

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

НУБІП України

МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра технічного сервісу та інженерного менеджменту
імені М.П.Момотенка

631.3:076

НУБІП України

ПОГОДЖЕНО

Декан механіко-технологічного
факультету

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри технічного сервісу
та інженерного менеджменту

д.т.н., професор

імені М.П.Момотенка

Братішко В.В.

Роговський І.Л.

НУБІП України

“ ” 2023 р.

“ ” 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему: «Удосконалення методики випробування на поперечну стійкість
самохідних сільськогосподарських машин»

Спеціальність – 208 «Агроінженерія»

Освітня програма – «Агроінженерія»

Орієнтація освітньої програми – освітньо-професійна

Гарант освітньої програми:

Доктор технічних наук, проф.

Братішко В.В.

«підпис»

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., доцент

«підпис»

Лев'ятко О.С.

Виконав

Савченко І.Є.

«підпис»

НУБІП України

Київ – 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра технічного сервісу та інженерного менеджменту
імені М.П.Момотенка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри технічного сервісу та
інженерного менеджменту
імені М.П.Момотенка.

І.Л.Роговський

“ ___ ” _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Савченку Івану Євгеновичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність – 208 «Агроінженерія»

Освітня програма – «Агроінженерія»

Орієнтація освітньої програми – освітньо-професійна

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Удосконалення методики випробування на поперечну стійкість самохідних сільськогосподарських машин».

затверджені наказом ректора НУБіП України від «30» грудня 2022 року №1943 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру: 10.11.2023 р.

Вихідні дані до роботи:

Науково – технічна література: результати науково-дослідних робіт по літературних джерелах методики випробування на поперечну стійкість самохідних сільськогосподарських машин

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Стан питання, основні завдання, проблеми і актуальність дослідження Перспективи і проблеми використання самохідних сільськогосподарських машин з збалансованою підвіскою моста керованих коліс
2. Теоретичні дослідження, моделювання поперечної стійкості самохідних машин
3. Методика і програма експериментальних досліджень розподілу ваги (маси) трактора по осям
4. Результати експериментальних досліджень експериментального визначення кутів перекидання моделей
5. Оцінка ефективності отриманих результатів впливу особливостей ходової частини на поперечну стійкість машини із збалансованою підвіскою мосту керованих коліс

Дата видачі завдання 18.09.2022 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

О.О. Дев'ятко

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

І.Є.Савченко

(підпис)

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Магістерська робота містить розрахунково-пояснювальну записку на 97 стор. машинописного тексту.

Ключові слова: стійкість, залежності, параметри процесу, деформація, балансування, центр ваги, кут, математичний аналіз, дослід, результат.

Досліджено особливості протікання процесів втрати стійкості та поперечного перекидання сільськогосподарських машин, закономірності зміни навантажень на колеса машин, деформації шин та ґрунту.

У ході теоретичних досліджень були використані залежності для визначення кута поперечної статичної стійкості та навантажень на колеса самохідної сільськогосподарської машини із збалансованою підвіскою моста керованих коліс, що знаходиться на поперечному схилі.

Запропонована методика визначення кута поперечної стійкості самохідних машин з балансувальною підвіскою мосту керованих коліс, що враховує особливості схеми їхньої ходової частини, а також вплив деформації шин та ґрунту.

ВСТУП.....	5
1. СТАН ПИТАННЯ. ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ, ПРОБЛЕМИ І АКТУАЛЬНІСТЬ ДОСЛІДЖЕННЯ	7
1.1. Стійкість машин. Концепція стійкості і дослідження теми.....	7
1.2. Перспективи і проблеми використання самохідних сільськогосподарських машин з балансованою підвіскою моста керованих коліс.....	9
1.3. Аналіз методик експериментально-аналітичного визначення кутів поперечної стійкості сільськогосподарських машин і тракторів.....	13
1.4. Визначення положення центру ваги	23
2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ. МОДЕЛЮВАННЯ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ САМОХІДНИХ МАШИН	29
2.1. Особливість процесу втрати стійкості і перекидання сільськогосподарських машин із збалансованим мостом керованих коліс.....	29
2.2. Умова поперечної статичної стійкості машини.....	33
3. МЕТОДИКА І ПРОГРАМА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	42
3.1. Об'єкти дослідження	42
3.2. Прилади і обладнання.....	45
3.3. Методика проведення експериментальних досліджень.....	54
3.4. Аналіз розподілу ваги (маси) трактора по осям.....	57
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	60
4.1. Результати визначення центра ваги моделей	60
4.2. Результати визначення центра ваги трактора	65
4.3. Результати експериментального визначення кутів перекидання моделей ..	71
5. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ.....	74
5.1. Оцінка впливу особливостей ходової частини на поперечну стійкість машини із збалансованою підвіскою моста керованих коліс.....	74
ВИСНОВКИ.....	79
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	81

ВСТУП

Роль техніки у виробництві сільськогосподарської продукції неухильно зростає. Це пов'язано з скороченням операцій ручного праці, зменшенням кількості зайнятих в сільському господарстві працівників, ускладненням машин, збільшенням кількості виконуваних ними операцій, загальним зменшенням парку техніки. Велику значимість у виконанні операцій, спрямованих на отримання врожаю, мають самохідні машини. Вони представлені здебільшого тракторами, зерно- і кормозбиральними комбайнами, енергозасобами. Значна частина цих машин практично не мають елементів підвіски ходової частини у тому вигляді, в якому вона представлена на автомобілях. На них міст ведучих коліс жорстко закріплені на корпусі, а копіювання рельєфу місцевості, з тим щоб уникнути вивішування одного з коліс при проїзді поверхонь з складним рельєфом, здійснюється за рахунок коливається на шарнірі балки мосту керованих коліс. Така конструкція проста, надійна, невибаглива, однак вносить певні особливості в протікання процесу втрати поперечної стійкості, що надає вплив на безпеку експлуатації машин. Збереження стійкості під час роботи сільськогосподарської техніки є однією з найактуальніших проблем сучасності. Це пов'язано як з турботою про життя і здоров'я механізаторів, так і з проблемою безпеки техніки, яка з року в рік стає більше дорогою. Крім цього, при перекиданні, авто отримує значні ушкодження і вибуває з експлуатації на невизначений термін, а це тягне втрати врожаю через невиконання робіт у встановлені терміни. Поперечна стійкість техніки повинна закладатися на стадії її проектування. Для цього у розпорядженні фахівців повинні бути експериментально-аналітичні методики, що забезпечують необхідну точність результатів визначення кута поперечної статичної стійкості проектованої машини. У теперішній час оцінка поперечної стійкості сільськогосподарських машин є обов'язковою при проведенні їх технічної експертизи і регламентується ДСТУ 28301-2015 «Комбайни зернозбиральні. Методи випробувань», ДСТУ 7057-2001 «Трактори сільськогосподарські. Методи випробувань», ДСТУ 54783-2011 «Випробування сільськогосподарської техніки. Основні положення», ДСТУ 54784-2011 «Випробування сільськогосподарської техніки. Методи оцінки технічних параметрів». Методики розрахунку кута поперечної статичної

стійкості самохідних сільськогосподарських машин, викладені в ДСТУ 33691-2015 «Випробування сільськогосподарської техніки. Метод визначення кута поперечної статичної стійкості», підручниках і навчальних посібниках по тракторам і сільськогосподарським машинам, що допускають значне спрощення розрахункових схем і суттєво знижують точність та цінність виконуваного аналізу. У них часто не враховується особливість підвіски машин, яка в здебільшого представлена збалансованим мостом керованих коліс, впливом геть стійкості деформації шин і ґрунту. Тому, вивчення процесів втрати поперечної стійкості і перекидання самохідних сільськогосподарських машин і розробка методики для аналітичної оцінки стійкості таких машин з врахування особливостей їх конструкції є актуальним і покликане забезпечити можливість створення більше безпечною техніки і методів її використання.

Мета роботи - вдосконалення методики аналітичної оцінки поперечної стійкості сільськогосподарських машин із балансувальною підвіскою моста керованих коліс.

Об'єкт дослідження - зернозбиральні комбайни, трактор, масштабні моделі тракторів та комбайнів.

Предмет дослідження - особливості протікання процесів втрати стійкості і поперечного перекидання сільськогосподарських машин, закономірності зміни навантажень на колеса цих машин, деформації шин та ґрунту.

Задачі досліджень:

1. Дослідження перспектив і проблеми використання самохідних сільськогосподарських машин з балансованою підвіскою моста керованих коліс
2. Обґрунтування теоретичних досліджень в моделюванні поперечної стійкості самохідних машин
3. Розробка методики і програми експериментальних досліджень розподілу ваги (маси) трактора по осям.
4. Аналіз результатів експериментальних досліджень експериментального визначення кутів перекидання моделей
5. Оцінка ефективності отриманих результатів впливу особливостей ходової частини на поперечну стійкість.

1. СТАН ПИТАННЯ. ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ, ПРОБЛЕМИ І АКТУАЛЬНІСТЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Стійкість машин. Концепція стійкості і дослідження теми

Здатність машин зберігати положення рівноваги при дії на нього зовнішніх сил або повертатися до цього положення, коли усі сили знято, називають стійкістю руху. Збереження рівноваги в поперечно-вертикальній площині називають поперечною, а в поздовжньо-вертикальній площині – поздовжньою стійкістю.

Стійкість колісних машин закладається під час проектування і визначає її потенційні можливості. У зв'язку з цим цілеспрямоване формування стійкості самохідної сільськогосподарської машини на стадії проектування неможливо без розробки методу розрахунків, що дозволяють знайти шляхи вирішення проблем безпечної експлуатації машини з збереженням її функціональності. Зазначені методи розрахунків повинні встановлювати взаємозв'язок між функціональними властивостями і параметрами машини, давати прийнятну точність визначення показників при малій трудомісткості виконання розрахунків та кількості необхідних вихідних даних.

У літературі забезпечення стійкості транспортних засобів приділялося достатньо уваги, однак вона в основному сконцентрована стосовно до автомобілів і тракторів.

Поняття «стійкості» автомобілів формулювали такі вчені, як: Є.А. Чудаков, А.М. Ляпунов, Я.М. Певзнер, Г.А. Гаспарянц, Є.В. Михайлівський, Б.С. Фалькевич, Г.В. Зімелёв, В.А. Іларіонів, І.С. Туревський і ін. Вони представляли стійкість як фактор, що впливає на тягові та гальмівні характеристики, керованість, здатність пручатися бічному ковзанню.

Концепція «стійкості» тракторів і машинно-тракторних агрегатів розкривали такі вчені, як: В.Ф. Коновалов, С.А. Йофінов та Г.П. Лишко, І.П. Кеєневич, В.А. Скотніков, М.І. Ляско та ін. Вони розглядають стійкість з точки зору забезпечення технологічного процесу.

Таким чином, в літературі поняття терміну «стійкість» не має загально визнаного формулювання. Однак думки вчених сходяться в тому, що необхідно розглядати два види стійкості: стійкість положення і стійкість руху.

Запитання стійкості машин розглядаються і в літературі, використовується для навчання студентів вищих навчальних закладів. Це роботи наступних авторів: В. Я. Анілович, Ю. Г. Володажниченко, О. В. Богатирьов, В. Р. Лектер, О. І. Поливаєв, В. П. Гребнев, А. В. Ворохобін та ін. У розглянутих підручниках і навчальних посібниках розглянуто фактори, що впливають на стійкість машин, дано основи розрахунку основних параметрів, що впливають на стійкість.

У науковому середовищі питаннями стійкості проти перекидання техніки займалися багато науковців, наукові праці яких у вигляді статей та наукових робіт представлені громадському до уваги. Це роботи таких вчених як:

1) Горшків Ю. Г., Старунова І. М., Калугін А. А., Бакунін В. В., - розглядали питання забезпечення безпеки роботи шляхом регулювання тиску в шинах;

2) Кушляев В. Ф., Яблокова А. В. Овечкін С. Л., Свіридов Є. В., Лейбович М. Ст, Іванов н. А. - розглянули питання стійкості спеціальних транспортних засобів;

3) Жілейкін М. М., Ягубова Є. В. розглядали шляхи підвищення стійкості і керованості різними способами стабілізації напрямку руху;

4) Маміті Г. І., Плієв С. Х., Льянов М. С., Конієв К. Є., Мельників А. С., Телесв В. Б., Гагкуєв А. Є. займалися розробкою питань статичної та динамічної стійкості колісних транспортних засобів, у тому числі стійкістю малогабаритних машин (мотоцикли, трицикли);

5) Подрігало М. А., Забілишинський С. Е., Полянський А. С., Задорожня В. В., Дубінін Є. А., Корчан Н. С., Клець Д. М. досліджували питання, пов'язані з стійкістю шарнірно-зчленованих машин;

Не обходять своїм увагою питання стійкості різних видів техніки та зарубіжні вчені. Наприклад, Macmillan Ross H., Grzebieta R., Rechner G.,

Simmons K., McIntosh A. розглядають питання стійкості квадроциклів як елемент забезпечення їхньої безпеки. Winkler CB, Ervin RD по замовленню Volvo Truck Corporation і група вчених з університетів Америки Douglas Pape, Michael Alan, David Hall, Sue Nelson, Joseph Petrolino, Oscar Franzese, Helmut (Bill) Knee, Nathan Wood, Skip Yeakel, Richard Hathaway, Mitchell Keil, Paul Pollock займалися дослідженням стійкості автопоїздів. Вчений з Ірану Іман Ahmadi у своїй роботі розглянув вплив на стійкість трактори нерівності рельєфу.

