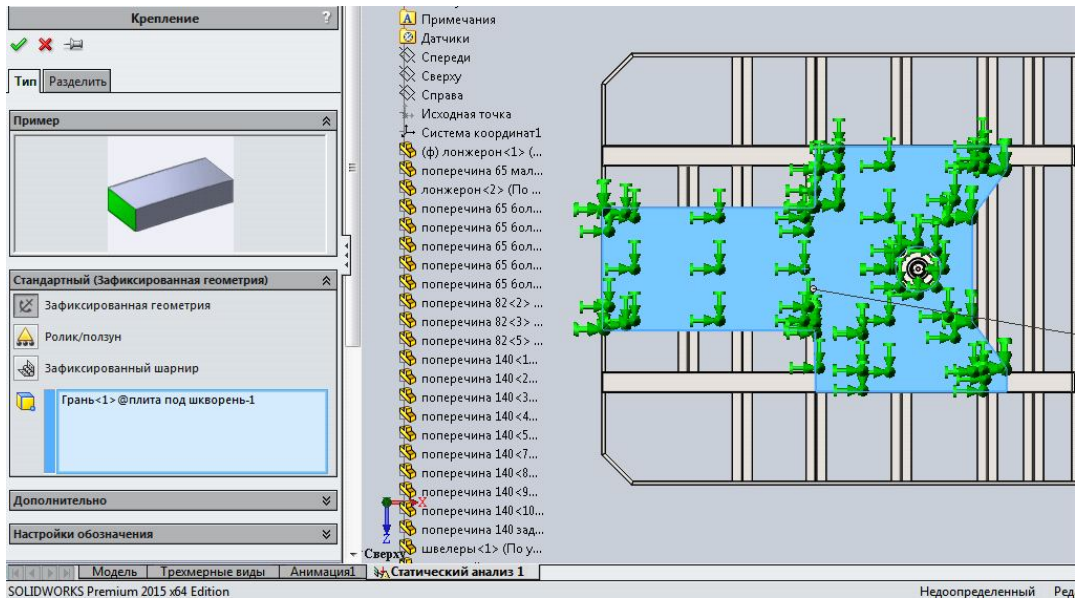


Рис. 2.6. Фіксація плити під шворінь напівпричепу.

Також задаємо дистанційне навантаження, в вказаних координатах центра маси (сила інерції).

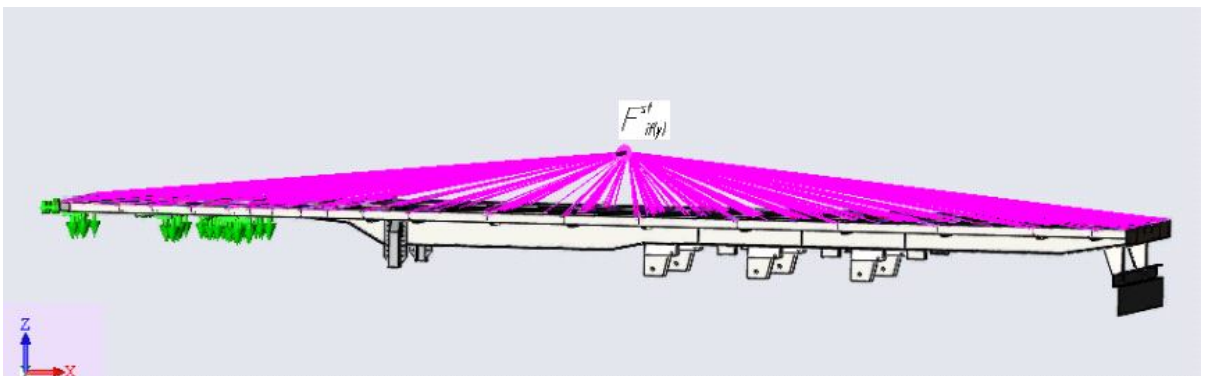


Рис.2.7. Дистанційне навантаження (координата прикладання сили інерції в центрі мас напівпричепи).

2.2.4. Побудова сітки напівпричепу Fliegl SDS-350. За допомогою пакету SolidWorks Simulation будуємо сітку для рами Fliegl SDS-350.

Таблиця 2.5.

