

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня
магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: “Підвищення техніко-експлуатаційних показників автопоїздів
шляхом модернізації опорно-поворотних пристроїв”

Виконав: студент
спеціальності

6 курсу, групи МАм-62
274 Автомобільний транспорт
(шифр і назва спеціальності)

Захарчук О.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник

Дзюра В.О.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Хорошун Р.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Зав. кафедри

Цьонь О.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент

Буховець В.М.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Тернопіль
2024

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет _____ інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)

Кафедра _____ автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Цьонь О.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

«12» листопада 2024 р.

**З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня _____ магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 Автомобільний транспорт
(шифр і назва спеціальності)

студенту _____ Захарчуку Олександровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи _____ Підвищення техніко-експлуатаційних показників автопоїздів
шляхом модернізації опорно-поворотних пристроїв

Керівник роботи _____ Дзюра В.О., д.т.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «12» _____ листопада _____ 2024 року № 4/7-1088

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 грудня 2024 року

3. Вихідні дані до роботи схема зчіпного пристрою тягача марки КРАЗ

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Основні причини, що спричиняють виникнення ДТП автопоїздів. 2. Огляд літературних джерел з питань підвищення техніко-експлуатаційних показників та безпеки автопоїздів.

3. Аеродинамічні і паливні показники автопоїздів.

4. Технічні вдосконалення тягово-зчіпних механізмів для причепів і напівпричепів.

5. Стабілізуючі тягово-зчіпні пристрої. 6. Розрахунок розподілу навантаження між задніми колесами. 7. Стійкість руху автопоїзда на повороті. 8. Стабілізуючий момент та його складові.

9. Експериментальні дослідження. 10. Охорона праці під час ремонту вантажних автомобілів в дорожніх умовах. 11. Концепція захисту населення і території у разі загрози та виникнення надзвичайних ситуацій.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
Дволанковий транспортний засіб змінної довжини А1.

Тягово-зчіпний пристрій автомобільного напівпричепа А1.

Стабілізуючий пристрій поворотного візка-причепа А1.

Стабілізуючий пристрій двовісного прицепа А1.

Тягово-зчіпний пристрій прицепа з поперечно-переміщуваною поворотною платформою А1.

Тягово-зчіпний пристрій прицепа з поперечно-переміщуваною поворотною платформою А1.

Розрахункова схема А1. Експериментальні дослідження А1.

6. Консультанти розділів роботи

[illegible]

7. Дата видачі завдання 12.11.2024 р

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

Студент

(підпис)

Захарчук О.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Дзюра В.О.

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	5
ВСТУП	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Основні причини, що спричиняють виникнення ДТП автопоїздів	7
1.2. Огляд літературних джерел з питань підвищення техніко-експлуатаційних показників та безпеки автопоїздів	9
1.3. Аеродинамічні і паливні показники автопоїздів	13
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	
2.1. Технічні вдосконалення тягово-зчіпних механізмів для причепів і напівпричепів	16
2.2. Стабілізуючі тягово-зчіпні пристрої	26
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
3.1. Розрахунок розподілу навантаження між задніми колесами	43
3.2. Стійкість руху автопоїзда на повороті	48
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	
4.1. Стабілізуючий момент та його складові	57
4.2. Експериментальні дослідження	61
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	
5.1. Охорона праці під час ремонту вантажних автомобілів в дорожніх умовах	66
5.2. Концепція захисту населення і території у разі загрози та виникнення надзвичайних ситуацій	68
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	72
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	74

РЕФЕРАТ

Тема кваліфікаційної роботи магістра: Підвищення техніко-експлуатаційних показників автопоїздів шляхом модернізації опорно-поворотних пристроїв.

Мета роботи: визначити закономірності зміни тягово-експлуатаційних властивостей на конструктивну безпеку автопоїзда при модернізації тягово-зчіпного пристрою, уточнити методику визначення параметрів опорно-поворотного пристрою із похилою поворотною платформою.

Основні завдання, які необхідно вирішити у роботі:

1. Провести патентний пошук існуючих конструкцій ТЗП.
2. Проаналізувати актуальні наукові дослідження в галузі підвищення техніко-експлуатаційних показників автопоїздів.
3. Уточнити та описати методику визначення параметрів автопоїзда з похилою поворотною платформою тягово-зчіпного пристрою.
4. Провести випробування дослідної моделі автопоїзда з модернізованим опорно-поворотним пристроєм за різних кутів нахилу шворня поворотної платформи.

Наукова новизна: уточнена та обґрунтована методика аналітичного визначення параметрів автопоїзда з модернізованою конструкцією тягово-зчіпного пристрою та визначено вплив нахилу шворня поворотної платформи на стабілізацію руху напівпричепа.

ВСТУП

Доставка вантажів стає дедалі важливішою для розвитку економіки та інфраструктури України, особливо в умовах глобалізації та інтеграції у світову економіку. Вантажоперевезення забезпечують зв'язок між виробниками та споживачами, підтримують безперебійну роботу підприємств і сприяють розвитку зовнішньої торгівлі.

Окрім того, із збільшенням обсягів міжнародної торгівлі та участі України в логістичних ланцюгах, зростає необхідність в ефективних транспортних рішеннях, таких як мультимодальні перевезення та швидке митне оформлення. В цьому контексті логістичні компанії відіграють ключову роль, надаючи послуги з перевезень, митного оформлення та супутніх послуг, що допомагає підприємствам швидко та безпечно доставляти товари.

Тож, розвиток транспортної інфраструктури та логістичних сервісів – важлива частина економічного зростання країни. Одним із основних критеріїв вантажоперевезень є безпека дорожнього руху. Проте кількість ДТП залишається високою.

У кваліфікаційній роботі магістра вивчено основні причини виникнення ДТП за участю вантажного транспорту та запропоновано шляхи вирішення цієї проблеми: удосконалення конструкцій автомобільних поїздів, а саме тягово-зчіпних пристроїв, з метою покращення стійкості та підвищення безпеки дорожнього руху.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Основні причини, що спричиняють виникнення ДТП автопоїздів

Незадовільний технічний стан транспортних засобів, зокрема несправності механізмів і вузлів, які безпосередньо впливають на безпеку руху (кермове управління, гальмівна система, освітлення, сигналізація, тягово-зчіпні пристрої тощо), є серйозною проблемою. Недотримання водіями правил дорожнього руху, включаючи неправильний обгін, перевищення швидкості, керування транспортом у стані сп'яніння, порушення правил проїзду перехресть і переїздів, недотримання дистанції та інтервалу, а також порушення правил перевезення вантажів і пасажирів, також часто стають причинами аварій. Погіршення стану здоров'я водія, яке знижує його уважність і обачність під час керування, є ще одним важливим фактором ризику. Велика маса автопоїздів і збільшений гальмівний шлях часто призводять до серйозних наслідків у разі ДТП. Через це до керування автопоїздами повинні допускатися тільки висококваліфіковані, дисципліновані водії з хорошим станом здоров'я.

Ймовірність занесення або складання автопоїзда значно зростає під час руху по зледенілій дорозі. У таких умовах необхідно збільшувати дистанцію між транспортними засобами. Автопоїзд слід вести плавно, без різких маневрів, на швидкості, яка забезпечує безпеку руху. На слизькій зимовій дорозі не можна різко повертати кермо, гальмувати чи різко знижувати подачу палива, оскільки це може спричинити занесення. Гальмівний шлях автопоїзда значно довший, ніж у звичайного автомобіля, тому водієві важливо вміти правильно розраховувати момент і інтенсивність гальмування.

Різке гальмування небезпечне через сильні поштовхи причепа, які можуть спричинити занесення або поломку автопоїзда.

Якщо під час гальмування трапилось занесення причепа, слід плавно збільшити швидкість, вирівняти автопоїзд і лише потім знову розпочати гальмування. Різке гальмування допускається тільки в екстрених випадках для уникнення аварії. На нерівних ділянках дороги краще рухатися накатом або з вимкненим зчепленням, уникаючи гальмування. Особливо небезпечним є занесення на поворотах, тому під час їхнього проходження швидкість повинна бути постійною, без гальмування та зменшення оборотів двигуна. Для підвищення стійкості автопоїзда при гальмуванні, гальма причепа слід налаштувати так, щоб його колеса зупинялися трохи раніше за колеса тягача. Це допоможе уникнути поштовхів від причепа та зменшить гальмівний шлях.

Особливістю керування автомобілем із причепом є те, що причіп, особливо завантажений, помітно знижує динаміку розгону та збільшує гальмівний шлях. Це важливо враховувати під час гальмування та виконання обгонів. Гальмувати слід плавно, незалежно від того, порожній чи завантажений причіп. Дотримання дистанції до автомобіля попереду стає ще більш важливим. Швидкість перед поворотами краще знижувати заздалегідь, а самі повороти проходити плавно, без ривків, оскільки різкі рухи під час гальмування, особливо на поворотах, можуть призвести до заносу причепа або складання автопоїзда.

На високих швидкостях причіп схильний до розгойдування з боку в бік, тому важливо дотримуватися обмежень: згідно з правилами дорожнього руху, максимальна швидкість легкового автомобіля з причепом поза населеними пунктами на автомагістралях не повинна перевищувати 90 км/год, а на інших дорогах – 70 км/год. У разі заносу причепа або напівпричепа, слід повертати кермо в бік заносу та натискати на педаль газу. Одна з труднощів полягає в тому, що водій часто не відчуває занос причепа, а може помітити його тільки у дзеркала заднього виду. Тому важливо вміти передбачити можливий занос і регулярно перевіряти дзеркала.

Якщо тимчасово припинити гальмування або натиснути на педаль газу, зупинний шлях збільшиться, тому необхідно забезпечувати більше простору попереду автопоїзда. Циклічний спосіб гальмування підвищує надійність керування, а найефективнішим є гальмування автопоїзда, оснащеного антиблокувальною системою (ABS), що значно зменшує ризик заносів і скорочує гальмівний шлях.

Алгоритм дій водія при складанні автопоїзда залежить від типу заносу. Якщо відбувається занесення тягача, дії схожі на ті, що виконуються під час занесення звичайного автомобіля: потрібно натиснути на педаль зчеплення і повернути кермо в бік заносу. Окрім цього, може бути корисним пригальмувати колеса причепа. Однак, виконання цієї дії часто є складним, оскільки для пригальмовування причепа необхідно скористатися важелем. Це означає, що водій мусить відірвати одну руку від керма, що ускладнює контроль над ситуацією, особливо в умовах заносу, коли кожен рух важливий для стабілізації автопоїзда.

1.2. Огляд літературних джерел з питань підвищення техніко-експлуатаційних показників та безпеки автопоїздів

Проблема підвищення техніко-експлуатаційних показників та безпеки автопоїздів є актуальною в сучасних умовах розвитку транспорту і логістики. Існує значна кількість наукових досліджень, присвячених цій тематиці, що охоплюють питання оптимізації конструкції автопоїздів, вдосконалення систем безпеки, а також підвищення ефективності їхньої експлуатації.

Важливою складовою покращення техніко-експлуатаційних

характеристик є розробка та впровадження нових технологій у конструкцію автопоїздів. За даними досліджень, використання більш легких та міцних матеріалів, таких як алюміній і композитні матеріали, сприяє зниженню маси автопоїзда, що покращує його паливну економічність і зменшує навантаження на дороги. У дослідженнях Д. Б. Бегерського, С. В. Цимбала, І. В. Вітюка, А. О. Коваля [1] підкреслюється важливість оптимізації аеродинаміки автопоїздів для зменшення опору повітря, що також сприяє зниженню витрат палива. У статті автори надали аналіз відомих досліджень, які пов'язані із вивченням особливостей формування сили опору повітря при русі автотранспортних засобів. Розглянуто механізм виникнення опору повітря. Встановлено, що зниження аеродинамічного опору є дуже важливим завданням, адже кожні 2 % зниження лобового опору автомобіля приносять 1 % покращення паливної економічності.

Крім того, важливу роль у підвищенні ефективності роботи автопоїздів відіграє впровадження інтелектуальних систем керування. Наприклад, адаптивні системи гальмування та розподілу навантаження дозволяють оптимізувати процес гальмування та зменшувати ризик заносів і аварій. У роботі О.М. Артюха [2] зазначено, що використання таких систем може підвищити безпеку руху на 15-20%.

Безпека автопоїздів є ще одним важливим аспектом, на який звертають увагу дослідники. Зокрема, у роботах О.М Бадейнова розглядаються методи підвищення стійкості автопоїзда на дорозі, особливо в умовах поганого зчеплення з поверхнею (наприклад, на зледенілих або мокрих дорогах). У дослідженнях підкреслюється необхідність покращення систем антиблокування (ABS) та електронної стабілізації для зменшення ризику занесення причепів.

Велике значення приділяється також удосконаленню технологій управління рухом автопоїзда на поворотах, оскільки на цих ділянках дороги часто виникають аварійні ситуації. Дослідники пропонують використовувати електронні системи контролю швидкості на поворотах, що автоматично

знижують швидкість транспортного засобу для підвищення безпеки.

Значну увагу в сучасних дослідженнях приділяють цифровим рішенням для підвищення безпеки та ефективності автопоїздів. Наприклад, у наукових роботах розглядається застосування телематики та систем моніторингу в реальному часі, що дозволяють відстежувати стан автопоїзда, включаючи навантаження на осі, рівень зносу шин і гальмівних систем, а також стан водія. Це дозволяє не тільки оперативно реагувати на можливі несправності, але й запобігати аваріям, пов'язаним із технічними проблемами чи перевтомою водія.

Вчені Анкінович , О.М. Вержбицький , М.М. Жілейкін , Г.І. Скотников займаються вивченням питань руху колісних ТС, а саме вивчення математичних моделей руху, роботи динамічної стабілізації, у тому числі підвищення стійкості автопоїздів. Авторами розроблено принципи підвищення стійкості руху автопоїздів у разі виникнення небезпеки втрати стійкості з бокового перекидання. Запропоновано алгоритми роботи системи динамічної стабілізації руху автопоїздів, що забезпечують запобігання перекиданню причіпної ланки при здійсненні повороту у разі перевищення критичного значення швидкості руху. Задля підтвердження ефективності алгоритмів роботи системи динамічної стабілізації (СДС) проведено теоретичні дослідження з допомогою імітаційного математичного моделювання руху автопоїзда серед MATLAB [2]. Методами імітаційного моделювання доведено ефективність алгоритмів системи динамічної стабілізації руху автопоїздів.

Вивчення поперечної стійкості автопоїзда допоможе підвищити безпеку руху і покращити якість вантажоперевезень. У науковій статті М. С. Гречанюка [3] наведено методи визначення оцінки поперечної стійкості сидельного автопоїзда. Проведено оцінку впливу поперечно-кутових коливань на поперечну стійкість сидельного автопоїзда за коефіцієнтом поперечної стійкості за вдосконаленим методом. Автором запропоновано метод оцінки поперечної стійкості сидельного автопоїзда. Визначено, що з

появою поперечно-кутових коливань сидельного автопоїзда його поперечна стійкість погіршується пропорційно до збільшення величини завантаження платформи напівпричепа. Оцінка поперечної стійкості сидельного автопоїзда за коефіцієнтом поперечної стійкості, визначеного у статті, дозволяє підвищити точність оцінки. Так, за облік впливу дії поперечних кутових коливань на сидельний автопоїзд коефіцієнт поперечної стійкості зменшується на 13...27 % порівняно з коефіцієнтом, розрахованим за державним стандартом.

Дослідженням руху автопоїздів у складних дорожніх умовах займався І. С. Мурований [4-6], який розробив теоретико-розрахунковий метод і математичну модель для оцінки маневреності та стійкості руху триланкових причіпних автопоїздів. Він також створив методику і програму для розрахунку відповідних показників та характеристик, які були прийняті для використання відділом конструкторських розробок і науково-технічних експертиз ДП «ДержавтотрансНДІпроект» під час вибору конструктивних параметрів перспективних магістральних автопоїздів.

На міжнародному рівні відомими є роботи вчених I. Cech, R. J. Dorling, D. J. M. Sampson та D. Sebon [7-10], які присвячені моделюванню руху сідлових автопоїздів у складних умовах. Зокрема, I. Cech досліджував лінійну модель перекидання сідлового автопоїзда з використанням статичного та динамічного контролю підвіски для врахування вертикальних і бокових реакцій. У дослідженні порівнювалися пасивні та активні підвіски з функцією самовирівнювання, і було встановлено, що керування підвіскою погіршує статичні вертикальні характеристики, але покращує динамічні бокові показники. Інакше кажучи, активна підвіска може позитивно впливати на динаміку перекидання транспортного засобу лише в умовах низької швидкості або нерівного дорожнього покриття.

Таким чином, підвищення техніко-експлуатаційних показників і безпеки автопоїздів є комплексною задачею, яка включає вдосконалення конструкційних рішень, застосування нових матеріалів, розвиток

інтелектуальних систем керування та впровадження цифрових технологій. Літературні джерела демонструють широкий спектр досліджень у цій галузі, що свідчить про постійний інтерес до теми та необхідність подальшого вдосконалення автопоїздів.

1.3. Аеродинамічні і паливні показники автопоїздів

У науковій статті [1] розглядаються особливості обтікання магістральних автопоїздів потоками зустрічного повітря, виявляючи необхідність подальшого вдосконалення їх аеродинамічних характеристик. Застосування сучасних методів моделювання для проектування аеродинаміки вантажних автомобілів дозволяє значно зменшити витрати часу і матеріальних ресурсів у порівнянні з традиційними методами, такими як натурні випробування або дослідження в аеродинамічних трубах з використанням масштабних моделей. Результати досліджень показали, що існує значний потенціал для покращення аеродинамічної ефективності серійних автопоїздів, оскільки їх обтічність залишається недостатньою. Це обумовлено недосконалою формою передньої частини, наявністю проміжку між тягачем і причепом, недостатньою обтічністю нижньої частини кузова і колісної бази, а також не оптимальними конструкційними і настановними параметрами кабіни та кузова. Відповідно, для підвищення точності і ефективності аеродинамічних досліджень на початкових етапах проектування доцільно використовувати сучасні програмні комплекси.