В результаті розгляду представлених робіт робимо висновок про те, що питання стійкості різних видів транспортних засобів, продовжують активно розглядатися вченими всього світу, оскільки від рішення даного питання залежить безпека виконання робіт і збереження техніки в процесі експлуатації. Запитання ж стійкості таких машин як кормо- і зернозбиральні комбайни в літературі розглядаються досить рідко, однак, вони також вимагають до себе належного уваги, оскільки це дорогі, конструктивно складні, великогабаритні машини, що мають певні особливості, відмінні їх від інших видів техніки.

Крім цього, аналізуючи розглянуту літературу, слід зробити висновок про те, що на поперечну статичну стійкість машин впливають підвіски ходовий частини, тип і деформація рушіїв, податливість ґрунту.

1.2. Перспективи і проблеми використання самохідних сільськогосподарських машин з балансованою підвіскою моста керованих коліс

На самохідних сільськогосподарських машинах і частини тракторів використовується ходова частина з балансувальною підвіскою мосту керованих коліс. При такій схемі один міст (ведучий) закріплений на рамі (корпусі) машини жорстко, а інший (керований) шарнірно. Ця підвіска проста конструктивно, надійна, дозволяє забезпечити проїзд нерівності рельєфу з малими скручуючими навантаженнями на раму і корпус машини (в межах кутів качання мосту керованих коліс щодо рами).

Її використання обумовлене також і тим, що в зв'язку з особливостями

конструкції, центр ваги машин, що розглядаються розташований достатньо високо над опорною поверхнею та наявність, у разі використання підвіски з пружними елементами, підресорених мас негативно позначиться на стійкості машини.

Такий тип підвіски дає можливість відносно простої зміни колії, що позитивно позначається на універсальності тракторів.

Крім цього на машинах типу зерно- і кормозбиральних комбайнів технологічний процес відбувається поетапно. Частина операцій у них виконується адаптером, навішеним на корпус машини та що має деяку рухливість щодо нього для забезпечення можливості копіювання рельєфу поля.

Інша частина процесу виконується робочими органами, розташованими на рамі (у корпусі). У випадку використання підвіски, заснованою на пружних елементах, в ходовій частині таких машин потрібно забезпечувати узгодженість її роботи з механізмом навішування адаптера, що створить додаткові коливання в системі, які можуть вплинути на протікання технологічного процесу.

З іншого боку, стосовно зерно- і кормозбиральних комбайнів, габарити і маса яких в теперішній час збільшуються, можливість застосування підвіски з пружними елементами виключено, оскільки ведучі колеса, близько розташовані до корпусу і можливість їх переміщення щодо нього просто відсутнє.

У кінцевому результаті основними елементами, які згладжують нерівності від нерівності рельєфу на корпус машини, із зазначеною особливістю підвіски, є шини коліс.

Ще однією особливістю, яку необхідно враховувати при розгляді питання використання балансірної підвіски моста керованих коліс в конструкції машини, є те, що вона представляє собою так звану триопорну схему, в якій лінія поперечного перекидання проходить через шарнір кріплення моста до рами та пляма контакту колеса моста, закріпленого жорстко на рамі і розташованого нижче по вивісу. Така ж ситуація спостерігається при використанні

напівнавісних сільськогосподарських машин (наприклад, обприскувачі, прес-підбирачі), а також напівпричепа. У них лінія перекидання проходить через

палець (гак) зчпного пристрої трактора-тягача і колесо розташоване нижче схилом.

Шарнірне кріплення моста керованих коліс до рами (корпусу) машини дозволяє не тільки забезпечити копіювання нерівності поля, а й дозволяє уникати поперечного скручування рами (корпусу). Поперечне скручування рами (корпусу) в машинах із зазначеною особливістю підвіски починається момент, коли міст керованих коліс впирається у відбійник рами (корпусу), оскільки взаємодія рами з опорною поверхнею змінюється з триопорною схемою (ведучі колеса - шарнір кріплення мосту керованих коліс) на чотириопорну (ведучі колеса - шарнір кріплення мосту керованих коліс – відбійник). Чотириопорна схема створює значне навантаження на раму і, при вичерпанні нормальної деформації шин, може привести до діагонального вивішування машини.

Оскільки рама трактора має досить значну жорсткість та несе на собі вузли і агрегати, з'єднані з ній болтовими з'єднаннями, то поперечне скручування, швидше за все, не матиме таких значень, які вплинуть на надійність роботи машини.

Для таких машин, як зернозбиральні комбайни, особливо старих моделей з «класичним» молотильним апаратом, недостатня жорсткість рами, навантаженою, що перебувають на ній, бункером і силовою установкою, викликала її поперечне скручування, в результаті чого виникали деформації корпусу молотарки, приводять до торкання робочими органами молотарки боковин. Це призводило до тертя, що могло призвести до надмірного нагрівання деталей і, як наслідок, займання соломистої маси, що знаходиться всередині машини. З іншої сторони, збільшення зазорів між елементами системи очищення зернозбиральних комбайнів і корпусом молотарки, може викликати втрати зерна через утворені щілини. Це особливо може проявитися на машинах, які експлуатуються тривалий час, так як матеріал, з якого виконані ущільнення, згодом втрачає еластичність.

Такий ж ефект виникне при поперечному нахилу машини, оскільки розташовані вгорі великовагові елементи (бункер, силова установка) приведуть

до надмірних бічних навантажень, які деформують корпус молотарки і раму.

У відповідності з вищевикладеним, конструкція машин з балансувальною підвіскою мосту керованих коліс, повинна забезпечити такий діапазон коливань мосту щодо рами, що дозволить виконувати машині роботу в різних умовах без створення зайвих навантажень на раму (корпус).

Значення кутів качання моста керованих коліс щодо середнього положення, відповідно горизонтальному положенню, для деяких видів сучасних зернозбиральних комбайнів вказано в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Параметри* і межі качання балансирних мостів деяких зернозбиральних комбайнів

Розміри в міліметрах

Марка машини	Кліренс	Відстань від шарніру підвісу до відбійника	Висота від балки мосту до відбійника рами	Кут качання мосту, °	Коля коліс	Сумарна висота перешкод**
1	2	3	4	5	6	7
Торум 750	460	550	65	6,7	3120	364
КЗС-9-1	450	980	110	6,7	3140	366
Нова	460	650	77	6,7	2419	282
Тукано 450	545	560	80	8,1	3000	422
GS-10	300, не менше	760	90	6,7	2828	330
GS-12	365, не менше	780	110	8,1	2870	404
GS-575	300, не менше	630	90	8,1	2760	389

* У стовпцях 2,6 дані, взяті з таблиць технічних характеристик; в стовпцях 3,4 дані вимірів; у стовпцях 5,7 розрахункові величини з урахуванням даних технічних Показників.

** сумарна висота перешкод, одночасно долається колесами різних бортів обох мостів.

З іншої сторони, надмірне коливання мосту може обмежити можливість повороту керованих коліс, оскільки при підході мосту до відбійника рами, останні наближаються до боковин корпусу.

Можливо, доцільним буде таке переміщення мосту та такий розмір керованих коліс, які при відсутності обмежень функціональності дозволять долати перешкоди розміром близько величини дорожнього прояснення машин (наприклад, забезпечуючи рух по глибокій колії, яка утворюється при проході машин, особливо часто спостерігається у сучасній техніці перевищення

допустимого тиску на ґрунт).

НУБІП України

1.3. Аналіз методик експериментально-аналітичного визначення кутів поперечної стійкості сільськогосподарських машин і тракторів

НУБІП України

Для оцінки стійкості тракторів та самохідних сільськогосподарських машин на етапі їх випробувань і вивчення використовуються методики регламентовані ДСТУ.

Критерієм оцінки стійкості в них є кут поперечної статичної стійкості, величина якого регламентована для різних груп машин стандартом ДСТУ 12.2.019-2005 (раніше ГОСТ 12.2.019-86).

НУБІП України

В даний час визначення кута поперечної статичної стійкості виконується в здебільшого по методиці ГОСТ 12.2.002-91. Вона передбачає проведення експериментальної оцінки, в ході якої виробляють поперечний крен машини до втрати стійкості. Така методика дозволяє врахувати вплив особливостей конструкції і компоновання, застосованих при розробці та виробництві машини.

НУБІП України

Проведення випробувань з її використанням пов'язано з необхідністю залучення спеціального обладнання та ризиком руйнування випробовуваного зразка, а її застосування можливо лише для готових виробів, а значить не дає можливості оцінки стійкості на етапі проектування машини.

НУБІП України

При аналітичному аналізі як динамічної, так і статичної поперечної стійкості таких машин в підручники, навчальних посібниках і технічній літературі часто допускається зайве спрощення розрахункової схеми, що приводить до зниження точності та цінності аналізу.

НУБІП України

Насамперед всього, це стосується вибору осі, щодо якої можливо перекидання машини на поперечному схилі.

НУБІП України

У роботах Аніловича В.Я і Дивакова ДА. розглянуті питання поперечної стійкості тракторів з різною величиною колії передніх та задніх коліс.

НУБІП України

Розрахункова схема, запропонована у них, представлена на рис. 1.1.

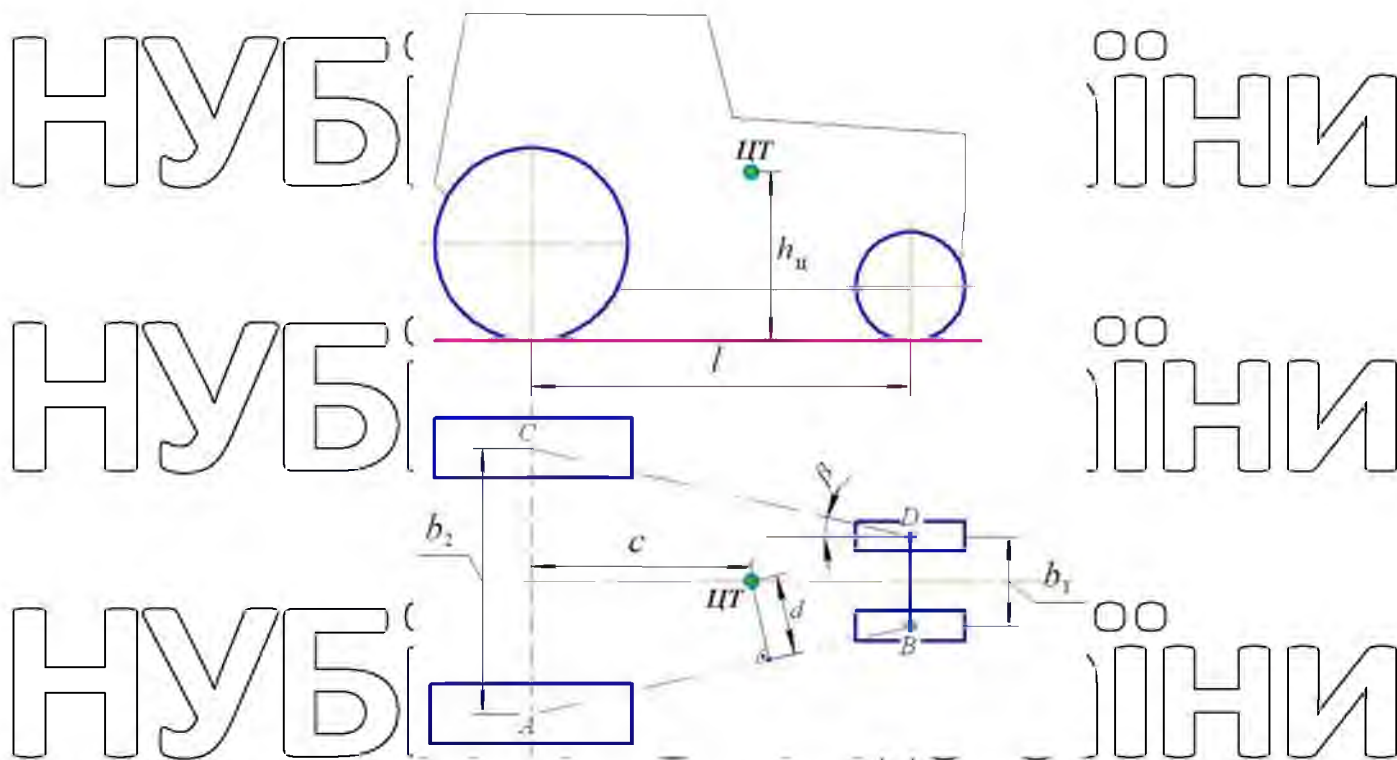


Рис. 1.1 - До розрахунку кута поперечного стійкості

Представлену на рис. 1.1 схему автори також пропонують використовувати при визначенні кута поперечної статичної стійкості для просапних тракторів триколісного типу або з одним здвоєним переднім колесом.