Параметри сітки:

Максимальний розмір елемента	90 мм
Мінімальний розмір елемента	18 мм
Мінімальна кількість елементів в колі	6 шт

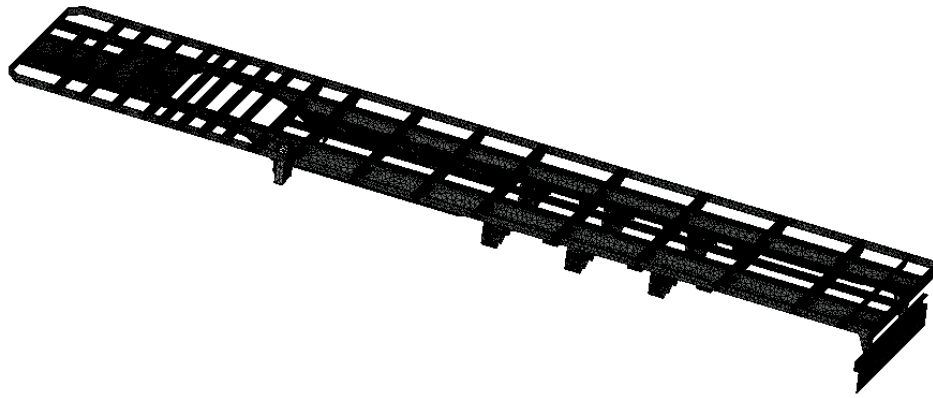


Рис. 2.8. Сітка рами напівпричепу Fliegl SDS-350.

2.3. Отримання характеристики жорсткості рами напівпричепу

При русі автомобіля по нерівній дорозі або ж на великій швидкості в поворотах в рамі виникають крутні навантаження. Сумарний перекид передньої і задньої осі α викликає кутову деформацію передньої і задньої підвіски автомобіля на кут α_{Π} і закручування рами на кут α_p , виміряний на довжині бази автомобіля:

$$\alpha = \alpha_{\Pi} + \alpha_p, \quad (2.18)$$

де $\alpha_{\Pi} = M / c_{\Pi}$; $\alpha_p = M / c_p$;

c_{Π} – кутова жорсткість підвіски;

c_p – жорсткість рами.

При оцінці жорсткості несучої системи не враховується кутова жорсткість підвіски, таким чином, жорсткість рами визначається за формулою [7]:

$$c_p = M / \alpha_p, \quad (2.19)$$

де M – скручуваючий момент,

α_p – кутова деформація рами (кут закручування).

Формула для визначення кута закручування рами [8]:

$$\alpha_p = \arctan((\Delta y_{\text{л}} + \Delta y_{\text{п}}) / B), \quad (2.20)$$

де B – колія;

$\Delta y_{\text{л}}$ та $\Delta y_{\text{п}}$ – вертикальні переміщення правої та лівої сторони відносно нормального положення осі.

Для визначення переміщень лівої та правої сторони від прикладання сили в центрі маси напівпричепу були проведені статичні аналізи за допомогою додатку Solidworks Simulation.

В центрі мас прикладаємо значення $F_{if(y)}^{st}$ на вісь OY згідно табл. 2.3 при $\varphi_y = 0,8$, та встановлюємо 6 датчиків переміщення у місцях приєднання мостів до лонжеронів, для визначення переміщення саме в цих точках (переріз 1-1, 2-2, 3-3) на відстані 6250, 7570 та 8890 мм від шворня відповідно згідно рис. 1.2.