Зміна аеродинамічних характеристик безпосередньо впливає на витрату палива автопоїзда, тому дослідження, проведене авторами цієї статті, стане корисним у подальших роботах. Представники автотранспортних підприємств стверджують, що норми витрати палива допомагають

вирішувати важливі завдання: 1) забезпечують ефективне планування закупівлі палива; 2) дозволяють виявляти технічні несправності в автомобілях; 3) некоректні норми витрати палива можуть призвести до збоїв у роботі підприємства.

Аналізуючи отримані дані, можна помітити відхилення від результатів, визначених у статті. Під час руху автопоїзда в рівнинній або слабогорбистій місцевості спостерігається економія палива порівняно з нормативними показниками витрати.

Модернізація зчпного пристрою автопоїзда та впровадження тягово-зчпного механізму зі змінною довжиною сприятиме зменшенню загальних габаритів автопоїзда, що призведе до змін у його характеристиках. Дослідження різних конфігурацій автопоїздів та вплив зовнішніх факторів на їхні характеристики викладені в статті німецького вченого До. П. Франке «Роль наддовгих автопоїздів у підвищенні ефективності далеких автоперевезень» (Ульмський університет прикладних наук, Притвицштрассе 10, 89075 Ульм). У роботі Франке розглядаються моделі наддовгих автопоїздів, що особливо підходять для перевезення легковагих і громіздких вантажів. Автор розробив методики оцінки паливної ефективності для автопоїздів з різними конфігураціями. Модель, зважаючи на вагу вантажу, рекомендує оптимальну конфігурацію транспортного складу.

Дане дослідження є розвитком роботи в напрямку вивчення автопоїздів із зменшеною кількістю осей та аналізу впливу зовнішніх факторів на вибір транспортних рішень. Підвищення паливної ефективності є ключовим аспектом для автомобільних вантажоперевезень, оскільки зменшення витрат палива дозволить збільшити обсяги перевезень і знизити їхню вартість.

У статті «Підвищення паливної ефективності автомобільних вантажоперевезень» А. Маккіннон, Й. Стірлінг та Д. Кіркхоуп, опублікованій в Міжнародному журналі фізичного розподілу та управління логістикою, проведено дослідження різних методів підвищення паливної ефективності та підкреслено важливість управлінських ініціатив. Автори наголошують на

необхідності впровадження заходів у сфері підготовки водіїв і кадрової політики, а також на важливості створення добре скоординованих програм для підвищення паливної ефективності автопоїздів.

Наявність досліджень у наукових працях українських та зарубіжних вчених у галузі підвищення техніко-економічних та експлуатаційних показників автомобільних поїздів доводить актуальність даної проблеми та необхідність проводити дослідження для підвищення ефективності, а також безпеки автомобільних вантажоперевезень.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Технічні вдосконалення тягово-зчіпних механізмів для причепів і напівпричепів

Мета дослідження у магістерській кваліфікаційній роботі полягає в детальному аналізі моделей зчіпних пристроїв для причепів та напівпричепів, вивченні їх кінематичних схем і принципів роботи, а також у виявленні переваг і недоліків тягово-зчіпних пристроїв для розробки вдосконаленої конструкції ТЗП.

Тягово-зчіпні пристрої змінної довжини. Основна функція розгляданих моделей полягає в зменшенні габаритної довжини автопоїзда, забезпечуючи мінімальну відстань між кабіною тягача та кузовом прицепа під час прямолінійного руху і поворотів шляхом автоматичного переміщення точки опори кузова напівпричепа назад до осі задніх коліс тягача (рис. 2.1).

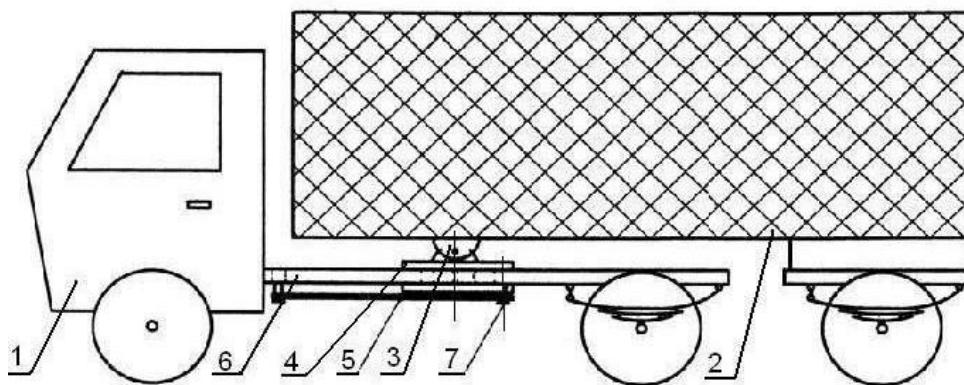


Рис. 2.1. Дволанковий транспортний засіб змінної довжини – вигляд збоку

Модель "Автопоїзд регульованої довжини" є патентованою розробкою для дволанкових транспортних засобів, яка дозволяє перерозподілити

частину ваги напівпричепа на тягач. Основна мета цієї конструкції полягає у зменшенні габаритної довжини транспортного засобу під час прямолінійного руху, а також у зниженні опору при поворотах і зменшенні зносу шин тягача під час маневрування. Скорочення довжини досягається автоматичним переміщенням точки опори кузова напівпричепа на раму тягача під час повороту, повертаючи її назад до осі задніх коліс.

Схема дволанкового транспортного засобу включає тягач 1 і напівпричіп 2, який з'єднаний з рамою тягача за допомогою кронштейнів 3 і поворотної платформи 4, що рухається відносно рами в поздовжньому напрямку. Поворотна платформа з'єднана з рамою тягача за допомогою тягача 5, передній кінець якої шарнірно з'єднаний з рамою 6, а задній кінець з поворотною платформою за допомогою шарніра, вертикальна вісь 7 якого зміщена щодо осі обертання 8 поворотної платформи 4 назад по ходу тягача (див. рис. 2.2).

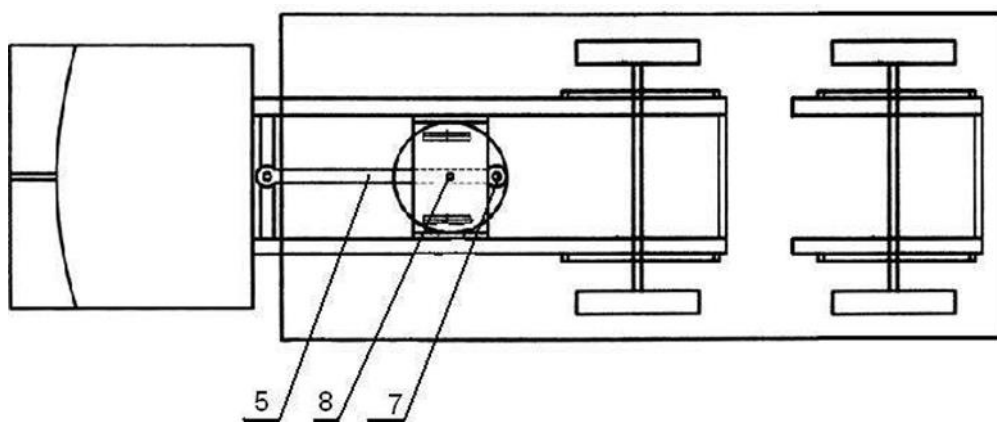


Рис. 2.2. Дволанковий транспортний засіб змінної довжини – вигляд зверху

Під час прямолінійного руху автопоїзда його габаритна довжина є мінімальною, а напівпричіп максимально наближений до кабіни тягача. У цьому випадку вісь обертання 8 поворотної платформи 4 та вісь 7 шарнірного з'єднання з тягою-шатуном 5 розташовані у вертикальній поздовжній площині, що проходить через середини осей коліс тягача та напівпричепа.

При русі автопоїзда на повороті (див. рис. 2.3) вертикальна вісь 7 шарніра поворотної платформи 4 і тяги-шатуна 5 переміщується по дузі до центру повороту і вперед по ходу тягача. У цьому випадку поворотна платформа зміщується назад відносно рами тягача на відстань E , що пропорційна куту між тягачем та напівпричепом. Це призводить до збільшення відстані між кузовом напівпричепи та кабіною тягача, що дозволяє безперешкодно проходити повороти, уникнувши контакту між цими частинами автопоїзда.

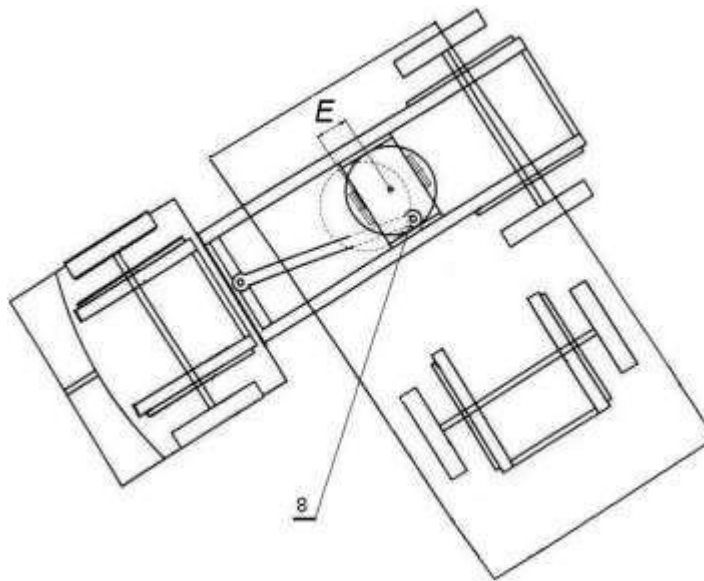


Рис. 2.3. При русі на повороті

Опорно-поворотний пристрій працює за принципом кривошипно-шатунного механізму.

Залежність зміщення E від кута складання між тягачами та напівпричепом може бути визначена за теоремою синусів (сторони трикутника пропорційні синусам протилежних кутів) рис.2.4.

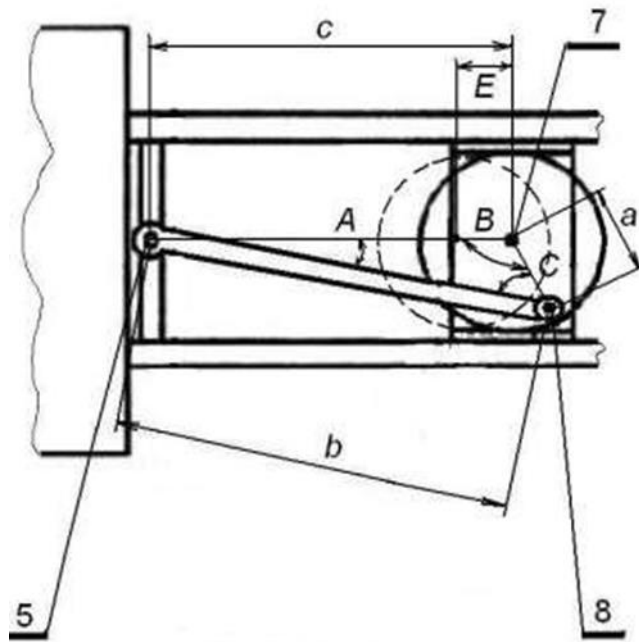


Рис. 2.4 Кінематична схема поворотного пристрою

Величину зміщення напівпричепа E визначаємо за наступною методикою.

У трикутника три сторони a , b і c :

a – відстань від осі обертання 8 поворотної платформи до вертикальної осі 7 поворотного пристрою.

B – довжина тяги-шатуна 5 (відстань між центрами обертання).

C – відстань від осі обертання тяги-шатуна 5 до осі обертання поворотної платформи 8 (потрібно знайти).

B – Кут між сторонами c і a .

A – кут між тягою-шатуном 5 і лінією від осі обертання поворотної платформи 8 вертикальної до осі 7 поворотного пристрою.

C – кут між тягою-шатуном 5 і лінією що з'єднує вісь обертання поворотної платформи 8 та вертикальну вісь 7 поворотного пристрою.

Приклад теоретичного рішення:

$$\sin (A)=a \sin (B) / b \quad (2.1)$$

$$A = \arcsin (a \cdot \sin(B)/b) \quad (2.2)$$

$$C=180-(A+B) \quad (2.3)$$

Тоді сторона $c=b \cdot \sin / \sin (B)$

Після підстановки, отримаємо:

$$c=bsin(180-(arcsin(asin(B)/b)+B))/sin(B) \quad (2.4)$$

Виходить залежність відстані від осі обертання поворотної платформи 8 вертикальної до осі 7 поворотного пристрою в залежності від кута Y – підставляємо два будь-яких значення кута B , і вважаємо різницю між ними визначення величини E .

Задамо розміри величин a та b обчислимо величину зміщення E при різних кутах складання тягача в діапазоні від 0 до 175 градусів.

Якщо $a = 1$ м і $b = 3$ м, кут складання = 5 градусів, то

$$c=3 \sin(180-(\arcsin(1 \sin(5)/3) + 5))/\sin(5)$$

Таблиця 2.1

Залежність зміщення напівпричепа E від кута складання

<i>Кут, град</i>	<i>Зміщення E</i>	<i>Кут, град</i>	<i>Зміщення E</i>
0	0	90	1,171573
5	0,005072	95	1,257386
10	0,020222	100	1,339896
15	0,04526	105	1,418575
20	0,079867	110	1,492989
25	0,123609	115	1,562792
30	0,175935	120	1,627719
35	0,23619	125	1,687577
40	0,303627	130	1,74224
45	0,377417	135	1,791631

продовження таблиці 2.1

50	0,456665	140	1,835716
55	0,540425	145	1,874494
60	0,627719	150	1,907986
65	0,717555	155	1,936225
70	0,808949	160	1,959253
75	0,900937	165	1,977111
80	0,992599	170	1,989838
85	1,083075	175	1,997461

Графічна залежність величини зміщення від кута показана на рисунку 2.5.



Рис. 2.5. Залежність зміщення Е від кута складання

При поверненні транспортного засобу на прямій ділянці колії поворотна платформа, разом із кузовом, переміщується вперед відносно рами тягача, внаслідок чого габаритна довжина автопоїзда зменшується.

Наведенні приклади свідчать про те, що:

- запропонована конструкція сприяє скороченню габаритної довжини автопоїзда під час прямолінійного руху, що дозволяє розміщувати більшу кількість автопоїздів на стоянках та в інших обмежених умовах;
- неочевидною перевагою є те, що конструкція опорно-поворотного

пристрою знижує опір під час маневрування. Це відбувається тому, що точка опори кузова напівпричепа переміщується назад до задньої осі тягача.

Для покращення маневрових показників автопоїздів пропонується корисна модель «Тягово-зчіпний пристрій автомобільного напівпричепа» (патент № 177788). Розроблений тягово-зчіпний пристрій призначений для зменшення довжини автопоїзда та підвищення його маневреності завдяки конструкції, яка забезпечує зміщення напівпричепа при виконанні поворотів щодо поворотної платформи.

Технічною проблемою, яку вирішує ця корисна модель, є підвищення експлуатаційних показників автопоїзда через поліпшення його маневреності та керованості. Технічний результат полягає в поліпшенні маневрових властивостей автопоїзда шляхом зменшення його довжини за рахунок усунення точки опори рами кузова напівпричепа на поворотну платформу під час руху.

Тягово-зчіпний пристрій автомобільного напівпричепа складається (див. рис. 2.6, 2.7) з опорно-поворотної платформи 11, яка з'єднана з рамою напівпричепа 13 через вертикальний шкворень 10, та з рамою тягача 1 — за допомогою кронштейнів 7 і 8, а також горизонтальної поперечної осі 9.

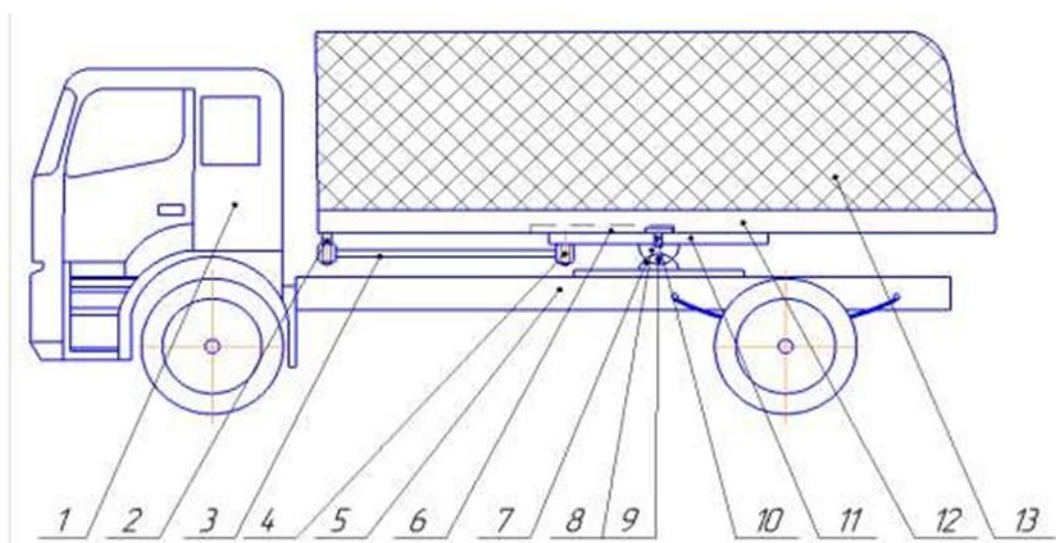


Рис. 2.6. Тягово-зчіпний пристрій автомобільного напівпричепа –вигляд збоку

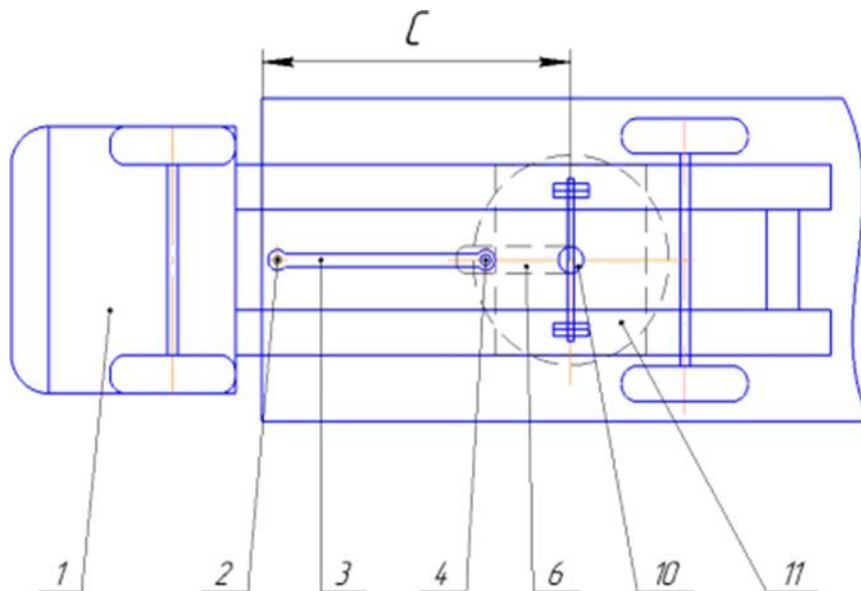


Рис.2.7. Тягово-зчіпний пристрій автомобільного напівпричепа – вигляд зверху

У нижній частині рами 12 напівпричепа 13 розташована поздовжня напрямна 6, виконана у вигляді паза, яка з'єднана з вертикальним шворнем 10 поворотної платформи 11. Цей шворень встановлений таким чином, щоб мати можливість переміщення вздовж зазначеної напрямної. Поворотна платформа 11 з'єднана з рамою напівпричепа 12 за допомогою тяги 3 та шарнірів: переднього шарніра 2, який закріплений у передній частині рами 12, та заднього шарніра 4, розташованого у передній частині поворотної платформи 11 зі зміщенням уперед стосовно вертикального шворня 10.