Передбачається, що машина перекидається на бік навколо однієї з осей AB або

CD . Залежність визначення кута $\alpha_{\text{перек}}.$ записана наступним чином

$$\alpha_{\text{перек}} \approx \arctg \frac{d}{a_D} = \arctg \frac{(0,5b_2 - c \cdot \text{tg} \beta) \cos \beta}{a_D} \quad (1.1)$$

де d - плече стійкості, тобто плече осі перекидання щодо сліду центру ваги трактора;

β - кут нахилу осі перекидання до поздовжньої вісі трактора. Величину кута β запропоновано визначати з виразу

$$\text{tg} \beta = \frac{0,5(b_2 - b_1)}{l} \quad (1.2)$$

де l - база ходової частини машини;

b_1 і b_2 - величина колії мосту керованих коліс і ведучого мосту.

Також в роботі говориться про тому, що для універсальних тракторів,

мають балансируну передню вісь, перекидання відбувається щодо ліній, що з'єднують центр плями контакту ведучого колеса та проекцію шарніра качання балансируного моста на опорну поверхню. Зазначено, що для цих машин при розрахунку кута $\alpha_{\text{пред}}$ може застосовуватися схема, представлена на рис. 1.1 та залежності (1.1), (1.2) з враховуючи те, що $b_1 = 0$.

Тут же вказується, що процес перекидання протікає так лише на початковому етапі процесу втрати стійкості. Після відхилення балансируного моста на кут його качання (α_1), вісь перекидання змінить своє положення і переміститься на лінію, проходить через центри плям контакту коліс, що знаходяться нижче по вивісу. При цьому пропонується враховувати той факт, що при повороті рами машини щодо осі шарніра підвісу балансируного мосту відбувається зміщення її ЦВ щодо опорної поверхні, що в свою чергу змінює плече дії моменту сил, які підтримують стійкість. Величину плеча стійкості з урахуванням зміщення ЦВ пропонується визначати за залежності

$$d = 0,5b - h_{\text{ЦВ}} \sin \alpha.$$

У підручниках віссю можливого поперечного перекидання вважають лінії AB або CB (рис. 1.2), що проходять через центри плям контакту (A або C) лівого або правого коліс та проекцію центру шарніра (B) моста керованих коліс на опорну поверхню (B'').

У цьому випадку розглядається рівність перекидаючого моменту ($M_0 = G \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta' \cdot h_{\text{ЦВ}}$) і моменту, підтримувача стійкості ($M_{\text{П}} = G \cdot \cos \alpha \cdot d$), щодо лінії AB' .

Величину d плеча дії моменту $M_{\text{П}}$ визначають за залежністю

$$d = (l - c) \cdot \sin \beta',$$

де c - горизонтальна (поздовжня) координата центру тяжіння машини від осі мосту ведучих коліс;

β' - кут між поздовжньою віссю машини і проекцією AB' на опорну поверхню лінії AB , що з'єднує центр плями контакту ведучого колеса, що знаходиться нижче по вивісу, і шарнір балансувальної підвіски мосту керованих коліс.

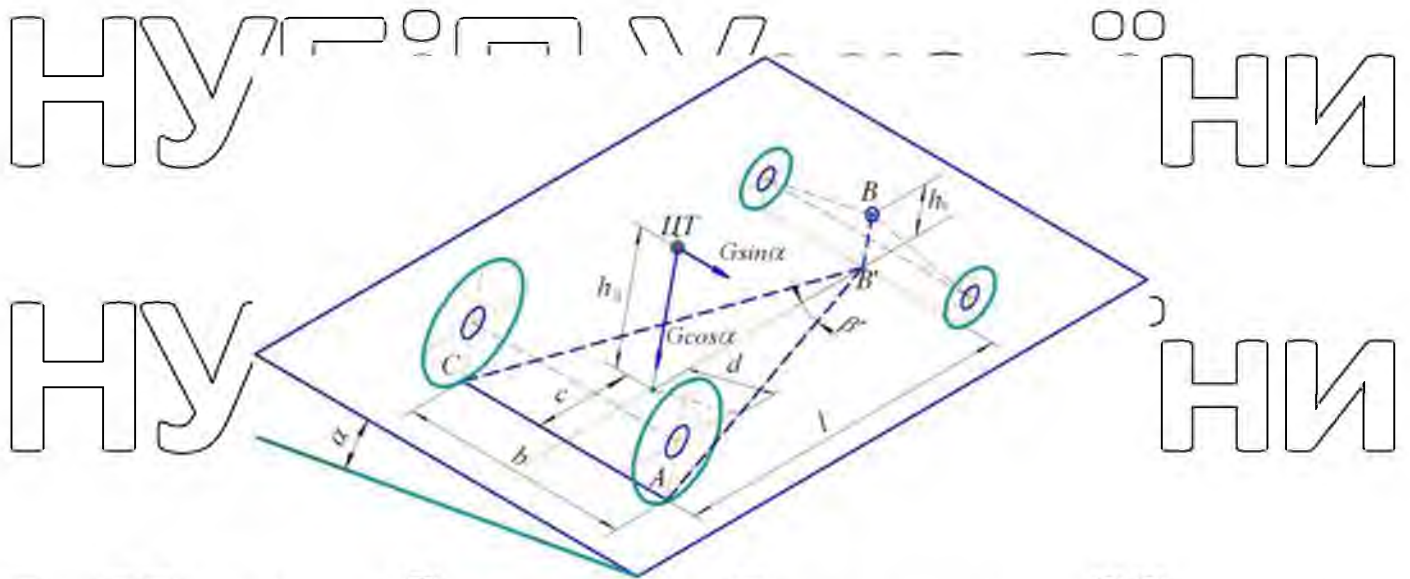


Рис. 1.2 – Схеми сил, які діють на машину. Прирівнюючи моменти M_C і M_B , отримали залежність для визначення $\alpha_{\text{пред}}$

$$\alpha_{\text{пред}} = \arctg \frac{l - c}{h_D} \text{tg } \beta. \quad (1.3)$$

Отже, у роботах дослідників при розгляді положення осі можливого поперечного перекидання передбачається, що, як мінімум на початковому етапі, машина починає втрачати стійкість щодо лінії, що проходить через центр плями контакту колеса, що знаходиться нижче по висіву, та проекцію центру шарніра мосту керованих коліс на опорну поверхню. Тобто вісь перекидання лежить у площині опорної поверхні. При цьому із схеми, представленою на рис. 1.2, видно, що плече дії моменту сил, що підтримують стійкість, залежить не тільки від вертикальної координати ЦВ, а й від горизонтальної координати. Так вилучення ЦВ від мосту ведучих коліс призводить до зменшення розглянутого радіуса плеча l , а відповідно і стабілізуючого моменту, що негативно впливає на стійкість машини.

У навчальній літературі частіше всього за вісь можливого поперечного перекидання прийнята лінія AD або PE (рис. 1.3), проходить через центри плям контакту лівих або правих переднього та заднього коліс із ґрунтом, тобто повністю нехтують впливом балансірної підвіски мосту керованих коліс на поперечну стійкість, приймаючи чотириопорну розрахункову схему.

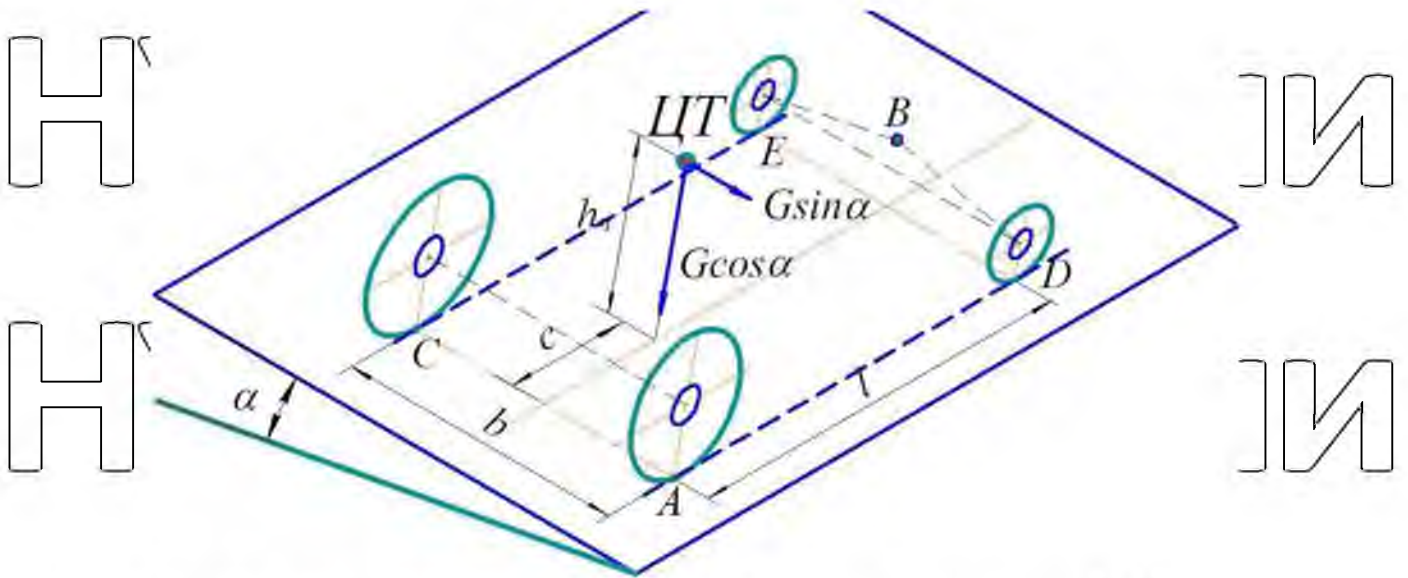


Рис. 1.3 - Схеми сил, діючих на машину (вісь перекидання A/D)

Відповідно до цієї методики, поперечна стійкість машини проти перекидання буде забезпечено, якщо реакція дороги на колеса, що знаходяться вище по вивісу, буде більше нуля. Використовуючи схему, представлену на рис.

1.4, автори розглядають рівність перекиданого моменту щодо точки O ($M_o = G \cdot \sin \alpha \cdot h_{ц}$) і моменту сил, підтримуючи стійкість ($M_{ст} = G \cdot \cos \alpha \cdot 0,5 \cdot b$).