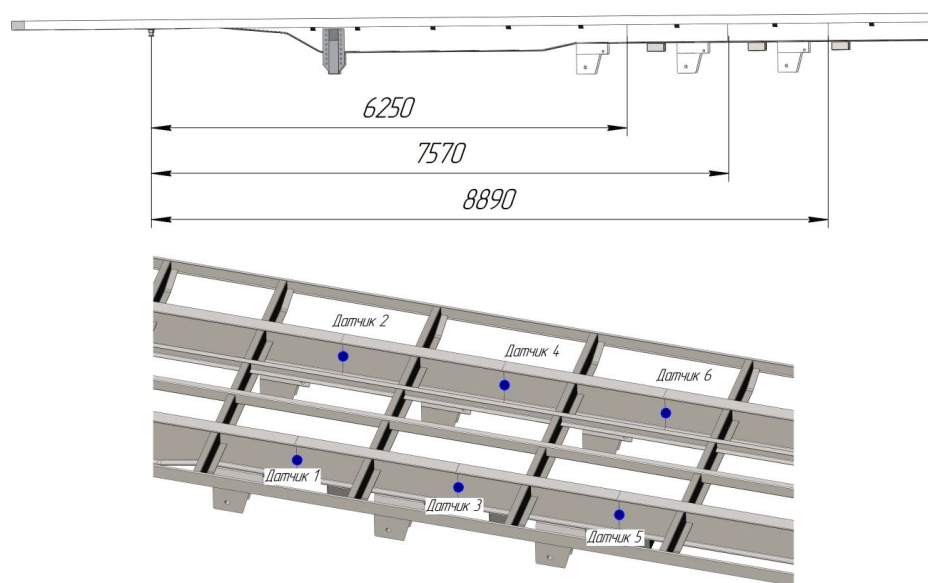


Рис. 2.9. Порядок та величини розміщення датчиків переміщення.

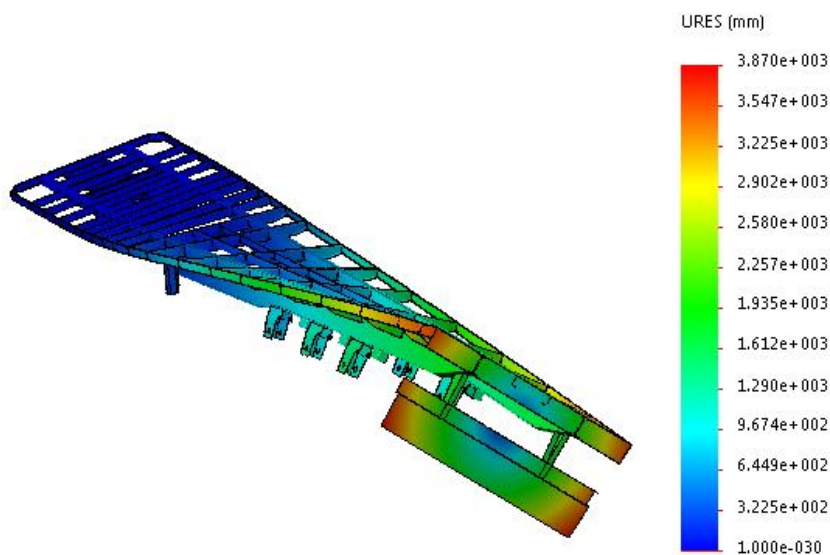


Рис 2.10. Епюра переміщення.

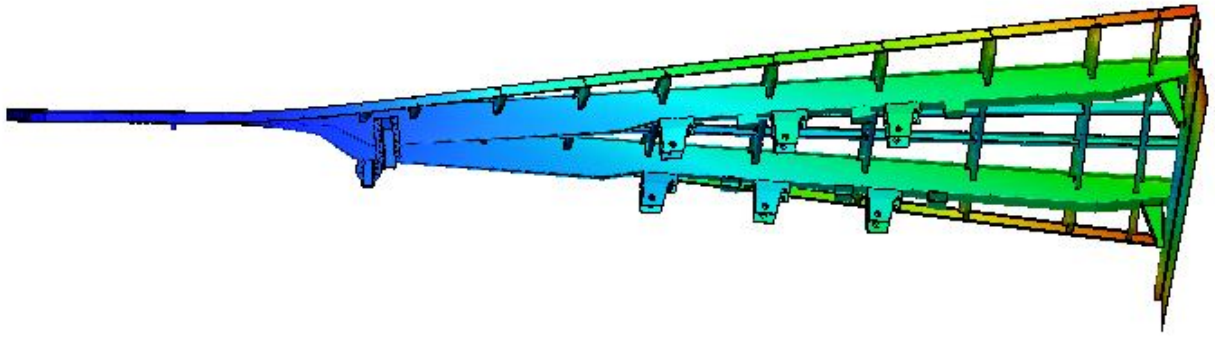


Рис. 2.11. Вид збоку.

Визначаємо кут закручування рами згідно результатам статичного аналізу табл. 2.6:

$$\alpha_p = \arctan((0,883527 + 0,884523) / 2,02), \quad (2.21)$$

Таблиця 2.6.