При русі прямолінійною траєкторією (рис. 2.7) вертикальні осі переднього та заднього шарнірів 2 і 4, а також вісь вертикального шворня 10, перетинаються з осью поздовжньою лінією автопоїзда.

При вході автопоїзда у поворот (рис. 2.8) рама 5 тягача 1 обертається навколо рами 12 напівпричепа 13 під кутом γ . У цьому випадку задній шарнір 4 тяги 3 переміщається в напрямку центру повороту автопоїзда, а рама 12 напівпричепа 13 зміщується назад щодо рами 5 тягача 1 по поздовжній напрямній 6 на відстань між шворнем 10 та задньою обмежувальною частиною напрямної. Це забезпечує вільний поворот напівпричепа 13 відносно кабіни тягача 1 без контакту між цими частинами (кабіною та

обладнанням, що розташоване між кабіною і напівпричепом).

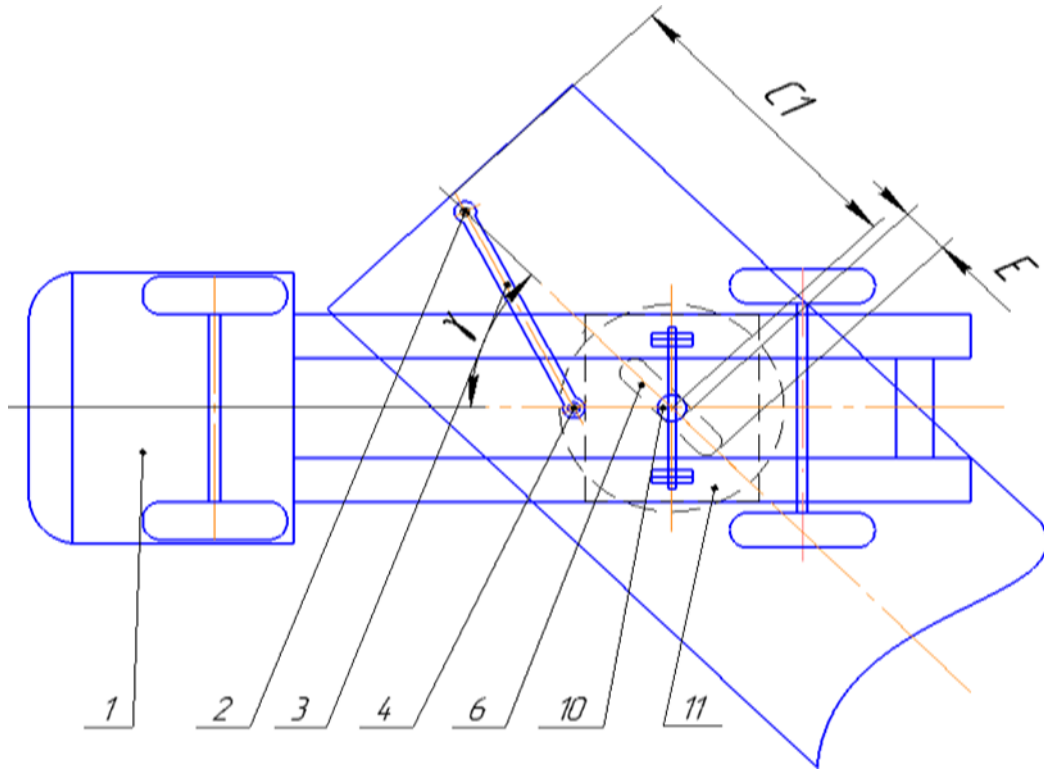


Рис. 2.8. Вигляд зверху при повороті

При виході з повороту платформа поворотна 11 і з'єднана з нею рама 12 напівпричепи 13 повертаються у вихідне положення (див. рис. 2.8).

Визначення зміщення E :

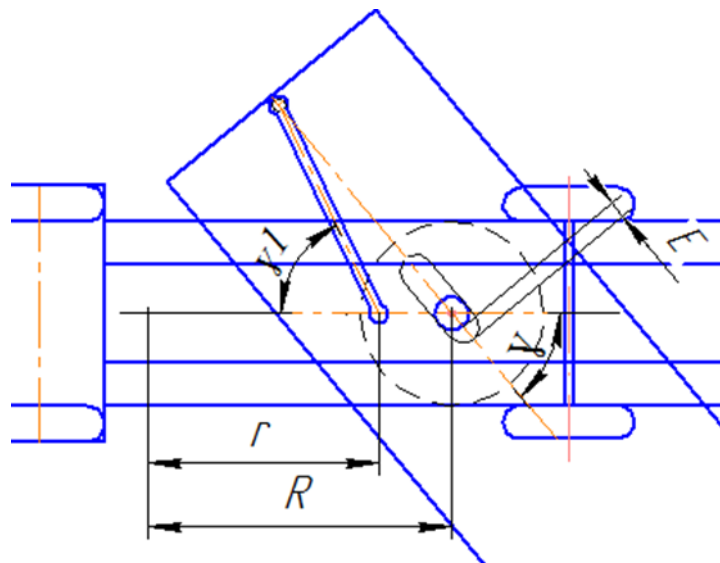


Рис 2.9. Тяговий пристрій при повороті

1. Використовуючи кут повороту γ_1 . За допомогою теореми косинусів

$$C = \sqrt{A^2 + B^2 - 2 \cdot A \cdot B \cdot \cos \gamma} \quad (2.5)$$

Перетворивши її, отримуємо формулу величини зміщення E

$$C = R - \sqrt{r^2 + (r - R)^2 - 2 \cdot r \cdot (R - r) \cdot \cos(180 - \gamma_1)} \quad (2.6)$$

де: r – довжина, $r=2$ м

R – відстань від осі повороту до краю кузова напівпричепи $R=2.5$ м,
 $\gamma_1=60^\circ$.

$$C = 2.5 - \sqrt{2^2 + (2 - 2.5)^2 - 2 \cdot 2 \cdot (2.5 - 2) \cdot \cos(180 - 60)} = 0.4 \text{м.}$$

2. Використовуючи кут повороту напівпричепи γ щодо тягача. За допомогою теореми синусів

$$C = A \cdot \sin \left(\alpha - \arcsin \left(\sin(\alpha) \cdot \frac{B}{A} \right) \right) \sin(\alpha) \quad (2.7)$$

Перетворивши її, отримуємо формулу для визначення величини зміщення E

$$E = R - \left(\frac{r \cdot \sin(180 - \gamma - \arcsin(\sin(\gamma \cdot (R - r))))}{\sin(\gamma)} \right) \quad (2.8)$$

γ приймемо рівним 60°

$$E = 2.84 - \left(\frac{2.38 \cdot \sin(180 - 30 - \arcsin(\sin(60 \cdot (2.38 - 0.46))))}{\sin(30)} \right) = 0.37 \text{м.}$$

Величина зміщення напівпричепи E , отримана в розрахунках здатна

забезпечити безпечну відстань між кабіною тягача і кузовом напівпричепи під час поворотів

Переваги:

Конструкція тягово-зчіпного пристрою напівпричепи автомобільного дозволяє зменшити габаритну довжину автопоїзда під час прямолінійного руху, а також у місцях зберігання. Це дає можливість розмістити більшу кількість автопоїздів на майданчиках для стоянки техніки та в інших обмежених умовах. Крім того, впровадження даного тягово-зчіпного пристрою автомобільного напівпричепи покращує його маневрові показники: зменшує ширину смуги руху під час маневрування та скорочує зміщення колії коліс напівпричепи стосовно колії тягача.

Серед неочевидних переваг варто відзначити, що використання цього тягово-зчіпного пристрою підвищує стійкість курсового руху автопоїзда на поворотах. Це досягається завдяки нерухомості поворотної платформи щодо рами тягача, що забезпечує стабільне співвідношення вертикальних навантажень від ваги напівпричепи на осі ходових коліс тягача.

2.2. Стабілізуючі тягово-зчіпні пристрої

Основною функцією розглянутих моделей стабілізуючих пристроїв є підвищення безпеки руху причепа та напівпричепи завдяки покращенню стабілізації та стійкості як під час прямолінійного руху, так і під час маневрів на поворотах.

Для покращення техніко-експлуатаційних характеристик причепа запропоновано конструкцію корисної моделі «Стабілізуючий пристрій поворотного візка причепа» (патент № 181371). Основне завдання цієї моделі

полягає в забезпеченні стабілізації руху поворотного візка та його ходових коліс за рахунок використання в кінематичній схемі конструкції закритої силової гідросистеми, яка містить два силові циліндри: подаючий та робочий (див. рис. 2.10).

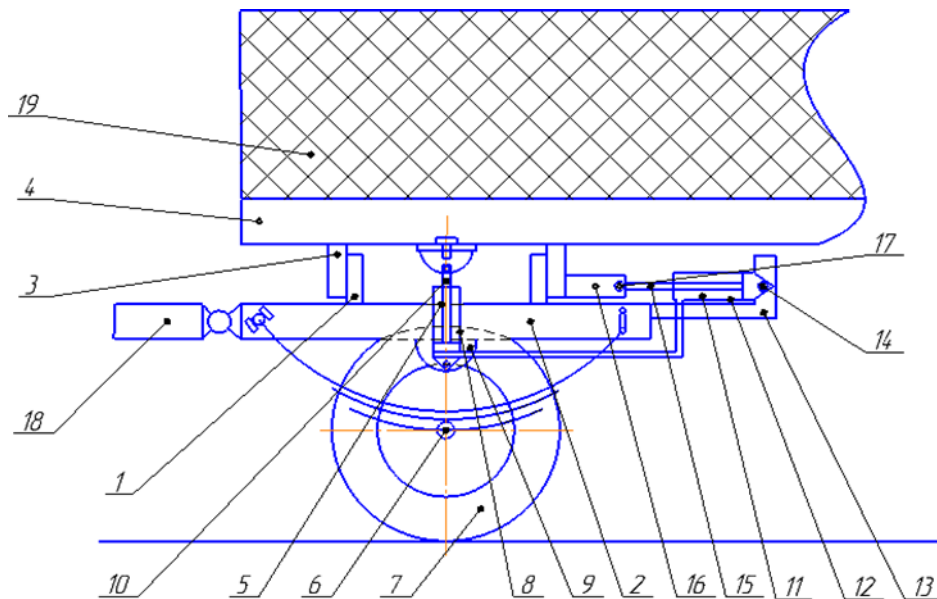


Рис. 2.10. Стабілізуючий пристрій поворотного візка- причепа
(вигляд збоку)

Завдання вирішується завдяки тому, що верхнє та нижнє кільця поворотного кола з'єднані між собою рухливим телескопічним з'єднанням. У внутрішньому просторі поворотного кола встановлено робочий силовий циліндр, корпус якого закріплений на рамі поворотного візка за допомогою кронштейна. Шток циліндра з'єднаний шарнірно з нижньою частиною рами причепа. При цьому поздовжня вісь робочого силового циліндра збігається з віссю повороту рами причепа щодо поворотного візка і проходить через середину осі його ходових коліс. Поршнева порожнина робочого силового циліндра з'єднана трубопроводом зі штоковою порожниною подаючого силового циліндра, який встановлено у вертикальній поздовжній площині

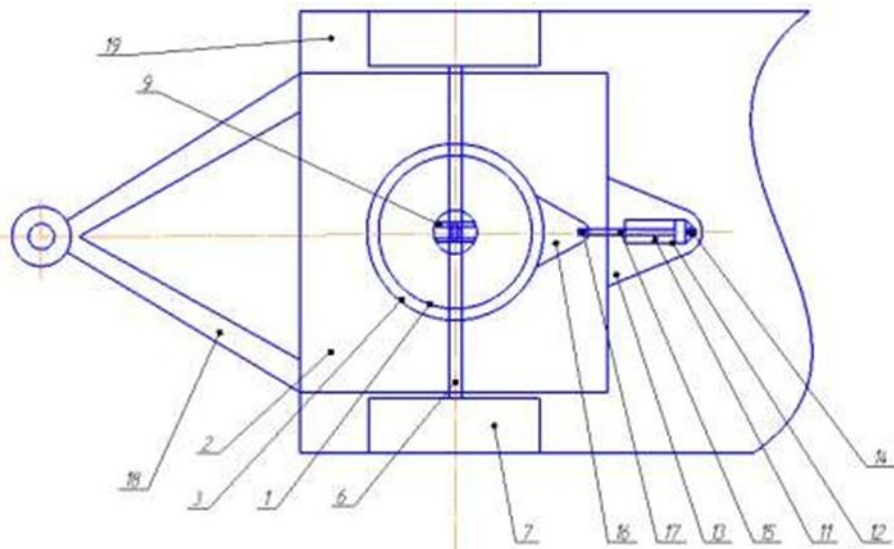


Рис. 2.11. Вигляд зверху

Дишло 18, шарнірно з'єднане з рамою 2 поворотного візка передньою частиною приєднується до буксирного пристрою тягача (рис. 2.10). При русі причепа прямою (рис. 2.11) поздовжня вісь силового циліндра, що подає 11 розташована в поздовжній вертикальній площині, що проходить через середину осі 6 ходових коліс 7 поворотного візка причепа, при цьому подає і робочий силові циліндри 5 і 11 перебувають у стислому стані.

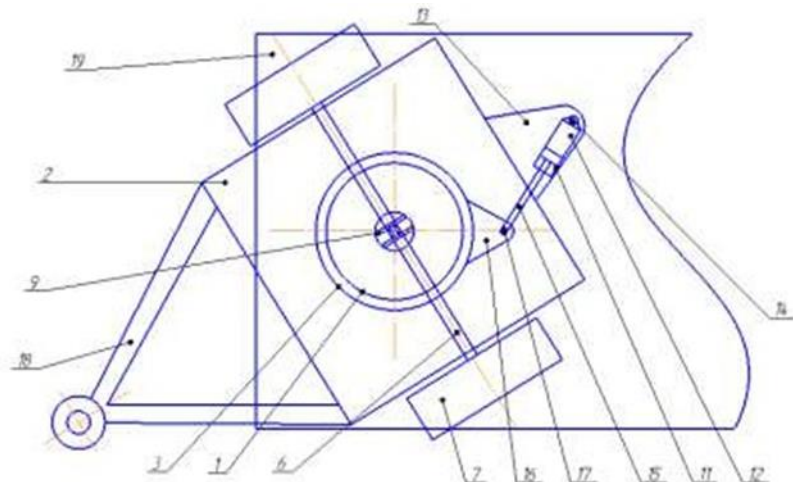


Рис. 2.12. Вигляд зверху при повороті

При повороті транспортного поїзда (див. рис. 2.12) рама 2 поворотного візка обертається відносно рами 4 причепа. У цьому процесі шток 15 подаючого силового циліндра 11, з'єднаний за допомогою кронштейна 16 і шарніра 17 з верхнім кільцем 3 поворотного кола, яке закріплено на нижній частині рами 4 причепа 19, витягується з корпусу 12 циліндра. Це витісняє робочу рідину зі штокової порожнини А в поршневу порожнину робочого циліндра 5, викликаючи переміщення штока 10 робочого циліндра з корпусу 8. Завдяки розтисканню робочого силового циліндра 5 підвищується кузов причепа 19 щодо поворотного візка, виникає силова реакція від ваги причепа, яка передається через робочу рідину в штокову порожнину подаючого силового циліндра, що веде до його стиснення. В результаті цього утворюється силовий момент відносно осі поворотного кола, що сприяє поверненню поворотного візка і осі 6 його коліс у положення, яке відповідає прямолінійному руху.

Пропонований стабілізуючий пристрій поворотного візка причепа сприяє підвищенню стійкості тракторного та автомобільного причепа під час прямолінійного руху, а також значно зменшує бічні відхилення причепа. Це, у свою чергу, дозволяє підвищити критичну швидкість, при перевищенні якої рух причепа стає нестійким, завдяки стабілізації поворотного візка та його коліс.

Пропонована корисна модель «Стабілізуючий пристрій двовісного причепа» (патент № 189338) була розроблена на основі конструкції «Стабілізуючий пристрій поворотного візка причепа», з внесенням деяких конструктивних удосконалень для підвищення ефективності. Це пов'язано з тим, що взаємозв'язки кінематичних елементів прототипу не дозволяють покращити експлуатаційні характеристики та безпеку дорожнього руху тракторного поїзда, оскільки стабілізуючий момент не виникає.