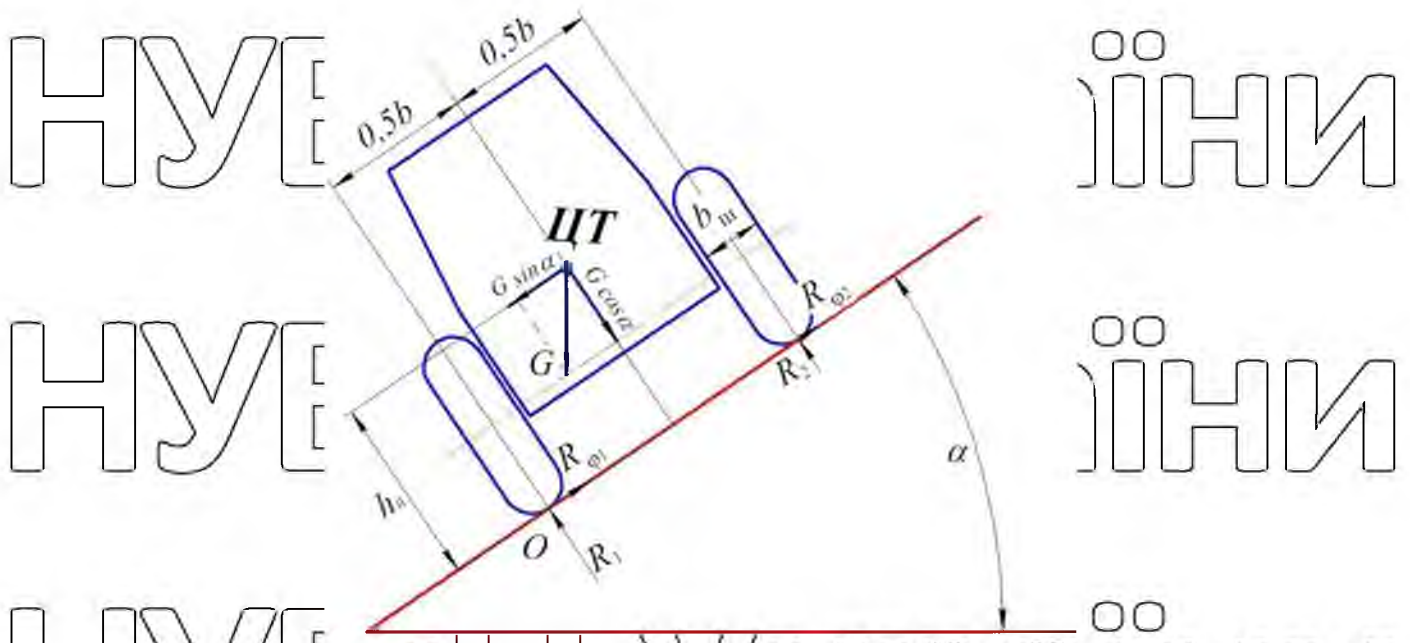
Формула для визначення кута поперечної статичної стійкості, при такому підході, має вигляд:

$$\alpha_{пер} = \arctg \frac{b}{2h_{ц}} \quad (1.4)$$

де b - величина колії коліс ходової частини машини;

$h_{ц}$ - висота розташування центру ваги машини над опорною поверхнею.

Координати центру ваги (ЦВ) при цій методиці передбачається визначати дослідним шляхом, враховуючи зміну ваги, що діє на опори (колеса) при різних кутах нахилу машини в поздовжній площині.



Фиг. 1.4 – Схема визначення кута поперечної стійкості

Такий ж принцип розрахунку кута поперечної статичної стійкості, який передбачає використання експериментально-аналітичного методу, встановленим міждержавним стандартом ДСТУ 33691-2015, введеним у дію 01.07.2017 та таким, що поширює свою дію на трактори і самохідні сільськогосподарські машини з однаковою шириною колії передніх та задніх коліс. Тут також передбачається визначати положення ЦВ дослідним шляхом.

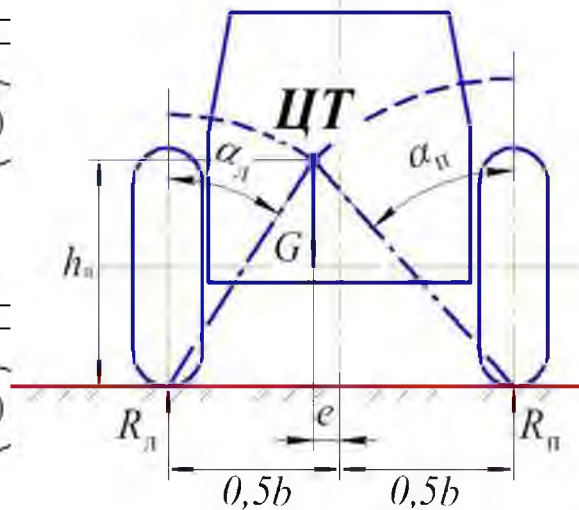
Кут поперечної стійкості пропонується визначати з використанням схеми, представленої рис. 1.5. Відмінністю від залежності (1.4) тут і те, що у запропонованій методиці враховується зміщення (e) ЦВ машини від її поздовжньої осі в поперечній площині.

Відповідно до запропонованої схеми кути поперечної стійкості при лівому ($\alpha_{\text{лі}}$) правому ($\alpha_{\text{пр}}$) ухилі розраховують за такими залежностями.

$$\alpha_{\text{лі}} = \arctg \frac{0,5b - e}{h_{\phi}} \quad \alpha_{\text{пр}} = \arctg \frac{0,5b + e}{h_{\phi}}$$

НУБ

НУБ



ЭИНИ

ЭИНИ

НУБІП України

Фиг. 1.3 Схепа визначення кута поперечної стійкості

Оскільки при $e \neq 0$ значення кутів стійкості на ліву та на праву сторони будуть відрізнятися, то за справжню величину кута поперечної стійкості запропоновано приймати меншу з отриманих величин.

НУБІП України

Величина кута поперечної статичної стійкості, певна по запропонованій схемі для самохідної молотарки зернозбирального комбайна Тогум 780 у транспортній комплектації становить близько $33,5^\circ$. Ця величина значно відрізняється від зазначеної в протоколі випробувань. Величина кута поперечної статичної стійкості зазначеного комбайна, визначена експериментально, і складає лише 23° , що на 31% менше розрахункової.

НУБІП України

Це пов'язано з тим, що перекидання машини щодо осі, проведеною через плями контакту коліс одного борту, можливо тільки при однаковій колії передніх і задніх коліс, блокованому балансірному шарнірі підвіски моста керованих коліс та без урахування деформації пружних елементів підвіски та шин.

НУБІП України

Таким чином, використання методики ДСТУ 33691-2015 для аналітичного розрахунку кута поперечної статичної стійкості дає завищений результат, дезорієнтуючи спеціалістів.

НУБІП України

У роботах Петренка А.М. і Рехлицького О.В. за ост можливого поперечного перекидання запропоновано приймати лінії, проходять через

центри опорних плям коліс моста, жорстко пов'язаного з корпусом (рамою) машини, та центр шарніру балки мосту керованих коліс. Ці лінії не лежать на опорній поверхні, а знаходяться у площині, перетинають її під деяким кутом.

Даний факт каже про те, що при віддаленні ЦВ від моста ведучих коліс відбувається не лише зменшення стабілізуючого моменту, а й зменшення плеча дії перекидаючих сил, що буде частково компенсувати дія перекидаючого моменту.

Так автор роботи Петренко А.М. пропонує схему для розрахунку граничного кута поперечної статичної стійкості, зображену на рис. 1.6.

Значення цього кута пропонується знайти з прямокутного трикутника, зображеного на рис. 1.6 а, за формулою

$$\alpha_{пред} = \arctg \frac{d}{h_{ц}}$$

Значення величин d і $h_{ц}$ автор пропонує визначити за залежностями:

$$h_{ц} = (h_{ц} - c \cdot \operatorname{tg} \varphi') \cdot \cos \varphi',$$

$$d = (l - c - h_{ц} \cdot \sin \varphi') \cdot \sin \beta' / \cos \varphi',$$

де φ' - кут між відрізком MB (B - шарнір качання мосту) і його проекцією на опорну площину MB' .

Таким чином, залежність для розрахунку граничного кута поперечної статичної стійкості набула наступний вигляд

$$\alpha_{пред} = \arctg \frac{[l - (c + (h_{ц} - c \cdot \operatorname{tg} \varphi') \cos \varphi' \sin \varphi')] \sin \beta'}{(h_{ц} - c \cdot \operatorname{tg} \varphi') \cos^2 \varphi'}$$

де β' - кут між проекцією відрізка CB на опорну площину і поздовжньою віссю машини.

У статті Рехлицького О.В при оцінці навантажень на опори машини і визначення її стійкості також розглядається триточкова схема розташування опор і запропонований векторний спосіб визначення реакцій. Крім цього, автори пропонують аналітичний метод визначення координат центру ваги машини, для

перекидання (a), її види збоку (b) і в плані (B), а також кута перекидання (z)

Про необхідності внесення змін в розрахунок координат ЦВ машини, шляхом винятки маси (ваги) мосту керованих коліс, говориться і в довіднику Міжнародної Комісії з Сільськогосподарської Інженерії – CIGR.

У підручнику залежність (1.4) для розрахунку кута $\alpha_{\text{перед}}$ вважається загально визнаною. Поряд з цим розглядається вплив балансируного кріплення моста керованих коліс до рами, а саме висоти центру шарніру кріплення над опорною поверхнею, і наводиться залежність (1.5) для визначення кута крену машини α_k , при якому починається відрив одного з ведучих коліс від опорної поверхні.

$$\operatorname{tg} \alpha_k = \operatorname{tg} \alpha_{\text{перед}} \frac{(l-2c)h_u}{(l-c)h_{\text{цв}} - c^2 \frac{h_0}{l}} \quad (1.5)$$

де $\alpha_{\text{перед}} = \arctg \frac{b}{2h_u}$ - граничний кут поперечної статичної стійкості, визначається для випадку перекидання машини через лінію, яка сполучає центри плям контактів переднього і заднього коліс одного борту;

$h_{\text{цв}}$ - вертикальна координата ЦВ машини щодо опорної поверхні;

$h_{\text{цв}}$ - вертикальна координата ЦВ остова машини (без обліку ваги мосту керованих коліс) щодо опорної поверхні,

h_0 - вертикальна координата центру шарніру качання мосту керованих коліс машини щодо опорної поверхні.

Розрахункова схема та послідовність виведення залежності для визначення кута $\alpha_{\text{до}}$ в роботі відсутні, однак зазначається, що якщо позначити співвідношення геометричних параметрів машини в формулі (1.5) через k і уявити саму залежність в вигляді $\operatorname{tg} \alpha_k = k \operatorname{tg} \alpha_{\text{перед}}$, то з врахування деформації

пружних елементів мосту керованих коліс і обмеження качання самого мосту

$$k = 0,82 \dots 0,92.$$

Положення про те, що вісь поперечного перекидання знаходиться поза площиною опорної поверхні, побічно підтверджується і у навчальному посібнику,

рекомендовано для використання в процесі навчання. Тут розглянуто питання стійкості напівпричепів, але їх можна перенести і на аналізований тип машин, оскільки остова трактора або комбайна з збалансованим тилом підвіски мосту керованих коліс представляє собою подібність візка напівпричепа, що спирається на шарнір кріплення моста до рами. За вісь можливого поперечного перекидання тут пропонується приймати шарнір сидельного пристрою та точку на опорній поверхні, розташовану від нього на відстані, рівному базі напівпричепа. Тут ж пропонується враховувати вплив деформації пружних елементів підвіски та шин на зміну положення ЦВ машини щодо опорної поверхні коліс.

1.4. Визначення положення центру ваги (ЦВ)

При використанні будь-якої з розглянутих методик оцінки стійкості машин, слід знати їх деякі параметри. Частина з них, такі як база, величина колії, положення шарніра коливання балки моста керованих коліс, радіуси коліс і т.п., легко визначити, користуючись довідковою літературою або провівши кілька вимірів з використанням найпростіших вимірювальних приладів. Такі параметри машини як координати її центру тяжіння знайти тільки в літературних джерел, не завжди доступних громадськості. А між тим, стійкість машини безпосередньо залежить від положення ЦВ щодо точок контакту її з опорною поверхнею.

Визначення координат ЦВ машини на даний час можливе на стадії проектування, оскільки для виконання даної роботи використовують комп'ютерну техніку, програмне забезпечення якої дає можливість виконати просторову модель машини і розрахувати необхідні координати з достатньо високою точністю.

Крім цього, можна, можливо використовувати аналітичний спосіб визначення координат ЦВ, що передбачає знання маси і взаємного розташування окремих вузлів машини. За такого способу початок системи координат мають на опорній поверхні, в точці перетину поздовжньої геометричної осі машини і осі мосту ведучих коліс. Для визначення шуканих координат ЦВ використовують

наступні залежності:

- горизонтальна координата c

$$c = \frac{\sum (c_i \cdot G_i)}{G_{\Sigma}}$$

де c_i - горизонтальна координата ЦВ i -го вузла щодо осі мосту ведучих коліс;

G_i, G_{Σ} - вага i -го вузла і сумарний вага машини відповідно.

- вертикальна координата h_{yi}

$$h_y = \frac{\sum (h_{yi} \cdot G_i)}{G_{\Sigma}}$$

де h_{yi} - вертикальна координата ЦВ i -го вузла щодо опорний поверхні.

- поперечна координата y

$$y = \frac{\sum (y_i \cdot G_i)}{G_{\Sigma}}$$

де y_i - поперечна координата ЦВ i -го вузла щодо поздовжній геометричної осі машини.