Величини кутів закручування рами

$F_{if(y)}^{st}, \text{ Н}$	Переріз 1-1	Переріз 2-2	Переріз 3-3
	$\alpha_p, ^\circ$	$\alpha_p, ^\circ$	$\alpha_p, ^\circ$
273680	41,2°	47,63°	52,76°
272630	41,09°	47,52°	52,65°
270110	40,82°	47,25°	52,40°
264630	40,24°	46,67°	51,83°
257390	39,46°	45,87°	51,05°
248540	38,51°	44,91°	50,12°
Без відбійника (max)	41,56°	48,0°	53,14°
З 3-ма мостами (max)	18,7°	21,87°	24,61°
$F_{if(y)}^{st}$ лише на лонжерони	43,93°	50,34°	55,36°

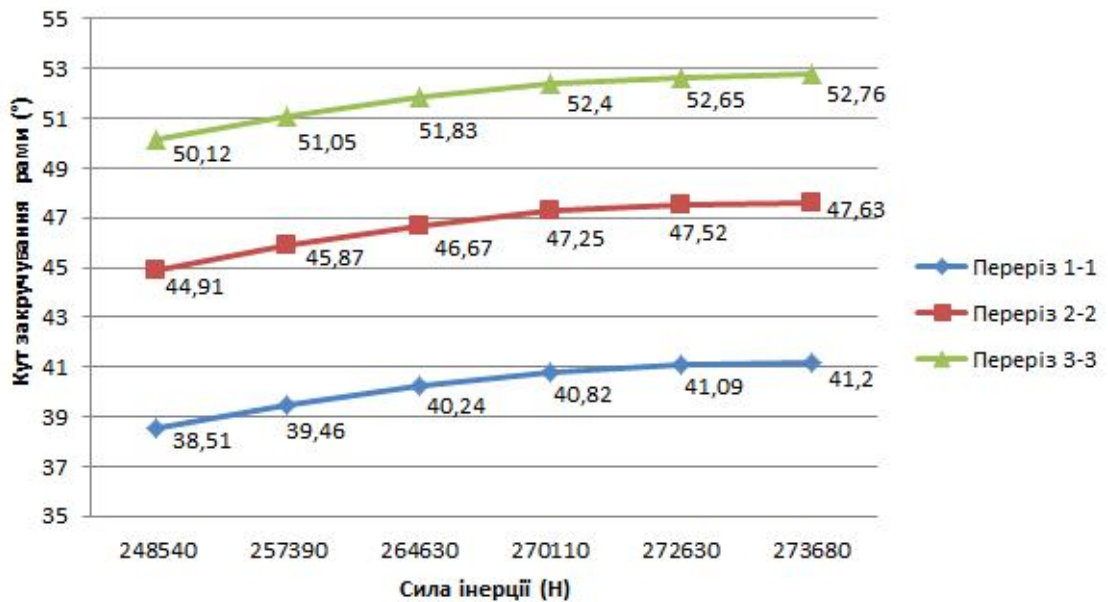


Рис.2.12. Динаміка зміни кутів закручування рами в залежності від сили інерції по 3-ьом лініям перерізу.

2.4. Формування математичної моделі напівпричепу FLIEGL SDS-350 та визначення критичних швидкостей руху

Складемо рівняння для знаходження сили інерції і-того моста:

$$P_{IMi}^y = \frac{m_{AMi} \cdot V^2}{R_{Mi}} \cdot \cos \varphi, \quad (2.22)$$

де m_{AMi} – маса, що приходить на один міст (8000 кг);

V – швидкість руху ТЗ;

R_{Mi} – радіус центра мас моста відносно миттєвого центра повороту.

Складемо рівняння всіх сил відносно $R_{zл}$:

$$G_{AMi} \cdot (h_{ai} \cdot \sin(\varphi_{yp}^{Mi}) + B / 2) + P_{IHMi}^y \cdot (h_{ai} \cdot \cos(\varphi_{yp}^{Mi}) + h_k) - M_{yp} - Rz_{PP} - B = 0, \quad (2.23)$$

Звідки:

$$M_{yp} = P_{IHMi}^y \cdot h_{ai} \cdot \cos(\varphi_{yp}^{Mi}), \quad (2.24)$$

$$Rz_{PP} = C_{шN} \cdot \Delta u^H, \quad (2.25)$$

де $C_{шN}$ – жорсткість шин;

Δu^H – деформація шини.