Технічна проблема вирішується шляхом з'єднання задньої частини дишла переднього поворотного колісного візка з тягачем за допомогою переднього силового циліндра, що подає, який встановлений у вертикальній

площині, що проходить через поздовжню вісь тягача. При цьому вертикальна вісь шарнірного з'єднання штока переднього силового циліндра, що подає, зміщена назад по ходу тягача від шарнірного кріплення дишла до тягача. Штокова порожнина цього силового циліндра з'єднана силовою магістраллю з поршневою порожниною робочого силового циліндра, який розташований у внутрішньому просторі поворотного кола.

На відміну від прототипу, кінематична схема стабілізуючого пристрою двовісного причепа забезпечує виникнення стабілізуючого моменту від ваги причепа щодо вертикальної осі шарнірного з'єднання дишла причепа з тягачем, що сприяє більшій стійкості руху причепа і тягача по прямолінійній траєкторії (рис. 2.13).

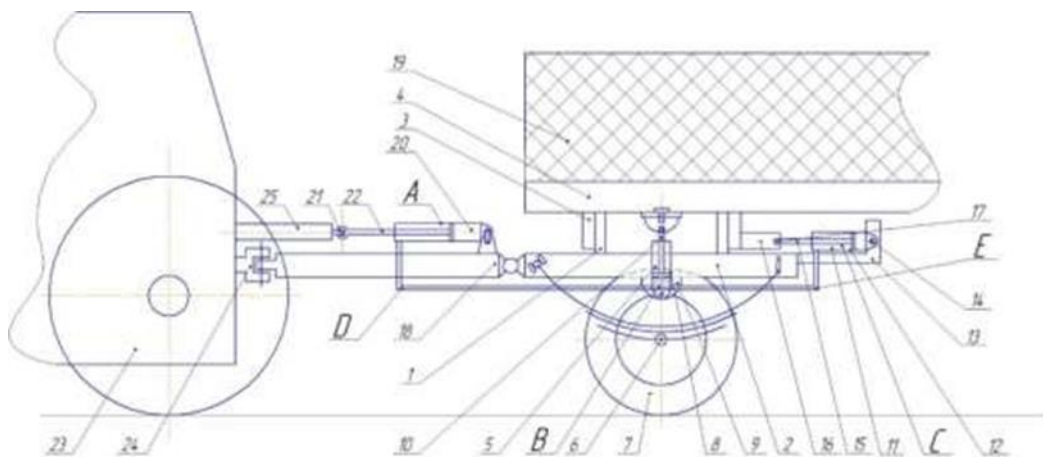


Рис. 2.13 Стабілізуючий пристрій двовісного причепа – вигляд збоку

Дишло 18, яке шарнірно з'єднане з рамою 2 поворотного візка, передньою частиною приєднується до буксирного пристрою 24 тягача 23 (рис. 2.13). Під час руху транспортного поїзда по прямій поздовжній осі передні та задні подаючі силові циліндри 20 і 11 відповідно розташовані в поздовжній вертикальній площині, яка проходить через середину осей ходових коліс транспортного поїзда. При цьому подаючі силові циліндри 20 та 11, а також робочий силовий циліндр знаходяться в стислому стані.

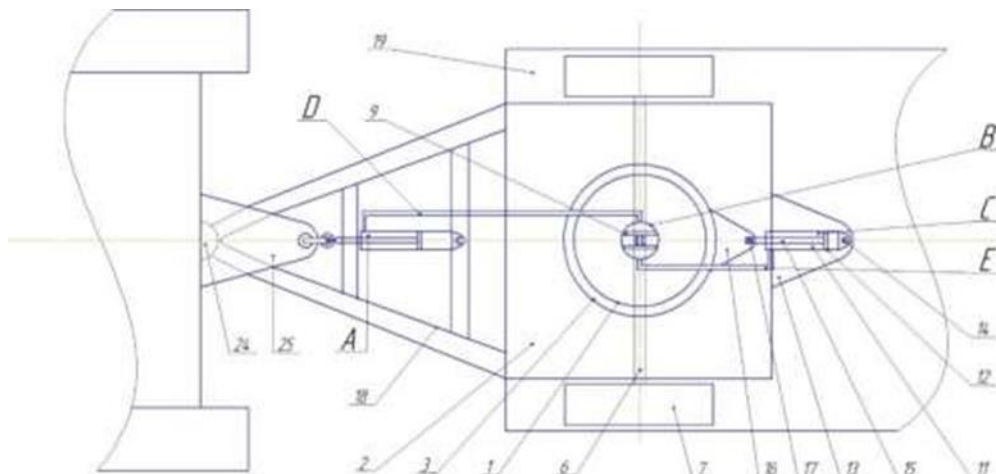


Рис. 2.14. Вигляд зверху

При відхиленні (повороті) переднього колісного візка від траєкторії тягача (Рис. 2.15) шток 22 переднього подаючого силового циліндра 20 висувається з його корпусу, витісняючи робочу рідину зі штокової порожнини А і переміщуючи її по силовій магістралі D в поршневу порожнину робочого силового циліндра 5. Це викликає переміщення штока 10 робочого циліндра з корпусу 8. Внаслідок розтискання робочого силового циліндра 5 піднімається кузов причепа 19 щодо поворотного візка, виникаючи силова реакція від ваги причепа, що передається через робочу рідину по силовій магістралі D в штокову порожнину переднього силового циліндра, що сприяє його стисканню. Таким чином, виникає силовий момент щодо вертикальної осі кріплення дишла до буксирного пристрою 24 тягача 23, що допомагає повернути поворотний візок і осі 6 його коліс у положення, яке відповідає прямолінійному руху.

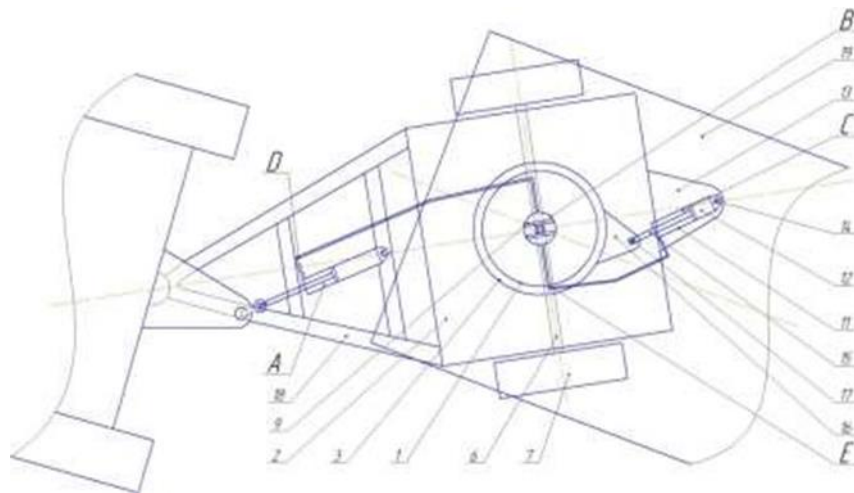


Рис. 2.15. Вигляд зверху при повороті

При повороті рами причепа 4 (рис. 2.15) відносно рами 2 поворотного візка, шток 15 заднього подаючого силового циліндра 11, який з'єднаний за допомогою кронштейна 16 і шарніра 17 з верхнім кільцем 3 поворотного кола, прикріпленого до нижньої частини рами 4 причепа 19, витягується з корпусу 12 циліндра. Це переміщує робочу рідину силової магістралі Е зі штокової порожнини 3 в поршневу порожнину робочого циліндра 5, що викликає переміщення штока 10 робочого циліндра з корпусу 8. Завдяки розтисканню робочого силового циліндра 5, кузов причепа 19 піднімається щодо поворотного візка, в результаті чого виникає силова реакція від ваги причепа, що передається через робочу рідину в штокову порожнину С силового циліндра, що подає, що сприяє його стисканню. У результаті виникає силовий момент щодо осі поворотного кола, що допомагає повернути раму 4 причепа у положення, яке відповідає прямолінійному руху.

З неочевидних переваг слід зазначити, що запропоноване технічне рішення для стабілізуючого пристрою двовісного причепа забезпечить можливість експлуатації транспортного поїзда з двоосним причепом на вищих швидкостях при збереженні стійкого курсового руху.

Тягово-зчіпний пристрій причепа з поперечно-переміщуваною поворотною платформою.

Одним із важливих експлуатаційних показників тракторних і автомобільних причепів є стійкість до перекидання. Для досягнення стійкості на поворотах можна перемістити точку опори причепа до внутрішньої частини колеса, що обертається.

Пропонована корисна модель «Тягово-зчіпний пристрій причепа з поперечно-переміщуваною поворотною платформою» (патент №183844) стосується тракторних і автомобільних причепів, які оснащені опорно-поворотними пристроями, що забезпечують поперечне переміщення платформи причепа відносно переднього колісного візка під час повороту.

Цей пристрій призначений для забезпечення поперечного переміщення поворотної платформи тягово-зчіпного пристрою та рами причепа щодо рами переднього колісного візка, переміщаючи його до центру повороту транспортного засобу. Технічний результат полягає у підвищенні стійкості причепа до перекидання під час повороту, шляхом усунення точки опори рами кузова причепа на раму переднього колісного візка до центру повороту транспортного агрегату.

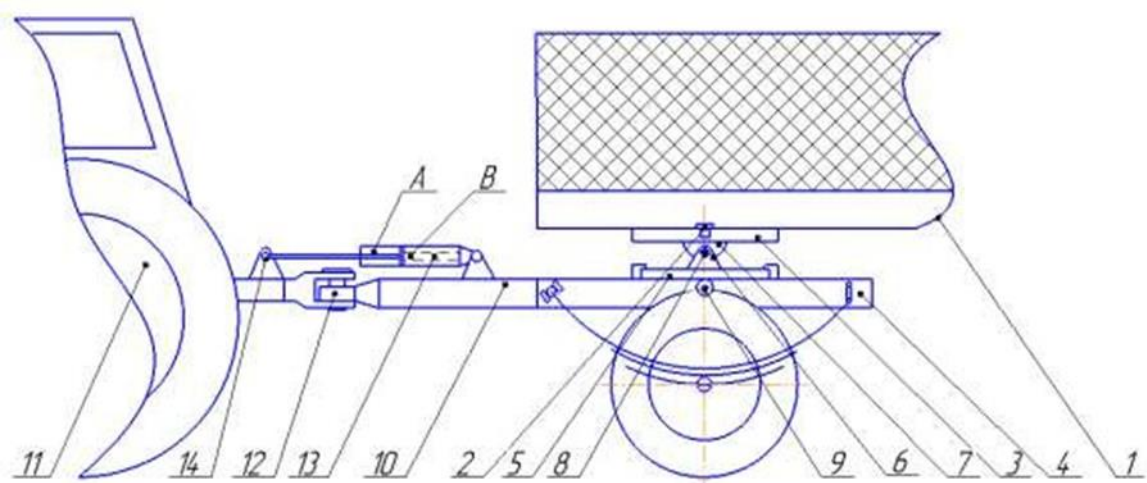


Рис. 2.16. Тягово-зчіпний пристрій причепа з поперечно-переміщуваною поворотною платформою – вигляд збоку

Тягово-зчіпний пристрій причепа з поперечно-переміщуваною поворотною платформою функціонує наступним чином. Під час прямолінійного руху (рис. 2.17) вісь вертикального шворня 2, яка з'єднує поворотну платформу 3 з рамою 1 причепа, перетинає поздовжню вісь причепа. У цьому положенні поршні робочого і силового подачі циліндрів 9 і 13 розташовані в середньому положенні щодо своїх корпусів.

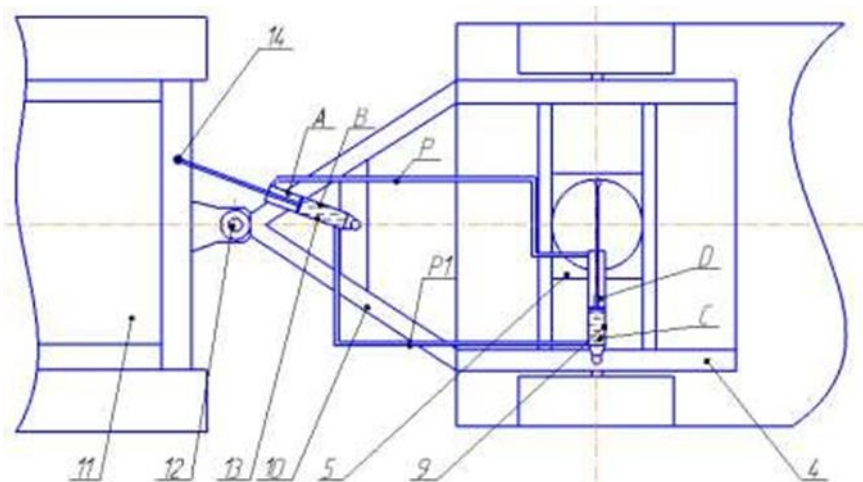


Рис. 2.17. Тягово-зчіпний пристрій причепа з поворотною платформою, що поперечно переміщується – вигляд зверху

При вході транспортного агрегату в поворот (наприклад, вліво, див. рис. 2.18), дишло 10 переднього колісного візка повертається щодо поздовжньої осі тягача 11 на кут φ . У цей момент шток подачного силового циліндра 13 висувається з його корпусу, переміщаючи робочу рідину зі штокової порожнини А цього циліндра в штокову порожнину D робочого силового циліндра 9.

В результаті даного переміщення шток і поршень робочого силового циліндра 9 входять у корпус, витісняючи робочу рідину з поршневої порожнини С у порожнину В подачного силового циліндра 13. Це переміщення спричиняє зміщення рухомої опори 5, на якій встановлена поворотна платформа 3. Таким чином, рама 1 причепа зміщується вліво на

відстань L щодо рами 4 переднього колісного візка.

Цей механізм забезпечує кращу стійкість причепа під час повороту, дозволяючи йому адаптуватися до зміни траєкторії руху, що покращує курсову стабільність транспортного агрегату.

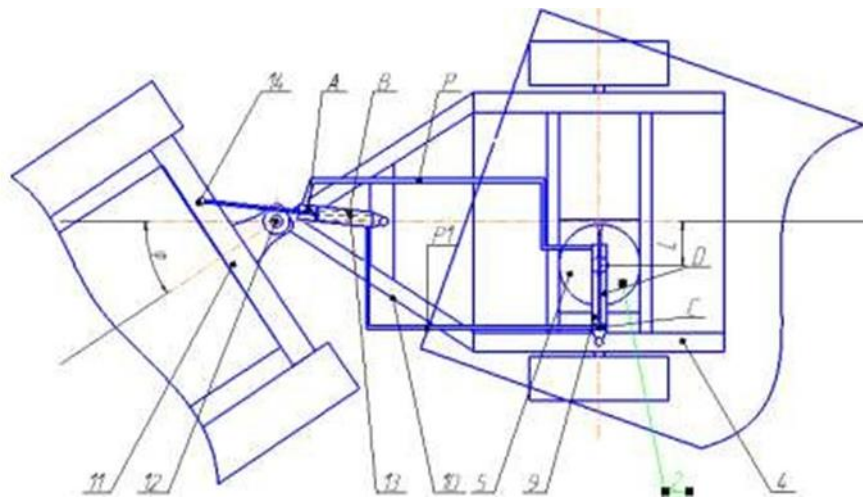


Рис. 2.18. Вигляд зверху при повороті наліво

Оскільки зовнішнє колесо переднього колісного візка причепа на повороті відчуває додаткове навантаження від відцентрової сили, воно проходить більшу відстань і має вищу швидкість, ніж внутрішнє колесо. Використання запропонованої корисної моделі дозволяє врівноважити силові навантаження між зовнішнім і внутрішнім колесами, що підвищує безпеку руху та покращує експлуатаційні показники. Це також дозволяє підтримувати високу швидкість транспортного поїзда на поворотах.

Проте недолік такого стабілізуючого пристрою полягає в тому, що він не забезпечує стабілізуючого моменту між тягачем і поворотним візком. Це може призвести до того, що тягач і візок не завжди рухаються по єдиній прямолінійній траєкторії, що може вплинути на курсову стабільність і контроль під час маневрів. Тому для досягнення оптимальних характеристик важливо враховувати ці аспекти при проектуванні та вдосконаленні системи стабілізації.

Тягово-зчіпні пристрої з похило-поворотною платформою пропонують ефективне рішення для підвищення стабільності транспортних засобів, особливо при маневрах. Поворотний пристрій з поздовжнім нахилом шкворня забезпечує перерозподіл навантаження від ваги причепа на внутрішнє колесо в напрямку до центру повороту. Це, в свою чергу, знижує ризик перекидання причепа під впливом відцентрових сил, що виникають при поворотах, і забезпечує більшу стійкість.

Опорно-поворотний пристрій двовісного причепа, згідно з патентом №182885, має на меті підвищити стабільність двохосьового причепа як під час прямолінійного руху, так і при поворотах. Це досягається шляхом виникнення вагового моменту, що допомагає вирівняти колеса та ходову вісь переднього колісного візка.

Використання таких пристроїв є особливо важливим для забезпечення безпеки на дорозі та підвищення експлуатаційних характеристик причепів, що дозволяє досягати вищих швидкостей без втрати контролю.

Завдання вирішується за рахунок того, що поворотна платформа, закріплена на рамі переднього колісного візка під нахилом до рами причепа в поздовжній вертикальній площині причепа, розташована в площині, що утворює двогранний кут з горизонтальною опорний поверхнею ходових коліс, ребро якого розташовано попереду осі ходових коліс у напрямку руху причепа, при цьому вісь сполучного шворня, встановленого вертикально до поворотної платформи, перетинає середину осі коліс переднього візка, а точка перетину осі сполучного шворня з горизонтальною опорною поверхнею руху причепа зміщена назад по ходу причепа щодо осі ходових коліс переднього колісного візка.