Однак такий спосіб вважається досить громіздким і трудомістким,

оскільки вимагає знання координат центрів ваги всіх елементів машини, яких може опинитися досить багато, як, наприклад, на зернозбиральному комбайні.

Для вже вироблених машин координати положення центру ваги рекомендується виконувати в відповідно з ДСТУ 30570-2001 «Визначення положення центру ваги».

У відповідно з зазначеним документом центр ваги машини визначають методом вимірювання реакції опор при установці її в наступні положення:

- горизонтальне;

- похилій, при піднятою передньої частини;

- похилій, при піднятій кормовій (задній) частині.

Розглянемо основні вимоги пропонованого документа.

Машини, представлені на випробування, повинні мати заповнені до

встановленого рівня системи охолодження і мастила, а також ємності гідравлічної системи. Паливний бак повинен бути заповнений повністю або до рівня, узгодженого між виробником і замовником. Інструмент, додаткові пристрої повинні бути укомплектовані відповідно до технічними умовами на конкретну модель машини та перебувати у місцях, передбачених для них розміщення.

Тиск в шинах повинно відповідати величині, зазначеною в технічних умовах (ТУ) на трактор або машину конкретної моделі; якщо вказано діапазон тисків, то приймається найбільше з рекомендованих значень.

Похибки засобів вимірювання при визначенні координат центру ваги в відповідності з ДСТУ не повинні перевищувати: лінійних розмірів - $\pm 0,5$ мм; маси - $\pm 0,5$ кг; тиску в шинах - ± 5 Па.

Майданчик, на якій встановлено вагове пристрій (платформні ваги), повинна мати тверде заснування, а відхилення від площинності її поверхні в межах габаритів машини не повинно перевищувати 5 мм.

Колеса машини при зважуванні повинні бути розгальмовані і від'єднані від двигуна в найбільш близькому місці, передбаченому конструкцією.

Сутністю методики визначення координат ЦВ машини відповідно до ДСТУ 30570-2001 є розгляд умов її рівноваги при різному стані щодо опорної поверхні.

У відповідності з цією методикою, для визначення горизонтальної поздовжньої координати центру ваги, авто встановлюється на ваги передніми або задніми колесами і визначається реакція, викликана вагою машини на розглянуту групу коліс. Далі процедура повторюється для коліс іншого мосту. Повна маса машини визначається шляхом підсумовування отриманих значень.

Для розрахунку положення ЦВ необхідно знати величину бази і колії машини. Для цього за допомогою вивісу визначаються положення центрів кожного колеса на горизонтальній поверхні. За допомогою вимірювального інструменту виконується вимірювання відстані між центрами переднього та заднього коліс лівого і правого бортів і знаходиться середня арифметичне

значення отриманих величин, що вважається базою машини. Кожну передніх та задніх коліс визначаємо шляхом вимірювання відстані між осями відповідних коліс лівого та правого бортів.

Горизонтальну поздовжню координату ЦВ можна, можливо визначити, знаючи величину бази машини, її загальна вага і вага, що припадає на передню або задню частину з умови рівності моментів щодо точок опори задніх або передніх коліс відповідно.

Для визначення вертикальної координати ЦВ ($h_{ЦВ}$), колеса одного з мостів піднімають над опорною поверхнею на кут $\alpha = 20...25^\circ$ (допускається зменшення кута до 15°). Для цього ДСТУ рекомендовано підвісити один з мостів за попередньо встановлені кронштейни і підняти машину підйомним механізмом (рис. 1.7), забезпечивши вертикальне положення троса підвіски мосту.

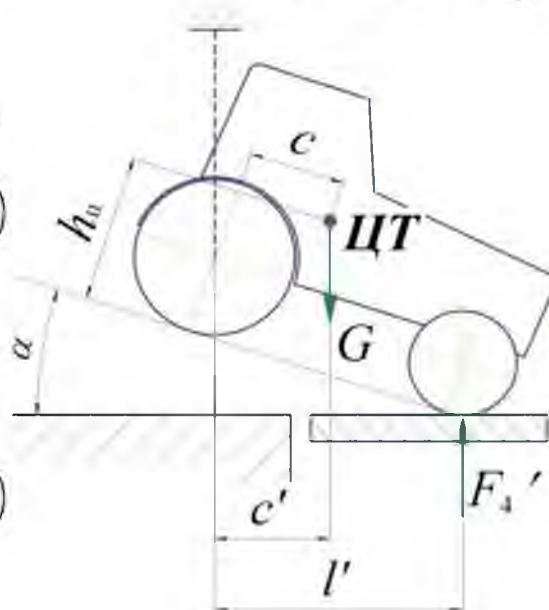


Рис. 1.7 - Визначення вертикальної координати

На встановленій таким чином машині відбувається зміщення положення її ЦВ щодо осей коліс в горизонтальній площині і спостерігається перерозподіл її мас, яке виражається в зміні координати горизонтального положення ЦВ зі значення c на значення c' .

Координату c' визначають за умови рівності моментів сил щодо осі вивішених коліс, попередньо визначивши реакцію F_4' під колесами, розташованими на платформі ваг, та відстань l' від центру колеса машини, що

знаходиться на вагах, до центру колеса, піднятого над опорною площиною поверхні. Відстань l визначається по методичці, яка використовується для визначення бази машини.

Використовуючи отримані дані, розраховують відстань c' від центру ваги машини до осі вивішеного колеса

$$c' = \frac{lF_4'}{G}$$

Розглянуті операції слід виконати 2...3 рази, причому збереження кута підвісу машини не обов'язково. Крім цього машину можна вивісити з іншої сторони. Розраховані значення координат усереднюють і отриману величину вважають істинною.

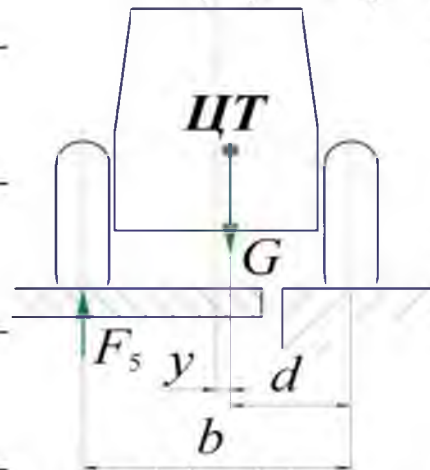


Рис. 1.8 - Визначення координати y

Використовуючи отримані дані, координату $l_{ц}$ пропонується визначати як точку перетину лінії, перпендикулярною площині опорний майданчики і що знаходиться на відстані c' від осі підвішеного моста та перпендикуляра, проведеного на відстані до лінії, що проходить через крайні точки бази машини.

Для визначення зміщення (y) ЦВ машини щодо поздовжньої осі, відповідно з ДСТУ необхідно визначити навантаження F_5 під колесами одного з її бортів, використовуючи схему, представлену рис. 1.8.

Відстань d від осі колеса до проекції центру ваги обчислюють за формулою

$$d = \frac{lF_5}{G}$$

Координату у розраховують за формулою

НУБІП України

$$y = \frac{b}{2} + d$$

Аналогічним чином пропонується розраховувати координати ЦВ машин в закордонній літературі.

НУБІП України

Висновки

Аналізуючи розглянуті методики для визначення кута поперечної статичної стійкості можна дійти невтішного висновку, що на відміну загальноприйнятих методик, застосовуваних для оцінки поперечної стійкості, при розрахунку даного кута для машин з збалансованим мостом керованих коліс слід звернути увагу на наступні моменти:

- на початковому етапі процес перекидання відбувається відносно лінії, яка проходить через центр опорної плями ведучого моста, жорстко пов'язаного з корпусом (рамою) машини, і центр шарніру моста керованих коліс;

- до дотику балкою моста керованих коліс відбійника рами (корпусу) авто хилитися на бік, отримуючи в цьому переміщенні деяке прискорення;

- після торкання відбійника рами балкою моста, вісь перекидання змінює своє просторове положення і переходить на лінію, проведену між центрами плям контакту коліс одного борту, причому ЦВ машини частково зміщується щодо початкового положення;

- в процесі перекидання машин з типом ходової частини, що розглядається, не приймає участь міст керованих коліс, що слід враховувати при визначенні координат центру ваги мас, які беруть участь в даному процесі;

- на стійкість машини впливає жорсткість шин, деформація яких змінює положення ЦВ щодо опорних точок, а також приводить до зміщення поздовжній

ЦВ машини до осі перекидання.

НУБІП України

2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ, МОДЕЛЮВАННЯ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ САМОХІДНИХ МАШИН

2.1. Особливість процесу втрати стійкості і перекидання сільськогосподарських машин із збалансованим мостом керованих коліс

При бічному крені машини змінюється навантаження на її опорні колеса.

Для машин з балансувальною підвіскою моста керованих коліс, перерозподіл навантаження між колесами ведучого моста, жорстко пов'язаного з рамою (корпусом) машини, і колесами моста керованих коліс, встановленого на рамі шарнірно, буде нерівномірним. Це пов'язано з тим, що у своєму нормальному положенні міст керованих коліс сприймає навантаження, на нього припадає лише через шарнір кріплення до рамі.

Отже, при розгляді поперечної стійкості, машину з збалансованим мостом керованих коліс, слід розглядати як дві автономні частини. Остова машини, спирається на три точки, якими є колеса ведучого моста і шарнір з'єднання моста керованих коліс з рамою, і міст керованих коліс, шарнірно з'єднаний з остовом.

При цьому маса моста керованих коліс не діє шарнір. Обидві частини машини при збільшенні кута поперечного нахилу опорної поверхні з різною інтенсивністю наближаються до моменту втрати стійкості.

Через прискорений перерозподіл навантажень між ведучими колесами, різноспрямованих деформацій шин у нормальному напрямку (розвантажувальна відновлюється до радіусу вільної шини, навантажується додатково і прогинається), поперечної деформації нижньої по ухилу шини та утворення під нею більш глибокої колії, кут крен остова машини випереджає кут нахилу опорної поверхні, наближаючи початок втрати їм поперечної стійкості.

Нарешті настає момент, коли навантаження на колесо ведучого моста, що знаходиться вище схилом стає рівною нулю. На даний момент буде початком втрати стійкості остова машини, тобто першою стадією процесу перекидання і характеризується кутом поперечного крену $\alpha_{\text{опер}}$.

Як тільки реакція під колесом ведучого мосту зникає, починається перекидання остова машини в бік ухилу. Воно супроводжується виникненням кутового прискорення щодо осі перекидання AB (рис. 2.1), так як момент перекидання зростає, а момент, що підтримує стійкість, інтенсивно знижується.

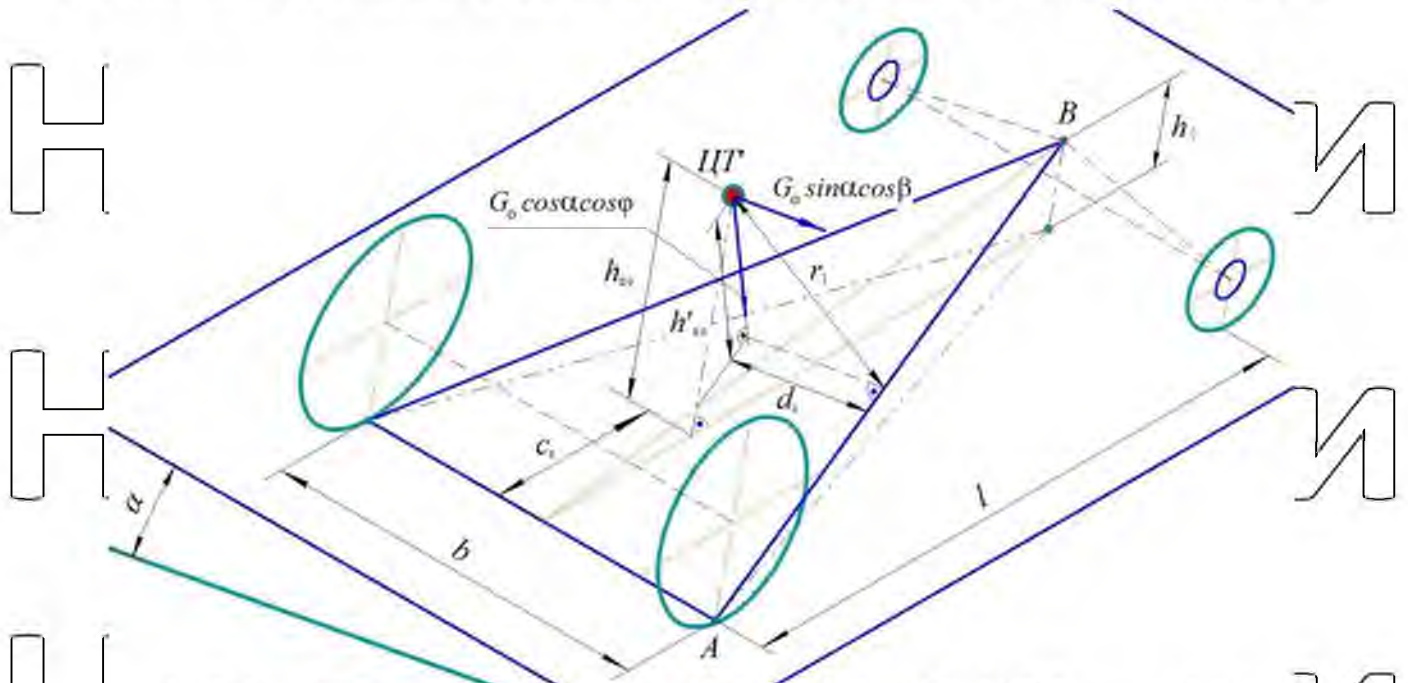


Рис. 2.1 - До розрахунку кутового прискорення остова щодо осі перекидання

Його величину можна визначити методами теоретичної механіки за залежністю:

$$\frac{d\omega_i}{dt} = \frac{G_0 \sin(\alpha_{\text{опред}} + \gamma_i) \cos \beta h'_{\text{оп}} - G_0 \cos(\alpha_{\text{опред}} + \gamma_i) \cos \phi d_{\text{оп}}}{J_{AB}} \quad (2.1)$$