Для заданої шини 385/65R22,5:

$$Cw_N = \frac{Pz_{max}}{h_{max}} = \frac{44150}{0.031} = 1424193,48 \quad \text{Н/м.} \quad (2.26)$$

де: Pz_{max} – максимально допустиме навантаження;

h_{max} – деформація шини.

Для знаходження R_{Mi} складемо розрахункову схему та визначимо параметри сталого руху автопоїзда по колу в межах $R_{ЦМ}=7...30$ м. (підпункт 2.2.2.).

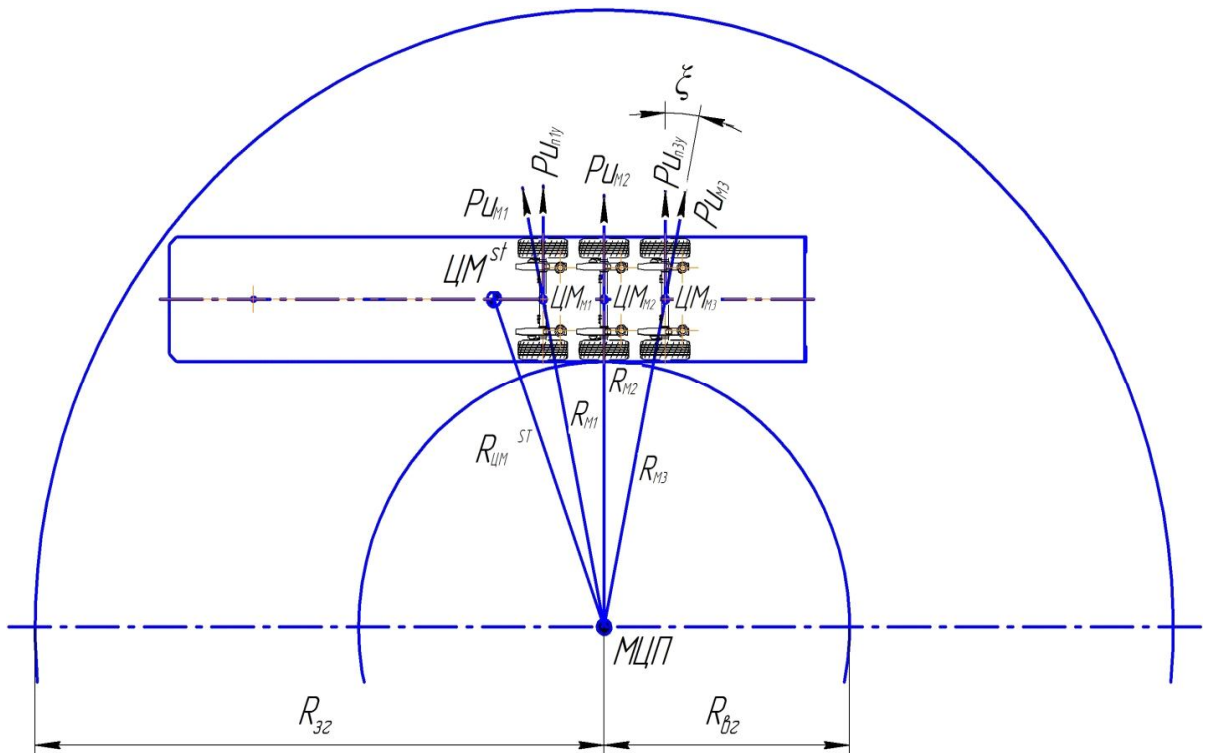


Рис. 2.13. Розрахункова схема для визначення параметрів сталого руху автопоїзда по колу.

Таблиця 2.7.

Величини радіусів центра мас та мостів напівпричепу

$R_{ЦМ}$, м	R_{M1} , м	R_{M2} , м	R_{M3} , м
7	6,68	6,54	6,68
11,6	11,07	10,84	11,07
16,2	15,46	15,13	15,46
20,8	19,85	19,43	19,85
25,4	24,23	23,73	24,23
30	28,63	28,02	28,63

Знаходимо сили інерції, що виникають в центрах мас мостів при швидкості руху ТЗ від 0 до 85 км/год (максимально можливої).