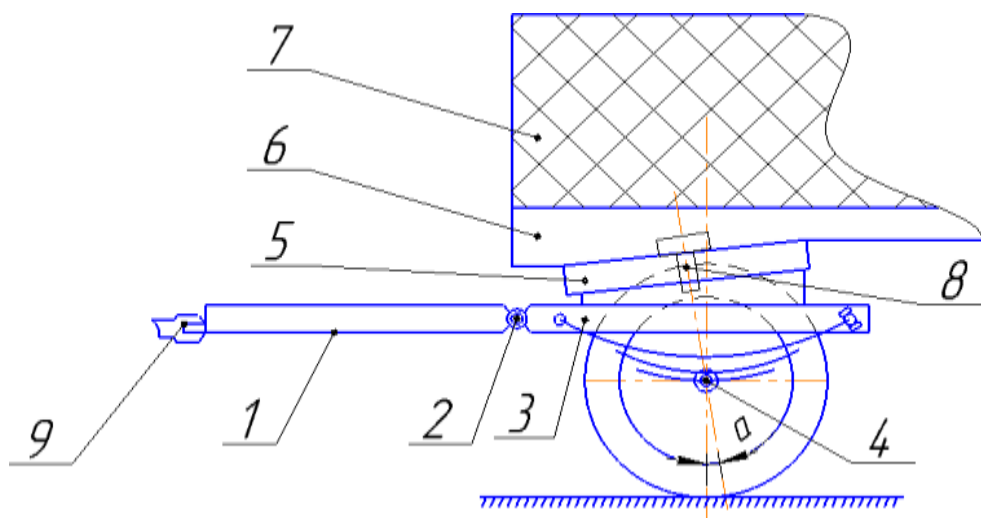


Рис. 2.19. Схема опорно-поворотного пристрою двохвісного причепа
(вигляд збоку)

Дишло 1 переднього колісного візка причепа, з'єднане з буксирним пристроєм 9 тягача, грає ключову роль у забезпеченні стабільності руху. При русі по прямій, вісь сполучного шворня 8 розташована в поздовжній вертикальній площині, яка проходить через середину осі 4 коліс переднього візка. Це сприяє оптимальному розподілу навантаження на колеса.

Коли ходові колеса переднього колісного візка відхиляються від прямолінійної траєкторії, дишло 1, з'єднане з рамою 3 переднього колісного візка, та поворотна платформа 5 починають обертатися відносно рами 6 кузова 7 причепа. Нахил сполучного шворня 8 на кут α у поздовжній вертикальній площині створює складову бічної реакції опорної поверхні, що діє на колеса. Це, в свою чергу, сприяє вирівнюванню коліс переднього колісного візка і ходової осі до позиції, яка відповідає прямолінійному руху.

Основна перевага цього опорно-поворотного пристрою полягає в підвищенні стійкості причепа під час прямолінійного руху та зменшенні опору при поворотах. Таким чином, технологічне рішення дозволяє поліпшити експлуатаційні характеристики причепів, що підвищує безпеку та комфорт на дорозі.

Пропонована конструкція опорно-поворотного пристрою двовісного причепа має кілька неочевидних переваг, які суттєво впливають на експлуатаційні характеристики. Зокрема, підвищення стійкості під час прямолінійного руху дозволяє зменшити величину бічних відхилень платформи причепа (виляння), що веде до більш стабільного і комфортного водіння.

Крім того, реалізація поздовжнього нахилу шворня забезпечує збільшення критичної швидкості, поза якою виникає область нестійкого руху причепа. Це є особливо важливим для водіїв, оскільки дозволяє безпечніше управляти транспортним засобом на високих швидкостях, зменшуючи ризик перекидання або втрати контролю.

Наукові дослідження, опубліковані в численних джерелах, підтверджують позитивний вплив поздовжнього нахилу шворня на стійкість руху автотракторних транспортних засобів. Більшість з цих досліджень зосереджені на двовісних причепах з керованими передніми колесами, які оснащені кермовою трапецією, а також на автомобілях і тракторах. Це свідчить про значущість і ефективність такого підходу в забезпеченні стабільності і безпеки дорожнього руху.

Тягово-зчіпний пристрій напівпричепа з похилою поворотною платформою

Пропонована корисна модель «Тягово-зчіпний пристрій напівпричепа з похилою поворотною платформою», патент № 185182, має важливе значення для покращення експлуатаційних властивостей автопоїздів, особливо в умовах криволінійного руху. Основна мета цього рішення — забезпечення стабільності руху напівпричепа, що досягається через ефективний розподіл вертикального навантаження між ходовими колесами.

Основні характеристики та переваги:

1. Стабілізуючий момент: Конструкція пристрою дозволяє зменшити відхилення напівпричепа від траєкторії тягача під час прямолінійного руху, що є критично важливим для безпеки.

2. Перерозподіл навантаження: При поворотах відбувається збільшення вертикального навантаження на внутрішнє колесо тягача, що покращує стійкість проти перекидання. Це особливо важливо при русі на поворотах, коли вплив відцентрових сил може призвести до втрати контролю над автопоїздом.

3. Кінематична схема: Розробка нової кінематичної схеми тягово-зчіпного пристрою забезпечує оптимальне поєднання руху та стабільності, що позитивно впливає на загальну динаміку автопоїзда.

Конструктивні особливості:

- Поворотна платформа: Платформа закріплена на рамі тягача нерухомо в горизонтальній площині, що дозволяє їй виконувати функцію стабілізатора під час маневрування.
- Нахил шкворня: Установка шкворня під нахилом у поздовжній вертикальній площині забезпечує точку перетину осі шкворня, що сприяє більш ефективному розподілу навантаження.

Технічний результат, який досягається завдяки розробці тягово-зчіпного пристрою напівпричепа з похилою поворотною платформою, має кілька важливих аспектів (рис. 2.20):

1. Стійкий рух по прямолінійній траєкторії: Завдяки новій кінематичній схемі, пристрій забезпечує більш стабільний рух напівпричепа та автопоїзда. Ваговий стабілізуючий момент, що виникає від ваги напівпричепа, допомагає зберігати прямолінійний курс руху, що є критично важливим для безпеки та комфорту при експлуатації.

2. Підвищена стійкість проти перекидання: У конструкції передбачено перерозподіл навантаження під час поворотів. Це означає, що навантаження від ваги напівпричепа передається на внутрішні колеса тягача, які знаходяться ближче до центру повороту. Це знижує ризик перекидання, оскільки зменшує ефект відцентрових сил, які діють на напівпричіп.

3. Оптимізація динаміки автопоїзда: Завдяки цим поліпшенням, транспортний засіб здатний підтримувати вищі швидкості на поворотах,

покращуючи загальні експлуатаційні характеристики. Це важливо для підвищення ефективності та безпеки автотранспортних перевезень.

Таким чином, розроблений пристрій не лише покращує стійкість напівпричепа, але й значно підвищує його безпеку, що робить його важливим вдосконаленням у галузі автомобільного транспорту.

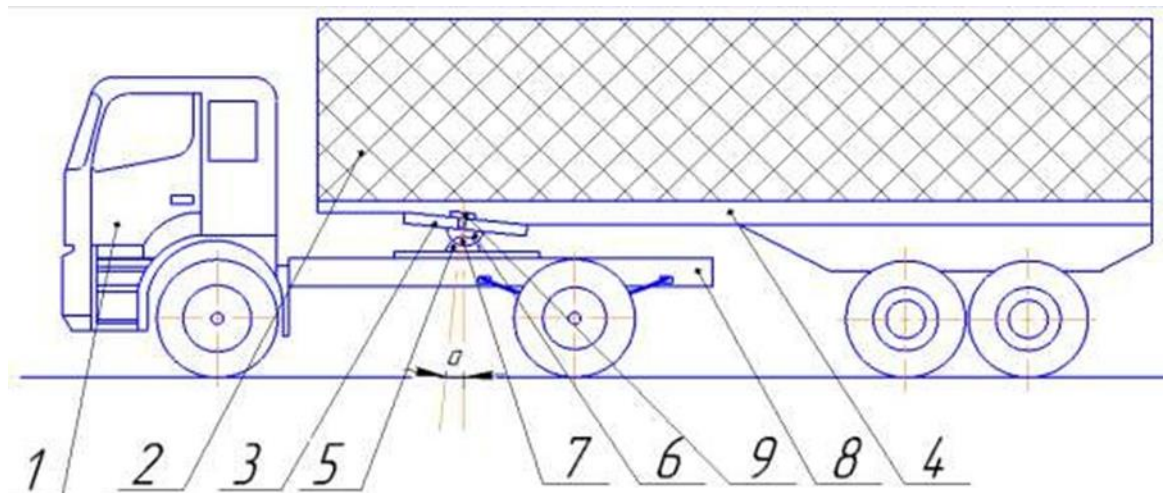


Рис. 2.20. Схема тягово-зчіпного пристрою напівпричепа з похилою поворотною платформою - вигляд збоку

Коли автопоїзд рухається по прямій, вісь сполучного шворня 9 розміщена в поздовжній вертикальній площині, що проходить через центри осей коліс тягача 1 і напівпричепа 2. У цьому випадку вертикальне навантаження від напівпричепа рівномірно розподіляється між колесами тягача.

Якщо виникають збурюючі сили, які діють на автопоїзд у поперечному напрямку (наприклад, від нерівностей дороги або поривів вітру), це може призвести до відхилення напівпричепа від прямолінійної траєкторії. Нахил поворотної платформи та шворня в поздовжній вертикальній площині спричиняє виникнення вагового стабілізуючого моменту, що повертає напівпричіп у положення, яке відповідає прямолінійному руху, що забезпечує стабільність автопоїзда.

При повороті автопоїзда рама 8 тягача 1 і поворотна платформа 3 обертаються відносно рами напівпричепа 4 2. У результаті нахилу шворня 9 від вертикалі на кут α в поздовжній вертикальній площині, навантаження на заднє колесо тягача 1, що ближче до центру повороту, спочатку збільшується, а потім зменшується, що компенсує додаткове навантаження на зовнішнє колесо від відцентрової сили.

Неочевидними перевагами конструкції тягово-зчіпного пристрою напівпричепа з похилою поворотною платформою є можливість експлуатації автопоїзда на більш високих швидкостях, при цьому зберігаючи стійкість курсового руху як на прямих ділянках, так і на поворотах, з підвищеною стійкістю проти перекидання. Позитивний вплив поздовжнього нахилу шворня на стійкість руху транспортних засобів (автомобілів, тракторів, причепів з керованими колесами переднього візка, які забезпечені рульовою трапецією) підтверджується відомими дослідженнями.

У цьому розділі розглянуті переваги та недоліки конструкцій тягово-зчіпних пристроїв причепів та напівпричепів, спрямованих на покращення техніко-експлуатаційних показників, таких як маневреність, стійкість до перекидання, паливна ефективність та стабілізація руху. Вивчені принципи роботи кожного з пристроїв, а також ознайомлено з їхніми перевагами і недоліками. Однією з основних функцій розглянутим моделей є підвищення безпеки руху через покращення стабілізації та стійкості автопоїздів.

Розглянуті конструкції є працездатними та виконують свої функції, що підтверджується отриманням патентів на корисні моделі для цих технічних рішень. Проте, виявлено ряд недоліків, таких як складність конструкцій, висока вартість переобладнання, необхідність зміни конструкцій не лише напівпричепа, але й тягового автомобіля, а також перевантаженість зчіпного пристрою, що може призвести до швидкого зношування.

Корисна модель «Тягово-зчіпний пристрій напівпричепа з похилою поворотною платформою» є найбільш простим і ефективним рішенням технічної проблеми в порівнянні з іншими проаналізованими тягово-

зчіпними пристроями.

Основні переваги цієї моделі:

- Зміна конструкції стосується лише напівпричепа, що робить її універсальною щодо інших тягачів.

- Простота конструкції та обслуговування.

- Невеликі витрати на переобладнання напівпричепа з швидкою окупністю.

- Використання запропонованого тягово-зчіпного пристрою автомобільного напівпричепа покращує його експлуатаційні характеристики: підвищує стійкість руху і знижує ймовірність перекидання транспортного засобу на поворотах.

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1. Розрахунок розподілу навантаження між задніми колесами

Для проведення розрахунків розподілу навантаження як приклад було взято тягач марки КРАЗ. Його технічні характеристики представлені у таблиці 3.1

Таблиця 3.1

Технічні характеристики тягача-КРАЗ

Вагові параметри та навантаження	
Споряджена маса шасі, кг	7900
Навантаження на передню вісь, кг	5300
Навантаження на задній міст, кг	2600
Навантаження на сидельно-зчіпний пристрій	10550
Повна маса автомобіля, кг	18600
Навантаження на передню вісь, кг	7100
Навантаження на задній міст, кг	11500
Повна маса автопоїзда, кг	44000
Повна маса напівпричепа, кг	36100

Для проведення розрахунків приймається кут нахилу поворотної платформи в 5 градусів, який був визначений експериментально за допомогою зменшеної моделі автопоїзда зі змінним зчіпним пристроєм та

біговою доріжкою, що дозволяє «розігнати» модель до 45 км/год.

Під час повороту автопоїзда завдяки нахилу поворотної платформи навантаження з зовнішнього колеса задньої візки переміщується на внутрішнє колесо задньої візки тягача. Якщо не враховувати пружні властивості конструкції тягача (пружність коліс, амортизатори, які зменшують коливання), зовнішнє колесо буде підніматися, а внутрішнє, навпаки, сильніше тиснутиме на дорожнє покриття.

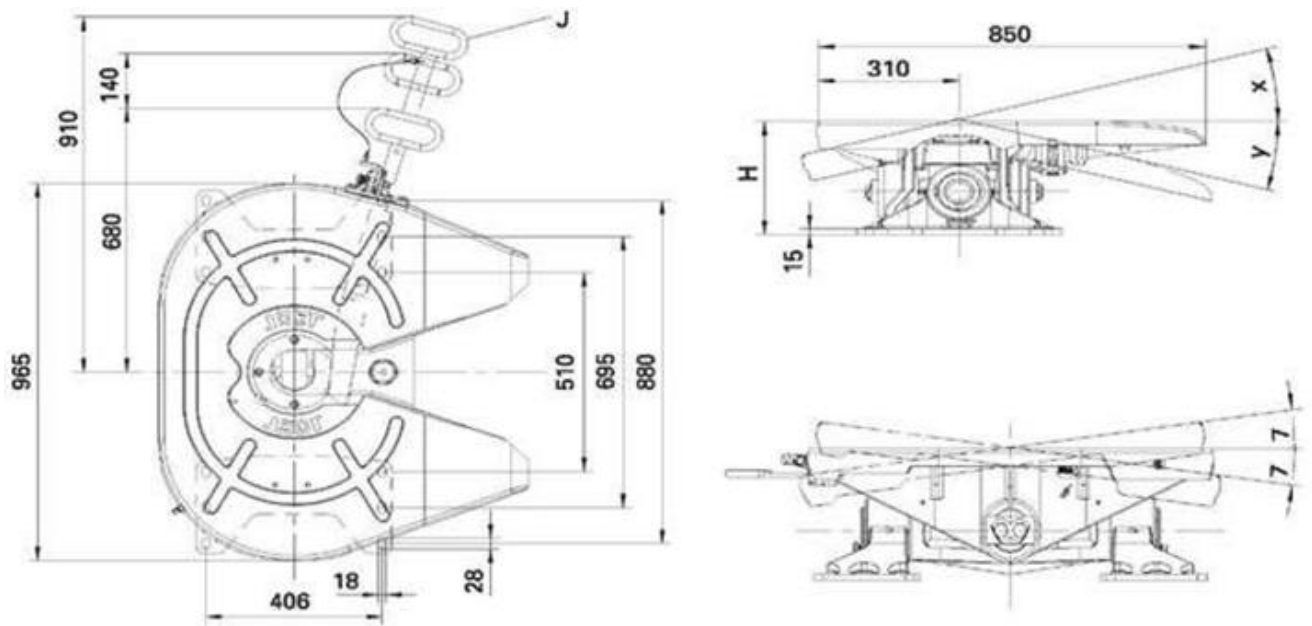


Рис. 3.1. Габаритні розміри сидельного пристрою

Знаючи габаритні розміри сидельного пристрою та кут нахилу поворотної платформи тягово-зчіпного пристрою тягача, можна обчислити величину, на яку намагатиметься піднятися зовнішнє до повороту колесо заднього візка під час повороту.