де G_0 - сила ваги остова;

$J_{\text{оп}}$ - плече дії сили, підтримуючої стійкість;

$h'_{\text{оп}}$ - плече дії перекидальної сили;

β - кут відхилення осі перекидання від поздовжньої осі машини;

$\alpha_{\text{опред}}$ - кут крену остова, при якому починається його вільне обертання щодо осі перекидання;

γ_i - кут крену остова щодо осі перекидання ($0 \leq \gamma_i \leq \gamma_{\text{макс}}$).

J_{AB} – момент інерції остова щодо осі перекидання AB . Величина моменту інерції J_{AB} може бути визначено за формулою

$$J_{AB} = \frac{G_b}{g} r_1^2. \quad (2.2)$$

де r_1 - відстань від ЦВ остова до осі перекидання;

g - прискорення вільного падіння.

З врахуванням виразу (2.2) і того, що $r^2 = h'_{\text{ЦВ}}{}^2 + d_o^2$, вираз (2.1) для визначення прискорення остова машини при повороті його щодо осі перекидання залежно від кута поперечної стійкості та кута коливання балки моста керованих коліс щодо остова.

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{g}{h'_{\text{ЦВ}}{}^2 + d_o^2} [h'_{\text{ЦВ}}{}^2 \sin(a_{\text{опред}} + \gamma_i) \cos \beta - d_o^2 \cos(a_{\text{опред}} + \gamma_i) \cos \varphi]. \quad (2.3)$$

де d_o - плече дії сили, підтримуючою стійкість, до моменту початку перекидання;

$h'_{\text{ЦВ}}$ - плече дії перекидальної сили, до моменту початку перекидання.

Процес переміщення відбійника рами в бік балки мосту досить скоротечний, оскільки кути качання мосту незначні (таблиця 1.1), проте призводить до зміни координат ЦВ остова, а так само величин плечей дії підтримує стійкість і перекидає сили (рис. 2.2).

За представленою схемою можна, можливо визначити величини плечей дії, що підтримує стійкість і перекидає сил в залежності від кута повороту остова щодо балки моста керованих коліс

$$h'_{\text{Ц'О}i} = h'_{\text{Ц'О}} \cdot \cos \gamma_i + d_o \cdot \sin \gamma_i,$$

$$d_{\text{О}i} = d_o \cdot \cos \gamma_i - h'_{\text{Ц'О}} \cdot \sin \gamma_i.$$

Крім цього, контакт балки мосту з відбійником рами приводить до погашення енергії, що виникла в результаті обертового руху машини щодо осі перекидання. При цьому виникає додатковий момент, сприяє перекиданню машини.

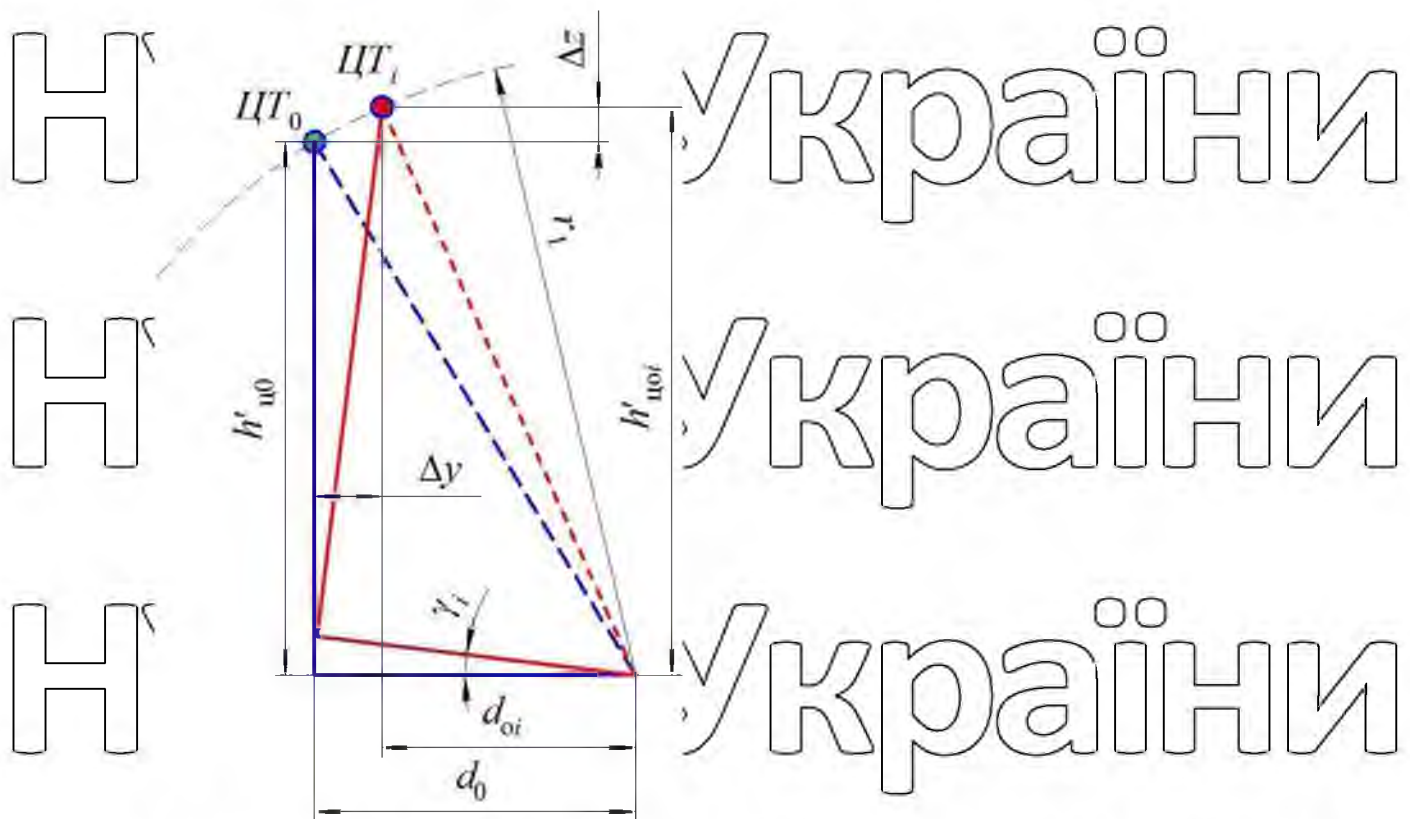


Рис. 2.2 – Зміна плечей дії сил при повороті остова щодо осі перекидання

Після торкання балки моста з відбійником рами настає друга стадія процесу перекидання, при якій відбувається зміна положення осі перекидання машини. Вона зміщується на лінію, проходить через плями контакту з опорною поверхнею коліс одного борту. На цьому етапі, що знаходиться нижче по схилу, кероване колесо додатково навантажується в зв'язку з перерозподілом навантажень на точки опори.

Крім цього, на другій стадії процесу перекидання змінюється маса машини, задіяна у цьому процесі, оскільки у ньому починає брати участь маса мосту керованих коліс з однієї сторони, ця маса сприяє деякому зменшенню вертикальної координати ЦВ, а з іншої, її величина зазвичай рідко перевищує 3...10% від загальної маси машини (менші значення для зернозбиральних комбайнів з пасивним мостом керованих коліс, великі – для тракторів з активним мостом), що навряд чи зможе сприяти збереженню стійкості.

Також слід відзначити той факт, що при поперечному крені машини відбувається перерозподіл навантажень на колеса. Внаслідок деформації шин і

грунту під колесами відбувається додатковий крен машини, що веде до зниження стійкості.

Таким чином, при розгляді поперечної стійкості самохідних машин з балансувальною підвіскою моста керованих коліс слід враховувати кілька факторів, що впливають на величину кута поперечної статичної стійкості: вплив підвіски моста керованих коліс, вплив мас, беруть участь у процесі перекидання, вплив деформації шин (нормальної і бічної), вплив деформації ґрунту.

У загалом вигляді кут поперечної статичної стійкості буде визначатися по наступної залежності

$\alpha_{\text{пред}} = \alpha_{\text{опред}} + \Delta\alpha_{\text{норм}} + \Delta\alpha_{\text{бік}} + \Delta\alpha_{\text{г}}$
де $\alpha_{\text{опред}}$ – кут поперечної статичної стійкості остова машини, з врахуванням впливу балансирувальної підвіски моста керованих коліс на жорстких і вузьких колесах і недеформованої опорної поверхні;

$\Delta\alpha_{\text{норм}}$ – зміна величини кута $\alpha_{\text{опред}}$ в результаті різноспрямованої нормальної деформації шин;
 $\Delta\alpha_{\text{бік}}$ – зміна величини кута $\alpha_{\text{опред}}$ внаслідок бічної деформації нижньої по вивісу шини;

$\Delta\alpha_{\text{г}}$ – зміна величини кута $\alpha_{\text{опред}}$ в результаті деформації ґрунту під колеса машини.

2.2. Умова поперечної статичної стійкості машини

Для аналітичної оцінки стійкості машини з балансувальною підвіскою моста керованих коліс було розроблено схему, представлену рис. 2.3 на якій за осі, щодо яких можливе перекидання машини на поперечному схилі, прийняті лінії AB або CB , проходять через центри опорних плям коліс моста, жорстко пов'язаного з корпусом (рамою) машини, та центр шарніру балки моста керованих коліс. Для спрощення розрахунку приймаємо, що ЦВ машини знаходиться на її поздовжній осі.

Зазначені лінії будуть осями перекидання на початковому етапі. втрати стійкості аналізованої машини, оскільки поворот її рами з відривом ведучого колеса, що знаходиться вище по схилу, від опорної поверхні не буде супроводжуватися відривом веденого колеса цього ж борти доки балка мосту не зустрінеться з відбійником рами (корпусу). В це час буде спостерігатися процес прослизання всередині шарніра кріплення веденого мосту до рами (Корпусу). Таке ж положення осей пропонується використовувати при аналітичному аналізі поперечного перекидання авторами робіт.

Осі відхилені від поздовжній осі машини на кут β , а від опорної поверхні на кут ϕ . Величина першого кута (β) найбільшою мірою залежить від колії ведучих коліс та бази ходової частини, а другого (ϕ) – від колісної бази ходової частини та висоти розташування центру шарніра мосту керованих коліс над опорною поверхнею (h_0).

Тангенси кутів β , β' , ϕ та ϕ' , представлених на рис. 2.3, знаходимо за залежностями:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{AM}{MB}, \operatorname{tg}\beta' = \frac{AM}{MB'}, \operatorname{tg}\phi = \frac{BB'}{AB'}, \operatorname{tg}\phi' = \frac{BB'}{MB'},$$

де $2AM=AC=b$ - величина колії коліс ходової частини машини, закріплених жорстко на її рамі, мм;

$MB'=l$ - база ходової частини машини, мм;

$BB'=h_0$ - висота розташування центру шарніру мосту керованих коліс над опорною поверхнею, мм.