Внівши усі перетворення, знаходимо величину деформації шини та швидкість, при якій відбувається відрив колеса кожного з мостів від дороги:

$$\Delta u^H = (G_{AMi} \cdot (h_{ai} \cdot \sin(\varphi_{yp}^{Mi}) + B/2) + P_{IHMi}^y \cdot (h_{ai} \cdot \cos(\varphi_{yp}^{Mi}) + h_k) - P_{IHMi}^y \cdot h_{ai} \cdot \cos(\varphi_{yp}^{Mi}) - B) / C_{шN} \quad (2.27)$$

Відрив шин виникає при:

$$\Delta u_{CT} - \Delta u^H \geq 0 \quad (2.28)$$

Розрахунок критичної швидкості руху автопоїзда згідно моделі Петренка

Формула для визначення критичної швидкості згідно [2]:

$$V_{KP} = 2.21 \sqrt{BR / [h_g + h_{KP}^2 m_{II} / (0.5 C_P B^2) + h_{III}^2 m_{II} / (0.5 C_{III} B^2) + m_a / C_{III}]} \quad (2.29)$$

Внівши деякі спрощення отримали:

$$V_{KP} = 2.21 \sqrt{BR / [h_g + h_{III}^2 m_{II} / (0.5 C_{III} B^2) + m_a / C_{III}]} \quad (2.30)$$

де: B – колія – 2,02 м;

R – радіуси від центра повороту до центра мас (7, 11,6, 16,2, 20,8, 25,4, 30), м;

h_g – висота положення центра ваги ТЗ від опорної поверхні, 1,982 м;

h_{III} – плече крену підресореної маси при деформації шин, 0,5 м;

m_{II} – підресорена маса напівпричепа, 32255 кг;

$C_{ш}$ – жорсткість шин, 1424193,48, Н/м;

m_a – повна маса напівпричепа, 35000 кг.

Таблиця 2.8.

Результати досліджень:

$R_{цм}, м$	$V_{кр1}, км/год$	$V_{кр2}, км/год$	$V_{кр3}, км/год$	$V_{кр\text{середня}}, км/год$	$V_{кр}, \text{Петренко}, км/год$
7	25,2	27,1	24,2	25,5	21,1
11,6	29,18	30,78	28,18	29,38	27,15
16,2	33,16	34,46	32,16	33,26	32,08
20,8	37,14	38,14	36,14	37,14	36,35
25,4	41,12	41,82	40,12	41,02	40,17
30	45,1	45,5	44,1	44,9	43,66

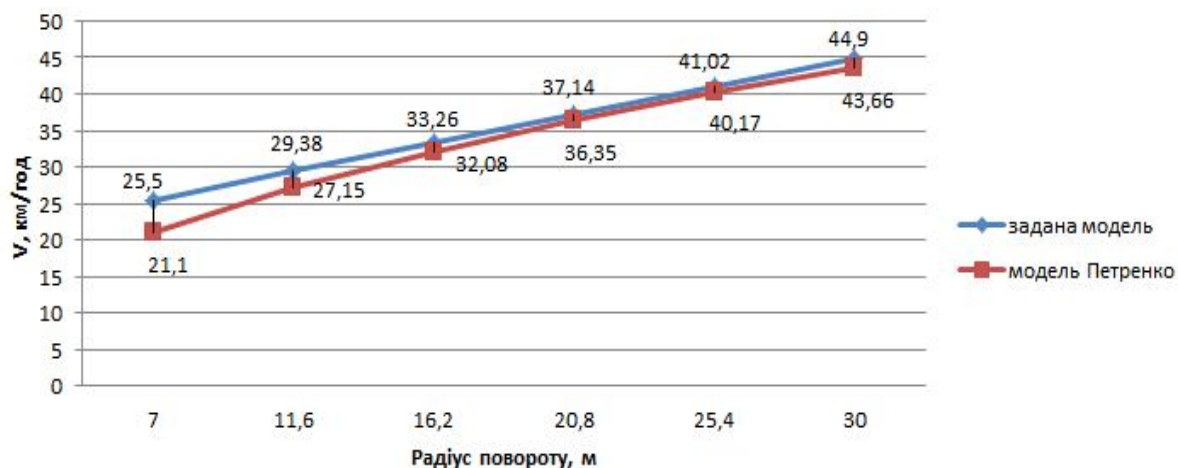


Рис. 2.14. Різниця значень величин $V_{кр}$ при заданих радіусах повороту.