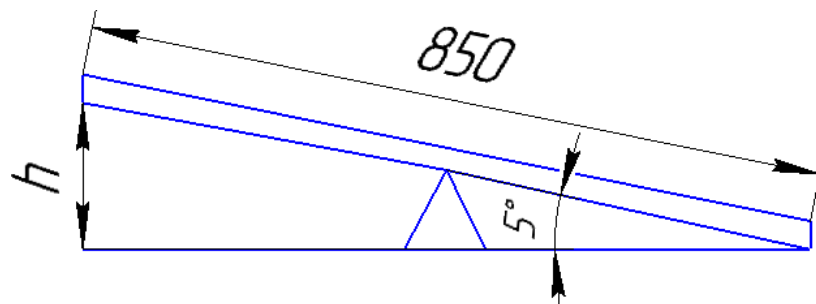


Рис.3.2. Схема сидельного пристрою з нахилом

Знайдемо величину h , використовуючи аналітичну залежність

$$h = L \tan (5) \quad (3.1)$$

де: L - довжина сидельного пристрою, h величина, на яку прагне піднятися колесо.

$$h = 850\text{мм} \cdot \tan 5 = 74\text{мм}.$$

Далі складаємо залежність величини підйому зовнішнього до центру повороту колеса заднього візка від кута повороту автомобільного поїзда. Величина h буде максимальною при складанні тягача та напівпричепа на 90 градусів. Отже, при повороті до 90 градусів $h=74$ мм. Знаючи максимальне та мінімальне значення можна скласти залежність див. табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Величина підйому колеса

Кут повороту, градуси	Підйом колеса, мм	Підйом колеса, мм
0	0	0
10	8	11
20	16	22
30	25	33
40	33	44
50	41	56
60	49	67
70	58	78
80	66	89
90	74	100

Графічно дана залежність величини підйому зовнішнього до центру повороту колеса при повороті колеса представлена лінійно та зображена на рисунку 3.3

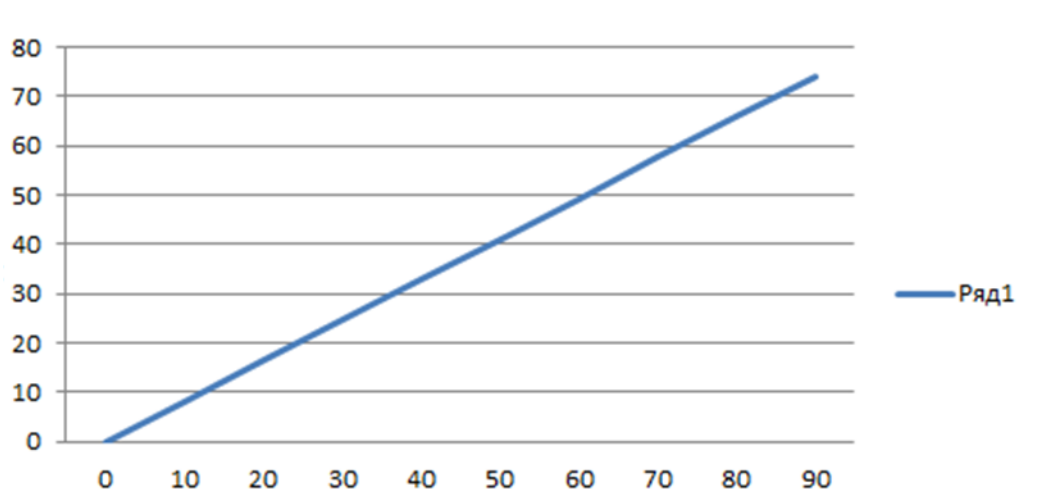


Рис. 3.3 Залежність величини підйому зовнішнього колеса

Завдяки нахилу шворня поворотної платформи зовнішнє колесо під час повороту прагне піднятися. У результаті навантаження переміщається на внутрішнє колесо до повороту. Знаючи величину h на яку прагне піднятися зовнішнє колесо, можна скласти залежність розподілу навантаження між зовнішнім та внутрішнім колесами заднього візка від кута повороту автомобільного поїзда. Навантаження на задній міст тягового автомобіля дорівнює 11500 кг із табл. 3.1. Отже, на кожне заднє колесо припадає 5750 кг. або 50%.

Розподіл навантаження між колесами задньої осі тягача при повороті представлено у таблиці 3.3 та на графіку 3.4

Таблиця 3.3

Розподіл навантаження при повороті

Кут повороту, градуси	Навантаження на зовнішнє колесо, кг	Навантаження на внутрішнє колесо, кг	Загальне навантаження на задню вісь, кг	Навантаження на зовнішнє колесо, %	Навантаження на внутрішнє колесо, %
0	5750	5750	11500	50	50
10	5539	5961	11500	48	52
20	5328	6172	11500	46	54
30	5118	6383	11500	44	56

40	4907	6593	11500	43	57
50	4696	6804	11500	41	59
60	4485	7015	11500	39	61
70	4274	7226	11500	37	63
80	4063	7437	11500	35	65
90	3853	7648	11500	33.33	66.66

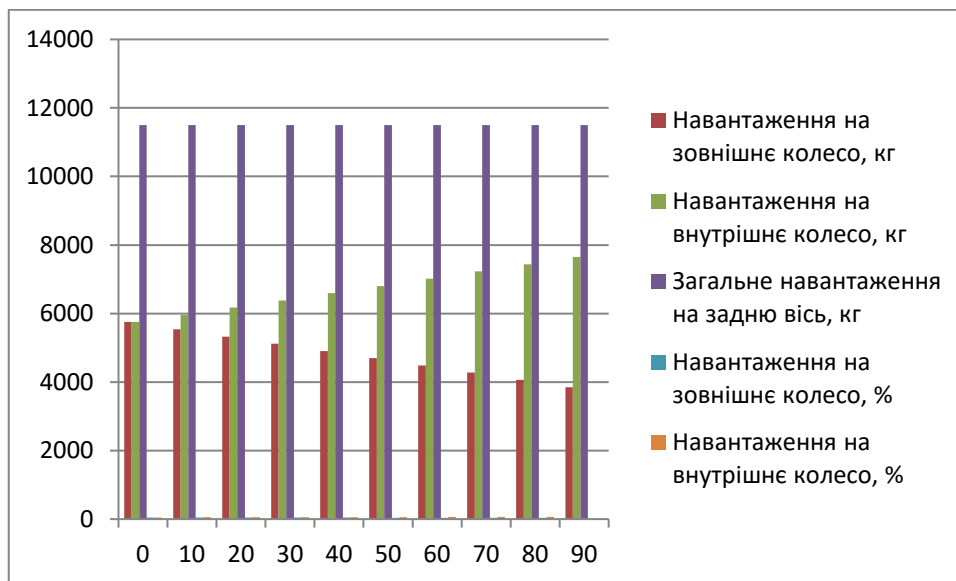


Рис. 3.4. Розподіл навантаження при повороті

На графіку показано, що при повороті на 90 градусів навантаження на колеса задньої візки тягача розподіляється нерівномірно, і зовнішнє колесо отримує удвічі менше навантаження, ніж внутрішнє. Завдяки нахилу шкворня, під час повороту виникає сила, що прагне підняти зовнішнє до центру повороту колеса. Однак через пружність конструкції та елементів амортизації підйом колеса не відбувається, натомість навантаження переміщується з зовнішнього колеса на внутрішнє. Це дозволяє компенсувати дію перекидальних сил і протидіяти відцентровій силі, яка намагається перевернути автопоїзд.

3.2. Стійкість руху автопоїзда на повороті

Під час повороту на автопоїзд діють відцентрові сили, які прагнуть перекинути його. Збільшується навантаження на зовнішнє до центру повороту колесо. Залежно від ряду факторів: висота центру ваги, радіус повороту під час руху автопоїзда на повороті та збільшення швидкості руху можливі дві події: автопоїзд або перекинеться, або сповзе юзом у кювет.

Для того щоб визначити, яка подія буде більш імовірною, скористаємося наступною методикою.

Критична швидкість перекидання визначається за формулою:

$$V_{\pi} = 3,6 \sqrt{\frac{B}{2h} R g} \cdot , \text{км/год} \quad (3.2)$$

Критична швидкість заносу транспортного засобу:

$$V_z = 3,6 \sqrt{\varphi_{\min} \cdot R \cdot g} \cdot , \text{км/год} \quad (3.3)$$

Потім слід визначити, при якому коефіцієнті зчеплення перекидання та занос будуть рівноймовірні:

$$\varphi_{зч} = \frac{B}{2 \cdot h}, \quad (3.4)$$

де, B -ширина колії автомобіля

h - висота розташування центру тяжкості завантаженого автомобіля, м

R - мінімальний радіус кривої ($R=20$ м)

- мінімальний коефіцієнт зчеплення ($=0,3$)

Автопоїзд представляє собою трьохмасову систему, яка включає вагу автомобіля G_a , вагу вантажу Q і вагу напівпричепа G_n .

Висота розташування центру ваги вантажного автопоїзда визначається за формулою:

$$h_{\text{шта}} = \frac{G_a \cdot D_k + Q \left(1.6 D_k + \frac{C}{2} \right) + G_p \cdot D_k}{G_{\text{ан}}}, \quad (3.5)$$

де $1.6 \cdot D_k$ - зовнішній діаметр колеса (шини) – початкова висота

Технічні характеристики автопоїзда табл. 3.1:

$G_a = 7900$ кг; $Q = 36100$ кг $G_n = 10000$ кг; $D = 315/70 R22/5 = 1.01$ м.

Висота центру тяжіння навантаженого автопоїзди дорівнює:

$$h = \frac{7900 * 1.01 + 36100 \left(1.16 * 1.01 + \frac{2.02}{2} \right) + 10000 * 1.01}{4400} = 2.5 \text{ м}$$

Визначимо швидкість перекидання і швидкість заносу:

$$V_{\Pi} = 3,6 \sqrt{\frac{2 * 9,81 * 20}{22 * 2,5h}} = 31,98 \text{ км/год.}$$

$$V_z = 3,6 \sqrt{0,3 * 9,81 * 20} = 27,6 \text{ км/год.}$$

Виходячи з отриманих даних видно, що швидкість заносу менша швидкості перекидання і тому можна зробити висновок, що занесення автопоїзда найбільш ймовірне, ніж перекидання.

При цьому, коли значення коефіцієнта зчеплення зростає, швидкість занесення наближається до швидкості перекидання, що робить події перекидання та заносу однаково ймовірними. На основі отриманих розрахунків можна побудувати графік залежності швидкості перекидання та занесення від радіусу повороту. Це дозволить візуально визначити, при якому радіусі повороту швидкість перекидання буде вищою, що зробить маневр автопоїзда найбільш безпечним. Дана залежність показана на рисунку 3.5.

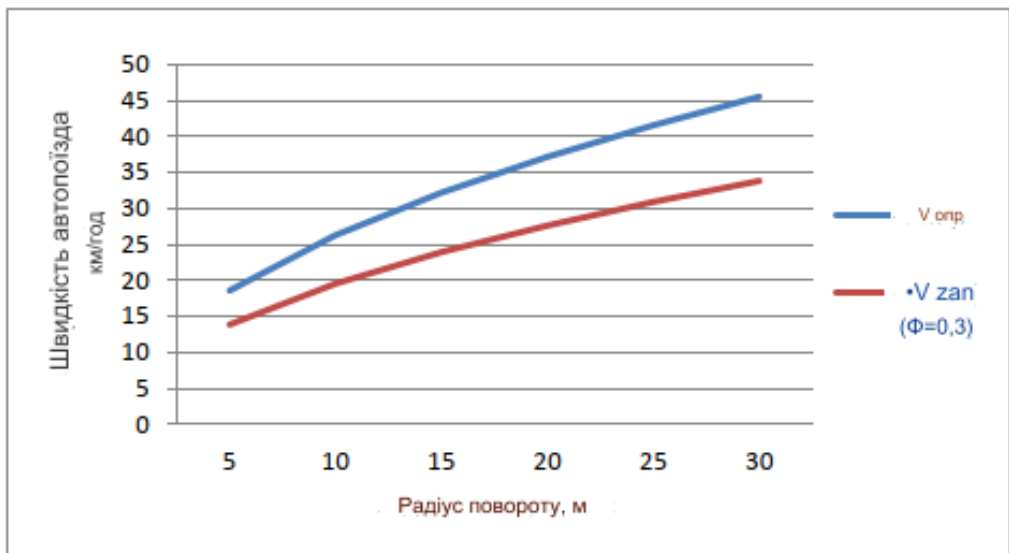


Рис.3.5. Залежність швидкості перекидання від радіусу повороту

3.3. Розрахунок стабілізуючого моменту

Наявність нахилу шворня поворотної платформи напівпричепа при повороті сприяє перерозподілу навантаження від ваги напівпричепа на внутрішнє до центру повороту колесо, що підвищує стійкість причепа проти перекидання від дії відцентрових сил і сприяє виникненню стабілізуючого моменту, який прагне повернути автопоїзд.

На рис. 3.6 представлена схема сил, що діють на колеса задньої осі тягача на повороті. Вісь шворня ВС має нахил до поверхні руху та утворює кут μ з вертикаллю. Проекція ходової осі на площину руху утворює кут θ з проекцією цієї осі при прямолінійному русі.

Стабілізуючий момент визначимо щодо точки В перетину осі шворня з площиною дороги.

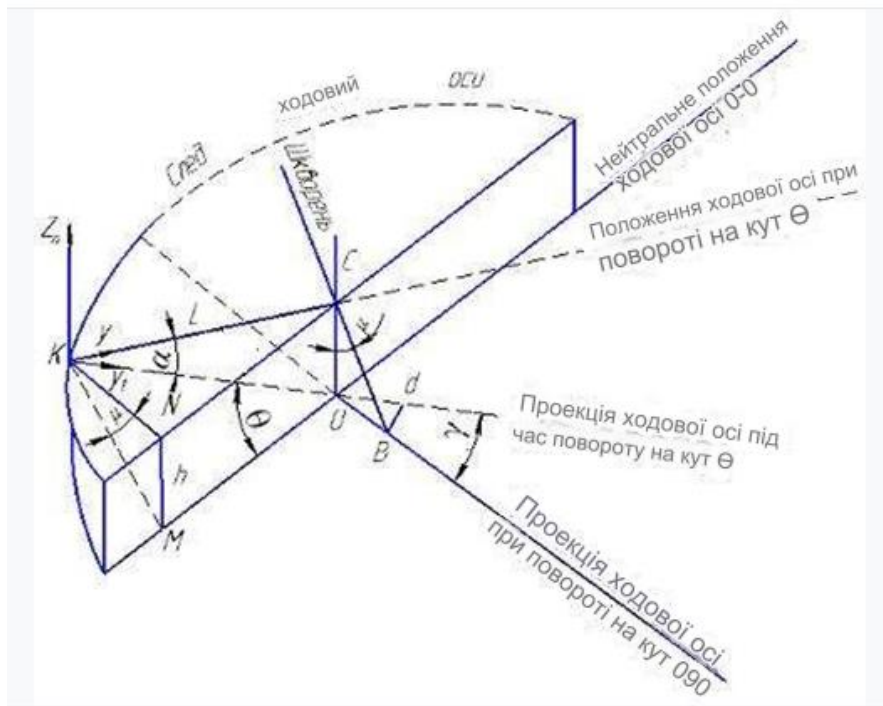


Рис. 3.7. Схема для визначенню моментів M_y , M_x , M_n від реакції дороги на внутрішнє до центру повороту колесо переднього поворотного візка

При повороті ходової осі на кут θ відбувається її нахил на кут α до поверхні руху підйом на висоту h від нейтрального положення. Відкладемо відрізок KM з точки контакту колеса з дорогою K перпендикулярно до нейтрального положення ходової осі. Тоді із трикутника KNM

$$h = KM \cdot \sin \mu. \quad (3.6)$$

Враховуючи, що $KN = L \cdot \sin \theta$; де L -довжина півосі коліс переднього візка, отримаємо

$$h = L \cdot \sin \theta \cdot \sin \mu. \quad (3.7)$$

З трикутника KCB визначимо $\sin \alpha$ кута нахилу ходової осі коліс до горизонтальної площини

$$\sin \alpha = \frac{h}{L} = \frac{L \cdot \sin \theta \cdot \sin \mu}{L}, \quad (3.8)$$

$$\alpha = \arcsin(\sin\theta \cdot \sin\mu) . \quad (3.9)$$

Плече Bd між точкою перетину осі шворня з площиною руху та напрямом складової реакції Y визначиться з трикутника OBd

$$Bd = OB \cdot \sin\gamma \quad (3.10)$$

де γ - кут між проекцією ходової осі на повороті і відрізком OB , що з'єднує точку перетину шворня і проекцію середини ходової осі з поверхнею руху. Враховуючи, що $\gamma = 90^\circ - \theta$ визначиться OB

$$OB = h \cdot \operatorname{tg}\mu \quad (3.11)$$

тоді отримаємо

$$Bd = h \cdot \operatorname{tg}\mu \cdot \sin(90 - \theta) \quad (3.12)$$

$$Bd = h \cdot \operatorname{tg}\mu \cdot \cos\theta \quad (3.13)$$

Підставивши значення h з формули (2) отримаємо

$$Bd = L \cdot \sin\theta \cdot \sin\mu \cdot \operatorname{tg}\mu \cdot \cos\theta, \quad (3.14)$$

Реакція Y вздовж ходової осі визначиться як складова реакції Z , що діє вертикально

$$Y = Z \cdot \sin\alpha; \quad (3.15)$$

Складова реакції Zn , що діє вздовж проекції ходової осі на площину руху Y_1 і викликає момент щодо точки B , визначиться

$$Y_1 = Zn \cdot \sin\alpha \cdot \cos\alpha, \quad (3.16)$$

Враховуючи вирази отримаємо:

$$Y1 = Z_n \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\arcsin(\sin \theta \cdot \sin \mu)). \quad (3.17)$$

Для визначення моменту складової реакції z_n , що діє в площині руху на колесо щодо точки поперечно півосі L , розкладемо її на силу z_{Π} паралельну шворню (і тому не створює моменту щодо його осі) і силу z_{μ} , що лежить в площині дороги і паралельну лінії BB , що з'єднує точки перетину шворня з поверхнею руху при нахилі та проекцію центру повороту осі коліс на дорогу, тоді:

$$M_{z\Pi} = Z_{\Pi\mu} \cdot L \cdot \cos \theta; \quad (3.18)$$

де L - половина ходової осі коліс,

$Z_{\Pi\mu}$ визначиться

$$Z_{\Pi\mu} = \operatorname{tg} \mu \cdot Z_{\Pi} \quad (3.19)$$

Момент від реакції Z визначиться

$$M_{z\Pi} = L \cdot Z_{\Pi} \cdot \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \mu \quad (3.20)$$

Для визначення моменту реакції X , що діє у площині руху на колесо щодо точки B визначимо плече Kd

$$Kd = od + oK \quad (3.21)$$

З трикутника oBd визначиться od

$$od = \sqrt{(OB)^2 - (Bd)^2}; \quad (3.22)$$

$$od = \sqrt{(L \cdot \sin \theta \cdot \sin \mu)^2 - (L \cdot \sin \theta \cdot \sin \mu \cdot \operatorname{tg} \mu \cdot \cos \theta)^2}; \quad (3.23)$$

OK рівне проекції півосі L визначиться

$$OK = L \cdot \cos \alpha. \quad (3.24)$$

В результаті отримаємо плече Kd

$$Kd = \sqrt{(L \cdot \sin \theta \cdot \sin \mu)^2 - (L \cdot \sin \theta \cdot \sin \mu \cdot \operatorname{tg} \mu \cdot \cos \theta)^2} + [L \cdot \cos(\arcsin(\sin \theta \cdot \sin \mu))]; \quad (3.25)$$

Дотична реакція дороги X визначиться

$$X = Z_{\Pi} \cdot f, \quad (3.26)$$

де f - коефіцієнт опору коченню колеса

З урахуванням отриманих виразів реакцій XZY та їх плечей щодо точки B отримаємо моменти

$$My = L \cdot Z_n \cdot \sin^2 \theta \cdot \sin^2 \mu \cdot \cos(\arcsin(\sin \theta \cdot \sin \mu)) \cdot \operatorname{tg} \mu \cdot \cos \theta \quad (3.27)$$

$$M_x = Z_{\Pi} \cdot f \cdot (\sqrt{(L \cdot \sin \theta \cdot \sin \mu)^2 - (L \cdot \sin \theta \cdot \sin \mu \cdot \operatorname{tg} \mu \cdot \cos \theta)^2} + L \cos(\arcsin(\sin \theta \cdot \sin \mu))); \quad (3.28)$$

$$M_{Z\Pi} = L \cdot Z_{\Pi} \cdot \cos \theta \cdot \operatorname{tg} \mu. \quad (3.29)$$

На колесо, діє також момент опору повороту шини $M_{ш}$, що виникає в результаті зміщення реакцій X і Y від центру контакту при виведенні колеса.