$AB' = \frac{MB'}{\cos \beta'} = \frac{l}{\cos \beta'}$,
 Величину відрізка MB' визначимо як

$$MB' = \frac{MB'}{\cos \varphi'} = \frac{l}{\cos \varphi'}$$

З врахуванням розглянутих співвідношень, формули для розрахунку тангенсів кутів β, β', φ і φ' приймуть вигляд:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{b \cos \varphi'}{2l}, \operatorname{tg} \beta' = \frac{b}{2l}, \operatorname{tg} \varphi = \frac{h_0 \cos \beta}{l}, \operatorname{tg} \varphi' = \frac{h_0}{l}.$$

Уточнення положення осі, щодо якої можливо поперечне перекидання машини на схилі, а також факт того, що маса мосту керованих коліс не бере участі в перекиданні на першому етапі, змінюють розрахункову схему і дані для визначення кута поперечної статичної стійкості наступним чином.

На остови комбайна (трактора) вагою G , оснащеного балансувальною підвіскою моста керованих коліс і що знаходиться на поперечному схилі з кутом α в нерухомому стані, щодо осі AB (рис. 2.3, а) діють два моменту сил:

що підтримує етикетку (що перешкоджає перекиданню) $M_{\text{п}}$. Його

величина визначається як добуток складової сили тяжіння остова $G_0 \cdot \cos \alpha$, що

діє в площині, перпендикулярній осі AB ($G_0 \cdot \cos \alpha \cdot \cos \varphi$), і плеча d_0 дію дії цієї сили щодо осі AB

$$M_{\text{п}} = G_0 \cdot \cos \alpha \cdot \cos \varphi \cdot d_0.$$

– перекидаючий – M_0 , викликаний дією складової сили тяжіння остова

$G_0 \cdot \sin \alpha$, що діє в площині паралельній осі AB ($G_0 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta$). Ця складова сили

тяжіння створює перекидальний момент щодо осі AB на плече $h_{\text{ц0}}$

$$M_0 = G_{\text{про}} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta \cdot h_{\text{ц0}}.$$

Для визначення плечей дії d_0 і $h_{\text{ц0}}$, які складають сили ваги виконаємо

додаткові побудови. Через т.О перетину геометричної осі машини і лінії дії

вертикальної складової сили ваги проведемо лінію, паралельну AB . На цій прямій

побудуємо площину A_1B_1I паралельну площині ABV з вершиною A_1 , лежачій на

лінії AC .

Граничний стан поперечної статичної стійкості остова машини на схилі з кутом $\alpha_{\text{опред}}$ висловимо з умови рівності моментів

$$M_{\text{Пиред}} = M_{\text{Впиред}}$$

У розгорнутому вигляді це умова прийме вигляд

$$G_o \cdot \cos \alpha_{\text{опред}} \cdot \cos \varphi \cdot d_o = G_o \cdot \sin \alpha_{\text{опред}} \cdot \cos \beta \cdot h_{\text{ц}o}'$$

Плеце $d_o = O'E'$ можна, можна знайти залежністю

$$d_o = O'B' \cdot \sin \beta = OB \cdot \sin \beta$$

У свою черга відрізок OB' дорівнює

$$O'B' = l - c_o,$$

де c_o - горизонтальна (поздовжня) координата центру ваги остова машини від осі мосту ведучих коліс.

Величину відрізка OB можна, можливо визначити наступним чином

$$OB = MB - MO = \frac{l}{\cos \varphi'} - \frac{c_o}{\cos \varphi'} = \frac{l - c_o}{\cos \varphi'}$$

З врахуванням розглянутих залежностей отримаємо

$$d_o = (l - c_o) \sin \beta'$$

Плеце $h'_{\text{ц}o}$ дії перекидає сили з схеми, представленою на рис. 2.3, б, можна,

можливо виразити наступним співвідношенням

$$h'_{\text{ц}o} = (h_{\text{ц}o} - \Delta h) \cdot \cos \varphi,$$

де $h_{\text{ц}o}$ - вертикальна координата центру ваги остова машини щодо опорної поверхні, мм;

$\Delta h = OO'$ - відстань між опорною поверхнею і площиною ACB , якій

розташовані вісі можливого перекидання AB і CB , по лінії дії вертикальної складової сили тяжіння остова, мм;

φ - кут нахилу осей AB і CB до опорної поверхні.

З врахуванням представлених залежностей

$$\text{tg} \alpha_{\text{опред}} = \frac{(l - c_o) \sin \beta' \cos \varphi}{(h_{\text{ц}o} - \Delta h) \cos \varphi \cos \beta}$$

Оскільки $\frac{\sin \beta'}{\cos \beta} = \frac{AM}{AB'}$, $\frac{AB}{MB} = \frac{tg \alpha}{\cos \varphi} = \frac{b \cos \varphi'}{2l \cos \varphi}$ а $\frac{\cos \varphi'}{\cos \varphi} = \frac{MB'}{MB} \cdot \frac{AB}{AB'}$ $\frac{\cos \beta'}{\cos \beta}$

запропонований вираз запишеться в вигляді

$$tg \alpha_{опред} = \frac{0.5b(l - c_o) \cos \beta'}{l(h_{цo} - \Delta h) \cos \beta}$$

У прийнятих на рис. 2.4 позначення величину Δh можна виразити як

$$\Delta h = OO' = EE' = AE' \cdot tg \varphi.$$

Величину AE' визначимо за залежністю

$$AE' = 0.5b \cdot \sin \beta' + c_o \cdot \cos \beta'.$$

Таким чином

$$\Delta h = (0.5b \sin \beta' + c_o \cos \beta') \frac{h_o \cos \beta'}{l} = \frac{h_o}{l} (0.5b \sin \beta' \cos \beta' + c_o \cos^2 \beta')$$

У розгорнутому вигляді формула для визначення тангенсу граничного кута статичної стійкості з урахуванням впливу балансірної підвіски та того, що маса мосту керованих коліс не бере участь в першому етапі процесу перекидання, приймає вигляд

$$tg \alpha_{опред} = \frac{0.5b(l - c_o) \cos \beta'}{h_{цo}l - h_o(0.5b \sin \beta' \cos \beta' + c_o \cos^2 \beta')} \cdot \frac{\cos \beta'}{\cos \beta} \quad (2.4)$$

З отриманого виразу слід, що граничний кут статичної стійкості залежить від величин і співвідношення розмірів: вертикальної ($h_{цo}$) і горизонтальної (c_o) координат центру ваги остова машини, колії (b) ведучих коліс та поздовжньої бази (l) ходової частини, висоти (h_o) розташування шарніра підвісу мосту керованих коліс над опорною поверхнею.

Крім цього, отримана залежність підтверджує висновки про вплив балансірної підвіски моста керованих коліс на поперечну стійкість, зроблені на підставі результатів випробувань різних видів техніки В.В.Кісельовим. У статті він зазначає, що перекидання трактора починається з відриву від опорної поверхні заднього колеса, розташованого вище по схилу, з чого можна, можливо зробити висновок про переміщенні остова щодо вказаної вище осі AB . Крім цього

значається, що навішування на задню навішню зняття покращує поперечну стійкість. Це простежується і при аналізі залежності (2.4), в відповідно з якої зменшення горизонтальної координати ЦВ веде до збільшення кута поперечної стійкості.

Оскільки найчастіше центр тяжіння машини зміщений вліво або вправо від її поздовжньої осі (лінія MB), залежно для визначення граничного кута поперечної статичної стійкості необхідно врахувати величину цього зміщення (Y_0). Для цього внесемо зміни в розрахункову схему (рис. 2.4).

З рис. 2.4 видно, що зміщення ЦВ в бік від поздовжньої осі машини викликає зміну плеча d_0 дії стабілізуючої складової сили тяжіння. Плече дії перекидального моменту також змінюється, так як змінюється відстань Δh .

Величину плеча дії стабілізуючої складової сили тяжіння при зміщенні ЦВ від поздовжньої осі визначимо за залежністю

$$d'_0 = d_0 - y_0 \cdot \cos \beta'$$

де d_0 - плече дії стабілізуючої складової сили ваги при знаходженні ЦВ в центральній поздовжній площині машини.

$$d'_0 = (l - c_0) \sin \beta' - y_0 \cos \beta'$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{0\text{пред}} = \frac{[(l - c_0) \sin \beta' - y_0 \cos \beta'] \cos \varphi}{(h_{\text{цв}} - \Delta h') \cos \varphi \cos \beta} = \frac{(l - c_0) \sin \beta' - y_0 \cos \beta'}{(h_{\text{цв}} - \Delta h') \cos \beta}$$

Величину $\Delta h'$ з урахуванням поперечного зміщення ЦВ щодо поздовжньої осі машини (y) визначимо як

$$\Delta h' = [(0.5b - y_0) \sin \beta' + c_0 \cos \beta'] \operatorname{tg} \varphi$$

Таким чином

$$\operatorname{tg} \alpha_{0\text{пред}} = \frac{(l - c_0) \sin \beta' - y_0 \cos \beta'}{\left(h_{\text{цв}} - [(0.5b - y_0) \sin \beta' + c_0 \cos \beta'] \frac{h_0 \cos \beta'}{l} \right) \cos \beta}$$

Оскільки $\frac{\sin \beta'}{\cos \beta} = \frac{b \cdot \cos \beta'}{2l \cdot \cos \beta}$ залежність для визначення тангенсу кута поперечної статичної стійкості приймає вигляд

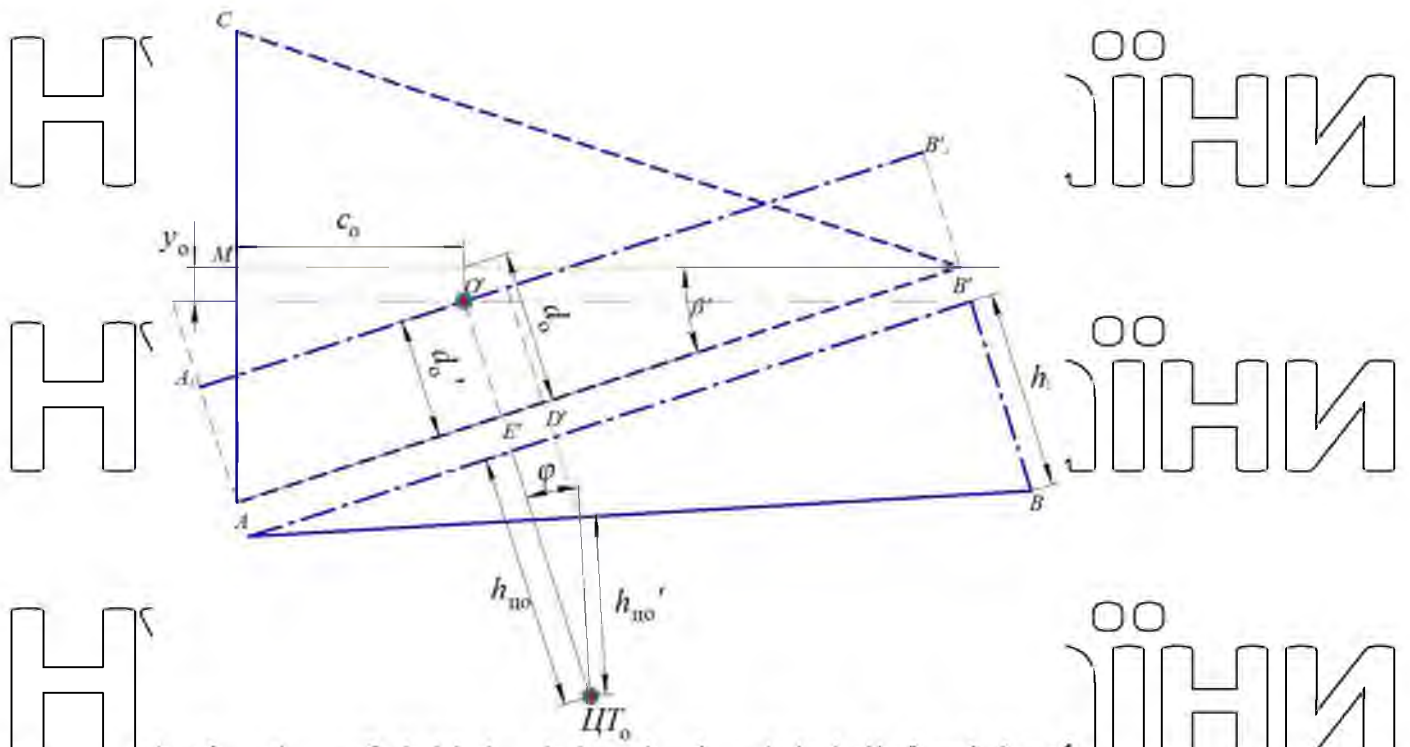


Рис. 2.4 – Схема визначення плечей дії сил при зміщенні ЦВ в бік від поздовжньої осі

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{опред}} = \frac{b \cos \varphi' - y_0 \frac{\cos \beta'}{\cos \beta}}{h_{\text{но}} l - [(0.5b - y_0) \sin \beta' + c_0 \cos \beta'] h_0 \cos \beta'}$$

$$= \frac{0.5b(l - c_0) \frac{\cos \varphi'}{\cos \varphi} - y_0 l \frac{\cos \beta'}{\cos \beta}}{h_{\text{но}} l - [(0.5b - y_0) \sin \beta' + c_0 \cos \beta'] h_0 \cos \beta'}$$

В представленого виразу отримуємо залежність для розрахунку кута поперечної статичної стійкості машини, обладнаної балансувальною підвіскою мосту керованих коліс

$$\alpha_{\text{опред}} = \operatorname{arctg} \left[\frac{0.5b(l - c_0) \frac{\cos \varphi'}{\cos \varphi} - y_0 l \frac{\cos \beta'}{\cos \beta}}{h_{\text{но}} l - [(0.5b - y_0) \sin \beta' + c_0 \cos \beta'] h_0 \cos \beta'} \right] \quad (2.5)$$

У загальному випадку, з врахуванням того, що значення відношення $\frac{\cos \beta'}{\cos \beta} \approx 1$

формула (2.5) приймає вигляд

$$\alpha_{\text{перек}} = \arctg \frac{0.5b(1 - c_0) \pm y_0 l}{h_{y_0} l - h_0 [(0.5b - y_0) \sin \beta' \cos \beta + c_0 \cos^2 \beta']}$$

У цієї формулі знак «+» ставиться в чисельник в випадку видалення ЦВ від осі перекидання, а знак «-» - в випадку наближення до неї.