Висновки до другого розділу

За умов врахування крутильної жорсткості рами різниця між критичними швидкостями по відношенню до моделі Петренка залежить від радіусу повороту автопоїзда, та в середньому складає 10 %. Що вказує на необхідність врахування цього параметру при розрахунках, а також на перспективний напрямок ускладнення розрахункової моделі автопоїзда за рахунок врахування крутильної жорсткості рами сідельного тягача.

ВИСНОВКИ

На початку роботи виконано критичний аналіз існуючих розрахункових моделей та процесу втрати поперечної стійкості руху сідельного автопоїзду, який дозволив сформулювати напрямок дослідження. Існуючі сучасні програмні комплекси дозволяють ускладнювати розрахункові моделі із незначною зміною часу та точності розрахунків. Також, є змога розглядати стійкість руху сідельного автопоїзду з урахуванням взаємного впливу кожної з ланок на загальний процес втрати стійкості руху автопоїзду, що значно підвищить точність розрахунків. У даній роботі вирішена частина сформульованої загальної мети, а саме, досліджено питання необхідності урахування кутової жорсткості рами напівпричепу при визначенні поперечної стійкості руху сідельного автопоїзду.

Дослідження математичних моделей загальноприйнятої та запропонованої автором роботи, що призначені для визначення параметрів поперечної стійкості сідельного автопоїзду, до яких відносяться кут крену кузова та критична швидкість руху, зазначили доцільність врахування кутової жорсткості рами при моделюванні. Проведені за допомогою комп'ютерної програми SolidWorks дослідження кутової жорсткості рами напівпричепу з урахуванням особливостей її кріплення до тягача та прикладання зовнішньої сили встановили нелінійний характер її деформації вздовж поздовжньої осі.

Порівняння моделей здійснювалось за рахунок усереднення отриманих критичних швидкостей руху автопоїзду, які відрізняються від отриманих критичних швидкостей за загальноприйнятою методикою, тобто з урахуванням жорсткості шин та підвіски, у середньому на 10%, що є суттєвим.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гречанюк М. С. Метод поліпшення показників поперечної стійкості сидельного автопоїзда. – Вінниця: Вісник ЖДТУ, 2012. – 6 с.
2. Петренко А. М. Устойчивость специальных транспортных средств / Учебное пособие. – М: МАДИ, 2013. – 41 с.
3. Aslı Soytürk, Hüseyin Yıldırım, Volkan Akıncı. Tırsan Treyler A.Ş, Meşelik Mevkii Adliye Köyü. ‘‘Methods to Determine Torsional Stiffness in a Semi-Trailer Chassis Frame’’. SAKARYA, 2013. – 9 с.
4. Фаробін Я. Є., Шупляков В. С. Оцінка експлуатаційних властивостей автопоїздів для міжнародних перевезень. – М.: Транспорт, 1983. – 200 с.
5. Осепчугов В. В., Фрумкин А. К. Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета: учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
6. Riley W. B., George A. R. Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis / Cornell University. SAE technical paper series. Motorsports Engineering. Conference & Exhibition. – Indianapolis, Indiana, 2002.
7. Антонов Д. А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: «Машиностроение», 1984. – 163 с.
8. ГОСТ 22748-77. Автотранспортные средства. Номенклатура наружных размеров. Методы измерений [Текст]. – Введен от 1979-01-01. – М. : «Стандартинформ», 2007. – 14 с.
9. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
10. Заяць Г. В. Особливості конструювання балок мостів для автомобільних напівпричепів за допомогою CAD/CAE-пакета SOLIDWORKS / Г. В. Заяць, О. С. Лиходій, В. М. Малий // Новини інженерної науки Придніпров'я. – Дніпро : ДВНЗ «ПДАБА», 2016. – №1 (1). – С. 23-28.
11. Алямовский А. А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи. – СПб: БХВ-Петербург, 2012, – 448 с. – ISBN 978-5-9775-0763-9.