Момент $M_{ш}$ опору повороту шини приймаємо з експериментальних досліджень. Графік залежності $M_{ш}$ від кута повороту колеса представлений на рис. 3.8.

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1. Стабілізуючий момент та його складові

Розглянемо характер зміни стабілізуючих моментів M_{zn} , M_x , M_y , $M_{ш}$. При розрахунках приймаємо припущення: абсолютно жорстка підвіска заднього візка тягача, відсутність крутильної деформації рами напівпричепа, відсутність бічного відведення шин, повне завантаження напівпричепа по масі вантажу, що перевозиться. Кут поздовжнього нахилу уявного шворня приймаємо рівним 5 град. За прийнятих умов поворот заднього візка тягача за рахунок нахилу ходовий осі на кут α супроводжується відривом зовнішнього до центру повороту колеса візка від поверхні дороги, і все навантаження від ваги причепа на передній візок перерозподіляється на внутрішнє до центру повороту колеса (в експлуатації тракторних поїздів такий випадок не типовий, оскільки наявність пружинної підвіски, скручування рами, еластичність коліс забезпечують їх постійний контакт з дорогою). На рис. 3.8 представлені залежності моментів M_z , M_x , M_y , $M_{ш}$, а також сумарного моменту стабілізації коліс $M_{ст}$ від кута повороту переднього візка θ щодо рами напівпричепа. Приймаємо, що момент реакції Y , що діє вздовж ходової осі має негативне значення, так як напрямок дії сили від Y викликає момент що перешкоджає дії моментів M_z , M_x , $M_{ш}$, створюють сумарний момент стабілізації $M_{ст}$.

Дані залежності величин моментів M_x , M_z , $M_{ш}$ і $M_{ст}$ від кута повороту зведені таблицю 4.1 і представлені на рис. 4.1.

Таблиця 4.1

Залежності величин моментів M_x , M_z , $M_{ш}$ і $M_{СТ}$ від кута повороту

Кут повороту	M_y при $\mu=5$	M_x	M_z	$M_{ш}$	$M_{СТ}$
0	0	3600.00	31738.86	0	35338.86
5	-1.0355099	3653.22	31618.08	1050	36320.27
10	-4.0622081	3705.27	31256.67	1500	36457.88
15	-8.846367	3755.79	30657.38	1700	36104.33
20	-15.017224	3804.50	29824.77	1757	35371.25
25	-22.093645	3851.09	28765.17	1757	34351.17
30	-29.518567	3895.31	27486.66	1757	33109.44
35	-36.698641	3936.90	25998.95	1757	31656.15
40	-43.046154	3975.65	24313.37	1757	30002.98
45	-48.020199	4011.35	22442.76	1757	28163.09
50	-51.164225	4043.80	20401.34	1757	26150.98
55	-52.137406	4072.85	18204.66	1757	23982.37
60	-50.737822	4098.33	15869.43	1757	21674.02
65	-46.916047	4120.13	13413.42	1757	19243.63
70	-40.778465	4138.11	10855.33	1757	16709.66
75	-32.580279	4152.20	8214.62	1757	14091.24
80	-22.708888	4162.32	5511.39	1757	11408.00
85	-11.65883	4168.41	2766.22	1757	8679.97
90	-8.256E-15	4170.44	0.00	1757	5927.44

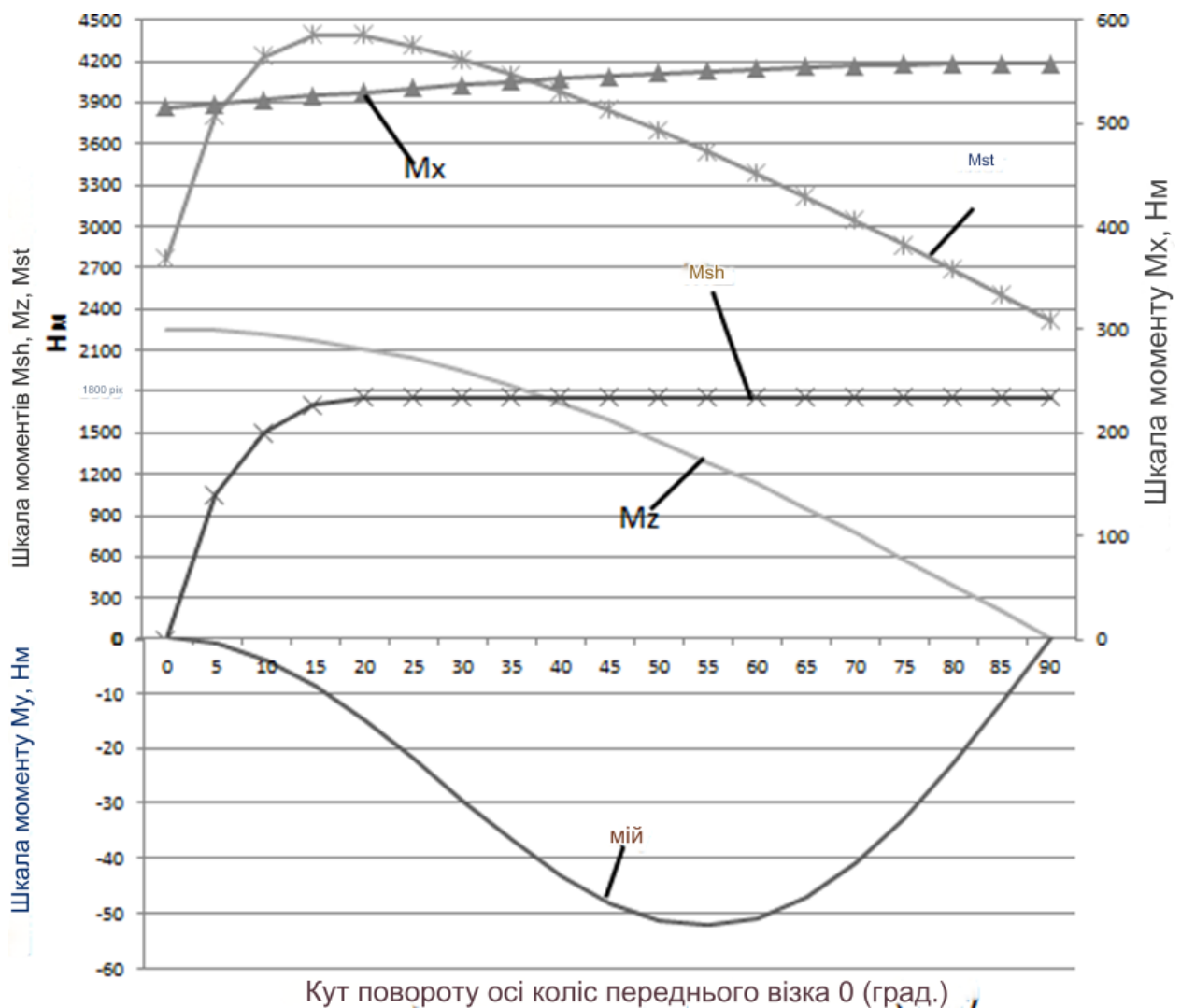


Рис. 4.1. Стабілізуючий момент і його складові

Нахил осі шворня поворотного сприяє виникненню реакцій та моментів, що стабілізують рух коліс та прагнуть вирівняти тягач та напівпричіп - тобто. зберегти нейтральне положення автопоїзда при прямолінійному русі, причому сумарний момент стабілізації має найбільше значення при прямолінійному русі.

Наявність нахилу шворня поворотної платформи при повороті сприяє перерозподілу навантаження від ваги напівпричепа на внутрішнє колесо до центру повороту, що підвищує стійкість причепа проти перекидання від дії відцентрових сил.

Розрахункові дані показують, що зі збільшенням кута складання між

тягачом та напівпричепом момент стабілізації зменшується, проте це явище можна вважати позитивним, як не перешкоджає повороту при значних кутах, коли поворот відбувається, як правило, на невеликих швидкостях.

При розрахунках моменту стабілізації були прийняті припущення про абсолютну жорсткість підвіски коліс переднього поворотного візка та відсутність пружної деформації рами при повороті причепа. При прийнятих припущеннях поворот супроводжується відривом зовнішнього центру до повороту колеса від поверхні руху і відсутністю силових реакцій на нього від дороги.

Таблиця 4.2

Залежність $M_{ст}$ від кута нахилу шворня і повороту

Кут нахилу шворня, градуси	Кут повороту автопоїзда, градуси				
	0	20	45	70	90
0	514.8	1259.8	1259.8	1259.8	1259.80
1	964.0934	1685.046	1583.763	1421.799	1268.71
3	1863.776	2536.138	2231.05	1744.753	1286.04
5	2766.758	3389.134	2876.825	2065.28	1302.71
7	3675.275	4245.386	3520.339	2382.179	1318.70
9	4591.615	5106.302	4160.915	2694.322	1333.99

Залежність стабілізуючого моменту від кута нахилу шворня а також від кута повороту автопоїзда представлені на рисунках 4.2 і 4.3.

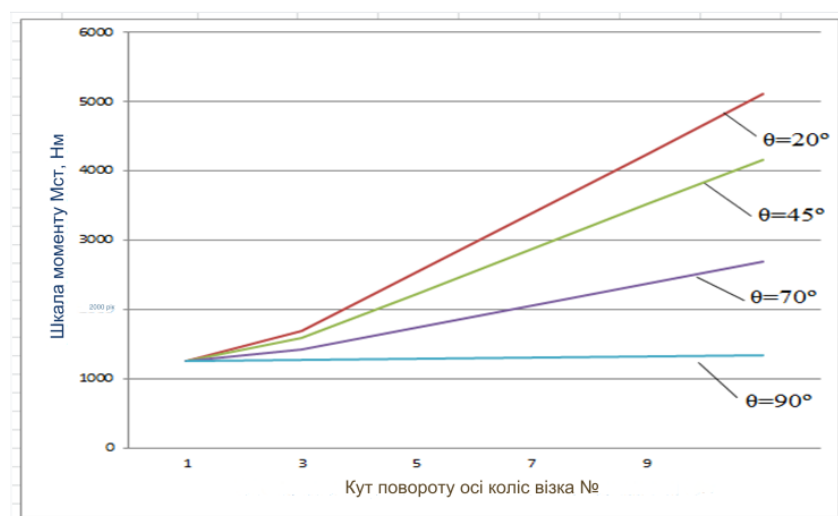


Рис. 4.2. Залежність $M_{ст}$ від кута повороту

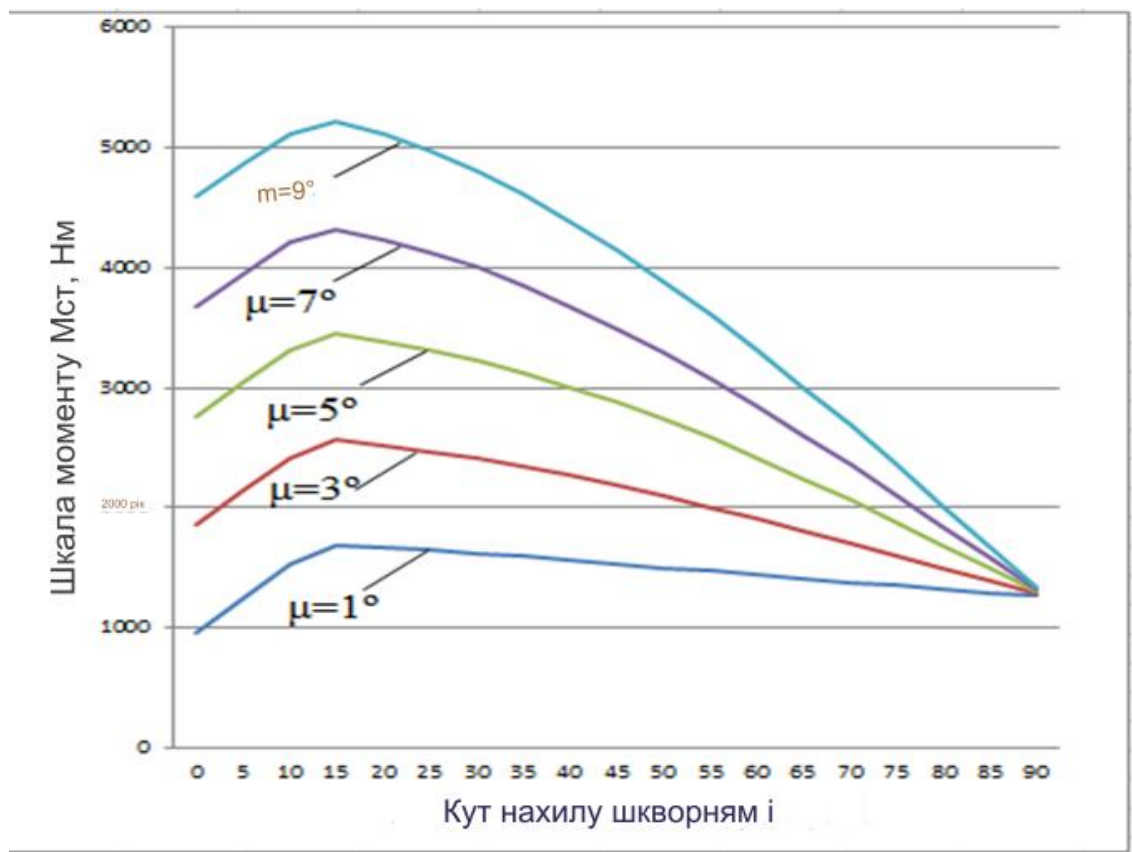


Рис. 4.3. Залежність $M_{ст}$ кута нахилу шворня

4.2. Експериментальні дослідження

Щоб дослідити вплив зміненої конструкції на стабілізацію руху, необхідно розігнати модель до певної швидкості, впливати зовнішніми силами до втрати напівпричепом стійкості і спостерігати процес загасання коливань.

Для експерименту було переобладнано конвеєрну доріжку. Агрегат є столом із закріпленими по краях валами і натягнутою між ними транспортувальною стрічкою. Довжина доріжки становить 1.5м, а ширина 0.3м. Стенд складається з кількох елементів: електричний двигун з вимикачем, ведучий та ведений шків, перемикач швидкостей та металева конструкція – стіл (рис. 4.4).



Рис. 4.4. Схема стенду для дослідження стійкості транспортного засобу:
1 - транспортувальна стрічка; 2 - електричний двигун; 3 - ведучий шків; 4 - ведений шків; 5 – перемикач швидкостей; 6 – стіл

Дослідження проводились на кафедрі «Автомобілів ТНТУ». Було відновлено та приведено у робочий стан конвеєр, технічні характеристики якого задовольняли наші вимоги до експерименту. Для відновлення робочого стану стрічкової доріжки були встановлені електродвигун та вимикач, регулятор швидкостей. Для того щоб можна було регулювати швидкість руху стрічки, були виготовлені шкиви різних діаметрів. Експериментальним шляхом визначили швидкість доріжки – 45 км/год.



Рис.4.5. Масштабна модель автомобільного поїзда з похило-поворотною платформою

Для випробувань було сконструйовано модель автомобільного поїзда:

тягач та напівпричіп (рис.4.6) у масштабі 1:13 щодо реального транспортного засобу. На раму напівпричепа встановлена платформа з можливістю регулювання кута щодо рами напівпричепа. Це дозволить встановлювати необхідний кут шворня μ та спостерігати за змінами показників автопоїзда. Конструкцію тягача не змінено.



Рис. 4.6. Похило поворотна платформа з регулювальним гвинтом для установки кута нахилу шворня

На стійкість автопоїзда велику роль надає напівпричіп. Однією з основних причин втрати стійкості є неправильне розподілення вантажу в кузові напівпричепа. Виходячи з цього, випробування проводились у кілька етапів:

- 1) Без нахилу шворня μ .
 - a) Порожній причіп.
 - b) Рівномірне розподіл вантажу по кузову напівпричепа.
 - c) Нерівномірний (неправильний) розподіл вантажу по кузову напівпричепа.
- 2) З нахилом шворня μ
 - a) Порожній причіп.
 - b) Рівномірне розподіл вантажу по кузову напівпричепа.
 - c) Нерівномірний (неправильний) розподіл вантажу по кузову напівпричепа.

Для експерименту за допомогою регульовального механізму встановили кут нахилу шворня $\mu = 5$ градусів. Для навантаження напівпричепа використовувалися гири.

Експеримент проводився у такому порядку. Модель автопоїзда встановлювалася на стрічкову доріжку, тягач фіксувався канатом від поздовжнього переміщення доріжкою. Після встановлення заданої швидкості стрічки, на напівпричіп впливали бічними зусиллями доти, поки напівпричіп не втрачає стійкість і не починає коливання - "виляння". Після закінчення зовнішнього впливу, бічні відхилення і процес відновлення курсової стійкості та прямолінійного руху автопоїзда фіксувалися на швидкісну відеокамеру, встановлену в торцевій частині стрічкової доріжки та зверху. Аналіз запису дозволяє визначати амплітуду бічних відхилень (вилянь) напівпричепа їх частоту та час згасання коливань прийнятих як оціночні критерії.

Результати обробки отриманих експериментальним шляхом даних досліджень дозволили оцінити характер руху автопоїзда з модернізованим тягово-зчіпним пристроєм залежно від розподілу вантажу та зовнішніх факторів, а також залежно від величини кута нахилу опорно поворотної платформи.



а)

б)

Рис. 4.7. Рух незавантаженого автопоїзда по стрічкової доріжці: а) без нахилу шворня; б) з нахилом шворня

Аналіз результатів експериментальних даних показав, що при руху

стрічки зі швидкістю 45 км/год бічні відхилення напівпричепа традиційної схеми (без нахилу шворня поворотної платформи) носили загасаючий характер після бічного впливу на причіп час повного згасання коливань склав в середньому 5-7 секунд (рис.4.7а).

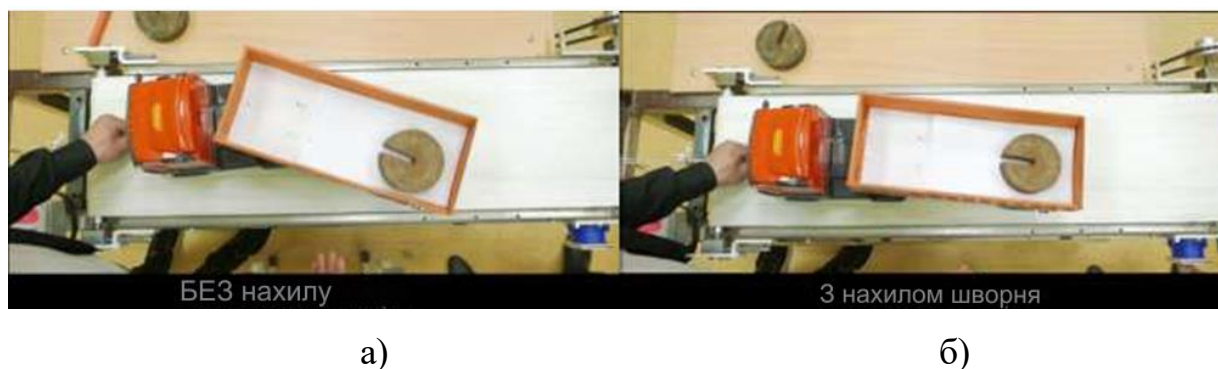


Рис. 4.8. Рух навантаженого автопоїзда по стрічкової доріжці: а) без нахилу шворня; б) з нахилом шворня

При аналогічному експерименті зі встановленим кутом нахилу шворня, рівним 5° , амплітуда коливань, викликаних бічними зусиллями та час згасання зменшилися – автопоїзд плавно повертався у початкове положення (рис.4.8б). За допомогою сповільненої зйомки визначили час згасання коливання в кожному з експериментів. Результати занесені в таблицю 4.6.

Таблиця 4.6

Час згасання коливань напівпричепа

	Без нахилу шворня	Нахил шворня $\mu 5^\circ$
Порожній напівпричіп	5сек	2сек
Рівномірний розподіл вантажу	6сек	3сек
Нерівномірний розподіл вантажу	9сек	4сек

Результати випробувань показують, що досліджувана модель тягово-зчіпного пристрою є ефективною і виконує заявлені функції. Амплітуда коливань знизилася, а час згасання зменшився майже вдвічі.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1. Охорона праці під час ремонту вантажних автомобілів в дорожніх умовах

Під час інтенсивної експлуатації вантажних автомобілів дуже часто трапляються випадки поломки вузлів та агрегатів під час перебування у рейсі. Як наслідок, виникає потреба проводити ремонт в дорожніх умовах.

Якщо ремонт автомобіля в дорожніх умовах проводить безпосередньо водій транспортного засобу, він повинен пройти навчання з охорони праці під час обслуговування та ремонту автомобілів, перевірку знань та всі види інструктажів відповідно до вимог «Типового положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці», затвердженого наказом Державного комітету України з нагляду за охороною праці від 26 січня 2005 року № 15.

Під час проведення технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів поза підприємством слід дотримуватись вимог розділу Х «Правил охорони праці на автомобільному транспорті», затверджених наказом МНС України від 09.07.2012 № 964.

Перед початком проведення ремонтних робіт необхідно обов'язково зупинити двигун, включити знижену передачу (при ремонті двигуна - установити важіль перемикання передач у нейтральне положення), загальмувати автомобіль стоянковим гальмом, а під колесо з обох боків підкласти упорні колодки. Також необхідно виставити знак «Аварійна зупинка» на відстані не менш як за 20 м від транспортного засобу в населеному пункті та не менш ніж 40 м поза населеним пунктом.

Під час технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів не

допускається:

- виконувати будь-які роботи на автомобілі (причепі, напівпричепі), який вивішений тільки на одних підйомних механізмах (домкратах, телях тощо);
- підкладати під вивішені частини автомобіля (причепа, напівпричепа) замість підставок (козелків) диски коліс, цеглу та інші випадкові предмети;
- установлювати домкрат на випадкові предмети або підкладати їх під плунжер домкрата;
- знімати і ставити ресори на транспортні засоби усіх конструкцій і типів без попереднього їх розвантаження від маси кузова шляхом вивішування кузова з установленням підставок (козелків) під нього або раму автомобіля;
- проводити обслуговування та ремонт автомобілів при працюючому двигуні, за винятком окремих видів робіт, технологія проведення яких вимагає запуску двигуна;
- підіймати (вивішувати) автомобіль за буксирні пристрої (гаки) шляхом захоплення їх тросами, ланцюгами або гаком підйомного механізму;
- підіймати (навіть короткочасно) вантажі масою більше ніж це зазначено в паспорті домкрату;
- залишати інструмент і деталі на автомобілі (рамі, агрегатах, підніжках, капоті тощо), краях оглядової канами.
- при демонтажі шини вибивати диск кувалдою (молотком);
- знімати одне з здвоєних коліс з автомобіля без застосування домкрата, шляхом наїзду другим здвоєним колесом на предмет, що виступає;
- використовувати несправний інструмент.

Перед проведенням ремонту підйомного механізму кузова автомобіля-самоскида, самоскидного прицепа або доливання в нього рідини, необхідно встановити під піднятий кузов спеціальний додатковий упор, що виключає можливість падіння або довільне опускання кузова.

Не допускається:

- працювати без упору під піднятим кузовом автомобіля-самоскида, самоскидного причепа;
- використовувати випадкові підставки і підкладки замість спеціального додаткового упору;
- використовувати замість табельних стопорних пальців, інші деталі та предмети;
- працювати з пошкодженими або неправильно установленими упорами;
- запускати двигун та переміщати автомобіль при піднятому кузові;
- проводити ремонтні роботи під піднятим кузовом автомобіля-самоскида, самоскидного причепа без попереднього його звільнення від вантажу.

Під час підймання перекидної кабіни для технічного обслуговування та ремонту систем автомобіля вона повинна бути надійно зафіксована. Забороняється підіймати кабіну з несправним запірним механізмом, упором-обмежувачем, страхувальним пристроєм.

5.2. Концепція захисту населення і території у разі загрози та виникнення надзвичайних ситуацій

Указ Президента України від 26 березня 1999 року No 284/99 затвердив концепцію захисту населення та території у разі загрози та виникнення надзвичайних ситуацій. Концепція описує загальні цілі та завдання захисту громадян, які проживають на території України, земельного, водного та повітряного простору 58 в межах держави, об'єктів виробничого та соціального призначення, а також довкілля від надзвичайних ситуацій.

Щодня в світі фіксуються тисячі подій, які порушують нормальне життя та діяльність людей. Ці події можуть призвести до смерті або значних матеріальних втрат. Такі ситуації називають надзвичайними. Загальні характеристики НС • наявність або загроза смерті людей або значне погіршення умов життєдіяльності людей • загострення економічних проблем • значне погіршення навколишнього середовища. • аварії, катастрофи, стихійні лиха та інші події, такі як епідемії, терористичні акти, збройні конфлікти тощо, є типовими причинами надзвичайних ситуацій.

Аварії поділяються на дві групи: 1) До I категорії належать аварії, внаслідок яких загинуло 5 або травмовано 10 і більше осіб; відбувся викид отруйних, радіоактивних або біологічно небезпечних речовин у санітарно-захисну зону підприємства; концентрація забруднюючих речовин у навколишньому середовищі зросла більш як у 10 разів; зруйновано будівлі, споруди чи основні конструкції об'єкта, що поставило життя і здоров'я значної кількості працівників)

До II категорії належать аварії, які призвели до: загибелі або травмування від 5 до 10 осіб; руйнування будівлі, споруди чи основних конструкцій об'єкта, що поставило життя чи здоров'я працівників цеху, дільниці (враховуються цехи, дільниці з більш ніж 100 працівниками). До категорії аварій не належать порушення технологічних процесів, робота устаткування, тимчасові зупинки виробництва через спрацювання автоматичних захисних блокувань або інші локальні порушення роботи цехів, дільниць або окремих об'єктів, падіння опор і обрив дротів ліній електропередач.

Надзвичайні ситуації можуть мати різний масштаб за кількістю жертв, хворобами, моральними пошкодженнями, економічними збитками, територією, на якій вони виникли, тощо. 59 Надзвичайні ситуації оцінюються за кількістю жертв і ступенем впливу на оточуюче життєве середовище, тобто за рівнем системи «людина-життєве середовище». Надзвичайні ситуації на рівні індивіда можна класифікувати як надзвичайні ситуації на

рівні мікроколективу, коли загроза їх виникнення чи розповсюдження впливає на сім'ю, виробничу бригаду, пасажирів тощо. Як правило, більша площа охоплюється більшою кількістю людей, які тікають від надзвичайної ситуації. І навпаки, більше людей страждають від катастрофи чи стихійного лиха на більшій території. З цієї причини класифікації надзвичайних ситуацій за масштабом зазвичай базуються на територіальному принципі. За цим принципом надзвичайні ситуації поділяються на локальні, об'єктові, місцеві, регіональні, загальнодержавні (національні), континентальні та глобальні. Наразі в Україні складна ситуація щодо небезпечних природних явищ, аварій і катастроф.

Враховуючи тенденцію до зростання кількості надзвичайних ситуацій і тяжкість їхніх наслідків, їх розглядають як серйозну загрозу безпеці людини, суспільству та навколишньому середовищу, а також стабільності економічного зростання країни. Результати надзвичайної ситуації вимагають значної кількості людських, матеріальних і технічних ресурсів. Одним із найважливіших завдань органів виконавчої влади та управління всіх рівнів є запобігання надзвичайним ситуаціям, ліквідація їх наслідків і максимальне зниження масштабів втрат. Згідно з Положенням про класифікацію надзвичайних ситуацій, надзвичайні ситуації класифікуються за походженням подій, які призвели до виникнення надзвичайної ситуації на території України: надзвичайні ситуації техногенного, природного, соціально-політичного та військового характеру.

Кожен клас надзвичайних ситуацій поділяється на підкласи. Транспортні аварії є надзвичайними ситуаціями техногенного характеру: катастрофи, пожежі, непередбачені вибухи та їх загроза, аварії з викидом небезпечних хімічних, радіоактивних або біологічних речовин, раптові руйнування будівель і споруд, аварії на інженерних мережах і спорудах життєзабезпечення, гідродинамічні аварії на греблях і дамбах, тощо. 60

Надзвичайні ситуації природного характеру включають небезпечні геологічні, метеорологічні, гідрологічні морські та прісноводні явища,

деградацію ґрунтів або надр, природні пожежі, зміни стану повітряного басейну, інфекційні захворювання людей і тварин, масове ураження сільськогосподарських рослин хворобами чи шкідниками, зміни стану водних ресурсів і біосфери тощо.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У кваліфікаційній роботі магістра вивчено основні причини виникнення ДТП за участю вантажного транспорту та запропоновано шляхи вирішення цієї проблеми: удосконалення конструкцій автомобільних поїздів, а саме тягово-зчіпних пристроїв, з метою покращення стійкості та підвищення безпеки дорожнього руху.

2. Проблема підвищення техніко-експлуатаційних показників та безпеки автопоїздів є актуальною в сучасних умовах розвитку транспорту і логістики. Існує значна кількість наукових досліджень, присвячених цій тематиці, що охоплюють питання оптимізації конструкції автопоїздів, вдосконалення систем безпеки, а також підвищення ефективності їхньої експлуатації.

3. Розглянуті конструкції ТЗП є працездатними та виконують свої функції, що підтверджується отриманням патентів на корисні моделі для цих технічних рішень. Проте, виявлено ряд недоліків, таких як складність конструкцій, висока вартість переобладнання, необхідність зміни конструкцій не лише напівпричепа, але й тягового автомобіля, а також перевантаженість зчіпного пристрою, що може призвести до швидкого зношування.

4. Наявність нахилу шворня поворотної платформи напівпричепа при повороті сприяє перерозподілу навантаження від ваги напівпричепа на внутрішнє до центру повороту колесо, що підвищує стійкість причепа проти перекидання від дії відцентрових сил і сприяє виникненню стабілізуючого моменту, який прагне повернути автопоїзд.

5. Аналіз результатів експериментальних даних показав, що при руху стрічки зі швидкістю 45 км/год бічні відхилення напівпричепа традиційної схеми (без нахилу шворня поворотної платформи) носили загасаючий характер після бічного впливу на причіп час повного згасання коливань склав в середньому 5-7 секунд.

6. Результати випробувань показують, що досліджувана модель тягово-зчіпного пристрою є ефективною і виконує заявлені функції. Амплітуда коливань знизилася, а час згасання зменшився майже вдвічі.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Бегерський, Д. Б., Вітюк, І. В., Коваль, А. О., & Цимбал, С. В. (2024). Вплив геометричних параметрів автопоїзда на його аеродинамічні характеристики. Вісник машинобудування та транспорту, 18(2), 10–15. <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2023-18-2-10-15>.
2. Артюх, О. М. (2023). Математичне моделювання робочих процесів колісних транспортних засобів з використанням пакету прикладних програм для вирішення завдань технічних обчислень MATLAB (Doctoral dissertation, НУ «Запорізька політехніка»).
3. Огородніков, В. А., & Гречанюк, М. С. (2017). Оцінювання зносу у сідлово-зчипного пристрою автопоїзду. Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції «Механіка машин–основа складова прикладної механіки», Дніпро, 11-13 квітня 2017 р.: 191-193.
4. Сахно, В., Мурований, І., Онищук, В., Стельмашук, С., & Вінцюк, М. (2024). До визначення стійкості руху автомобіля з причепом категорії о2 у гальмівному режимі. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті, 1(22), 296-306.
5. Sakhno, V., Polyakov, V., Murovany, I., Sharai, S., Lyashuk, O., Plekan, U., & Sokol, M. (2023). Stability of the Two-Link Metrobus. COMMUNICATIONS, 25(2), B77-B85.
6. Сахно, В. П., Шарай, С. М., Мурований, І. С., Онищук, В. П., & Човча, І. В. (2022). Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на стійкість руху автопоїзда з причепом категорії О1.
7. Dorling R. J. Achievable dynamic response of active suspensions in bounce and roll / R. J. Dorling, M. C. Smith, D. Cebon // IFAC Workshop on Advances in Automotive Control. – Ascona, Switzerland. – 1995. – P. 67 – 74. 28.
8. Sampson D. J. M. Development of Active Anti-Roll / D. J. M. Sampson, P. G. McKevitt, D. Cebon // The development of an active roll control

system for heavy vehicles, Proc. 16th IAVSD Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. – Pretoria, South Africa. – 1999.

9. Sampson D. An investigation of roll control system design for articulated heavy vehicles / David Sampson, David Cebon // Proc. 4th International Symposium on Advanced Vehicle Control. – Nagoya, Japan, 1998. – P. 311–316. 99 30.

10. Williams D. Nonlinear control of roll moment distribution to influence vehicle yaw characteristics / Daniel Williams, Wassim Haddad // IEEE Transactions on Control Systems Technology. – 1995. – V. 3, № 1. – P. 110–116.

11. Sakhno, V., Poliakov, V., Lyashuk, O., Murovanyi, I., Stelmashchuk, V., Onyschuk, V., ... & Rozhko, N. (2023). To the comparative evaluation of three-unit lorry convoys of the different component systems by maneuverability. *Zeszyty Naukowe. Transport/Politechnika Śląska*.

12. Lyashuk, O., Serilko, L., Hevko, I., Serilko, D., Lutsiv, I., Vovk, Y., ... & Tson, O. (2022). The investigation of a physical pendulum motion, which move along a horizontal axis. *Bulletin of the Karaganda University" Physics Series"*, 106(2), 75-85.

13. Методичний посібник для здобувачів освітнього ступеня «магістр» всіх спеціальностей денної та заочної (дистанційної) форм навчання «Безпека в надзвичайних ситуаціях» / В.С. Стручок –Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., –156 с.

14. Навчальний посібник «Техноекологія та цивільна безпека. Частина «Цивільна безпека»» / автор-укладач В.С. Стручок– Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., – 156 с.

15. Victor Aulin, Oleg Lyashukb, Serhii Lysenkoa, Oleg Tson, Andrii Hryniv, Natalia Rozhko. Extension of the service term of the resource-determining elements of vehicle units based on the artificial neural network model of their defects. VII International Conference “In-service Damage of Materials: Diagnostics and Prediction (DMDP 2023) *Procedia Structural Integrity* 59 (2024) 436–443 E-ISSN:2452-3216

16. Victor Aulin, Oleg Lyashuk, Andrii Gupka, Oleg Tson, Mironov Dmitro, Mariana Sokol, Roman Leshchuk, Igor Yarema. Tribodiagnosis of the surface damage of tribo-coupling parts materials during machine operation. *Procedia Structural Integrity*. Volume 59, 2024, Pages 428-435.

17. Довбуш Т.А. Опір матеріалів: навчальний посібник до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи / Т. А. Довбуш , Н. І. Хомик, А. В. Бабій, Г. Б. Цьонь, А. Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 220 с.