При знаходженні ЦВ в площині поздовжньої осі машини

$$\alpha_{\text{перек}} = \arctg \frac{0.5b(1 - c_0)}{h_{y_0} l - h_0 [0.5b \sin \beta' \cos \beta + c_0 \cos^2 \beta]} \quad (2.5^*)$$

Таким чином, формула 2.5 для розрахунку кута поперечного перекидання буде відправною точкою для подальшого аналізу поперечної стійкості машин з розглянутим типом кріплення моста керованих коліс до рами (корпусу) машини.

Висновки

1. Колісний трактор або самохідна сільськогосподарська машина з балансувальною підвіскою моста керованих коліс являє собою систему з двох частин: остова з мостом ведучих коліс та моста керованих коліс, які з різною інтенсивністю втрачають стійкість на поперечному схилі.

2. Процес перекидання таких машин проходить в два етапи. На першому етапі відбувається перекидання остова машини навколо похилої осі, проходить через центр плями контакту шини нижнього по схилу ведучого колеса з ґрунтом (опорною поверхнею) та шарнір кріплення моста керованих коліс до остова, а на другому, після природного блокування шарніра, вся машина в цілому продовжує перекидання щодо осі, що проходить через центри плям контакту опорних коліс одного борту з опорною поверхнею.

3. Природне блокування шарніру підвіски моста керованих коліс через поворот, що втратив поперечну стійкість, остова машини на кут вільного качання балки мосту не припиняє розпочатого процесу перекидання.

4. Поперечний нахил машини викликає прискорений перерозподіл навантажень між колесами ведучого мосту, внаслідок чого їхні шини отримують додаткову різноспрямовану деформацію, і крен остова машини перевищує кут нахилу опорної поверхні.

5. Зниження несучої здатності ґрунтів на схилах в поєднанні з перевантаженням нижнього по схилу ведучого колеса викликає утворення колії збільшеної глибини, що призводить до додаткового крену остова машини.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Об'єкти дослідження

Для підтвердження правильності розробленою моделі поперечного перекидання, програмою досліджень передбачено проведення серії дослідів на розмірних моделях сільськогосподарських машин та тракторів. Для досліджень використовувалися масштабні моделі тракторів *Claas Axion*, *John Deere* і кормозбирального комбайна *Claas Jaguar*. Усе моделі мають міст керованих коліс баластного типу (рис. 3.1), а на *Claas Axion* та *Claas Jaguar* реалізована можливість перерозподілу мас по колесам за рахунок навішування на них баласту та жнивarki відповідно (рис. 3.2).



Рис. 3.1. Моделі, що використовуються для дослідів

Використання моделей в експерименті дозволяє отримати дослідні дані, які не залежать від перерозподілу мас при крені машини (ні переміщення технологічних рідин) та від деформації шин (маси машини не вистачає для продавлення шини).

Оцінку величини зміщення ЦВ при виключенні із розрахункової схеми мосту керованих коліс проводили з використанням трактора МТЗ-80.1 (рік випуску 1990). Трактор було заправлено паливом. Рівні робочих рідин у системах мастила та охолодження, а також у баку гідросистеми, відповідали вимогам до експлуатації машини. Досліди проводились в павільйоні, підлога

якого був оброблений керамічною плиткою і практично не мав ухилу в якусь бік. На задню навеску трактора було навішено автоматичний зчепний пристрій. Цей трактор використовувався для визначення впливу навантаження, припадає на ведучі колеса, і внутрішньошинного тиску на величини нормальної та бічної деформації шин.

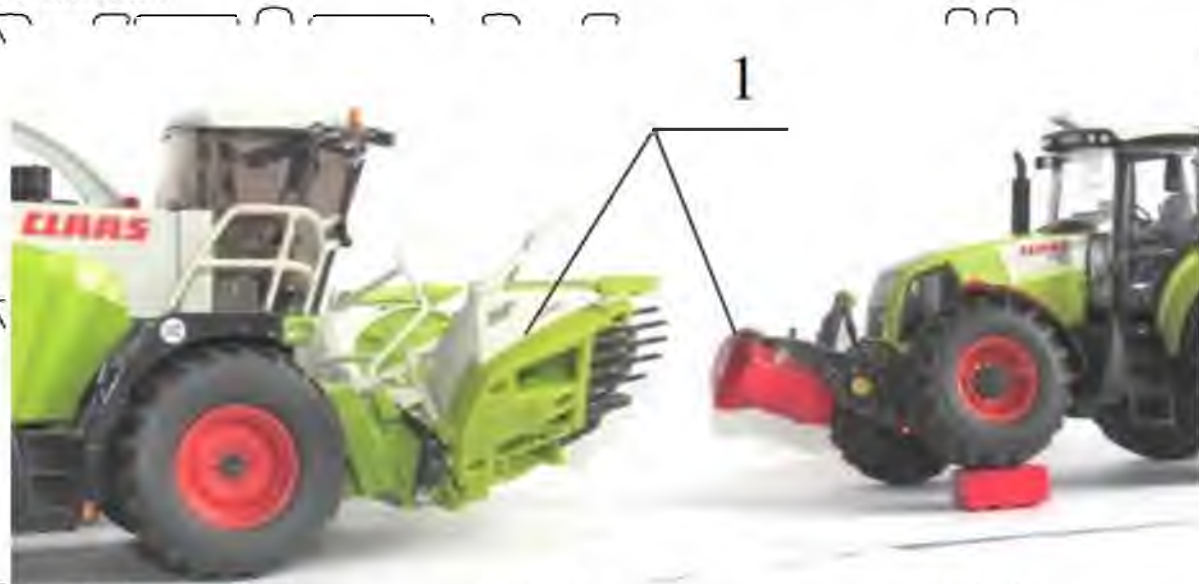


Рис. 3.2 - Встановлення додаткових вантажів на моделі.
1 – елемент довантаження

Для визначення ступеня деформації шин під дією різного навантаження і при по-різному тиску повітря в них також використовувався зернозбиральний комбайн Вектор 410. Комбайн був укомплектований жнивркою шириною захоплення шість метрів і подрібнювачем. Паливо в баку практично не було, всі інші технічні рідини були заправлені до рівнів, рекомендованих заводом-виробником. Крім цього, були виконані виміри деформацій шин в залежності від тиску повітря в них та від нормального та бічного навантажень на самохідній молотарці зернозбирального комбайна GS – 12 «Деена - Поділля», який мав порожній бункер та паливний бак.

Особливості перерозподілу сил, діючих на колеса машин з збалансованим мостом керованих коліс при їх поперечному крені, вивчали на установці, представленої на рис. 3.3.



Рис. 3.3 – Установка для аналізу розподілу сил, які діють на колеса машини.

1 - вантаж задньої частини; 2 – рамка для забезпечення крену; 3 – динамометр;

4- ланцюг підвісу; 5 - вантаж передньої частини

У ній були передбачені можливості зміни кута крену, вимірювання навантажень на кожен з умовних рушіїв, зміщення центрів ваги передній і задньої частин установки (з метою визначення його впливу на перерозподіл навантажень).

Установка представляє собою рамну конструкцію, на якій у передній та задній частинах закріплені вантажі. Вантаж у передньої частини закріплений на невеликій висоті від опорної поверхні, що мітує передню частину зернозбирального комбайна, оскільки основну частину ваги в ньому складають ведучий міст і молотильно-сепаруючий пристрій. Вантаж у задній частині розташований на значній висоті від опорної поверхні, що характерно для сучасних комбайнів із силовою установкою, розташованою в задній частині.

Конструкція підвішена до закріпленою шарнірно на стіні рамці при допомозі ланцюгів. Кожен Підвіс обладнаний динамометром з межею вимірювання 50 кг. Рамка має можливість змінювати кут нахилу, що викликає крен конструкції і зміна показників припадів. Задня частина аналізованої конструкції складена, зі з'єднанням через шарнір (рис. 3.4), що дозволяє

моделювати процеси, що проходять при крені машини з збалансованим мостом керованих коліс.



Рис. 3.4 – Шарнірне з'єднання елементів експериментальної установки
1 – шарнір коливання; 2 – рама остова

3.2. Прилади і обладнання

Вивішування передньої частини трактора, який використовується при проведенні дослідів, проводилося через пристосування (рис. 3.5). Його застосування дозволяло підняти передню частину трактора на висоту більше 1200 мм від підлоги, що відповідає поздовжньому крену машини на кут більше 25° .



Рис. 3.5 – Пристосування для підйому передньої частини трактора

Підйом кожного із задніх коліс трактора при визначенні зміщення його центру тяжіння від його геометричної осі, а також навантаження кожного з коліс при визначенні нормальної деформації шин, здійснювалося з допомогою пристосування, представленого на рис. 3.6.



Рис. 3.6 – Пристрій для підйому та навантаження задніх копіс Тягуче зусилля, забезпечує шійом і навантаження машини

Тягуче зусилля, створювалося з допомогою черв'ячної талі з ручним приводом (рис. 3.7) і вантажопідйомністю 3,2 т. Таль була закріплена на балці та забезпечувала передачу нормованого зусилля через трос, який при навантаженні машини пропускався через ролик.

Вагу, що припадає на частину машини, що відривається від підлоги, визначали по динамометр ДР-3 (рис. 3.8) з ціною розподілу 50 кг. Він одним вухом навішувався на тяговий гачок талі, а другий - кріпився до тягового тросу.



а)



б)

Рис. 3.7 - Черв'ячна таль: а - параметри; б - закріплення на балці



Рис. 3.8 - Загальний вигляд динамометра

Зміна кута нахилу машини фіксувалося по вивісу і транспорту з точністю до $0,1^\circ$ (рис. 3.9). Шкала транспорту була виконано в графічному редакторі Компас-3D, роздрукована та наклеєна на лист фанери, якому був закріплений виска.



Рис. 3.9 - Пристосування для вимірювання кута нахилу машини

Висоту підйому частин машини над опорною поверхнею заміряли рулеткою, закріпленою на металевому профілі. Виміри виконувалися від нанесеною на опорній поверхні точки до спеціально виконаною на корпусі динамометра позначки (рис. 3.10).



Рис. 3.10 – Вимір висоти підйому передньої частини машини

Контроль положення осі замірів виконувався з використанням регульованого підвісу, зображеного на рис. 3.11.



Рис. 3.11 - Контроль положення осі підвісу

Для визначення ступеня деформування шини було виготовлено пристосування, представлене рис. 3.12.



Рис. 3.12 - Пристосування для визначення деформації шини

Пристрій включає платформу, на якій закріплена рейка з цифровою шкалою. Платформа обладнана трьома опорами, що дозволяють відрегулювати її горизонтальне положення. Для вирівнювання платформи використовувався бульбашковий рівень. У верхній частині до рейки прикріплений важіль, з обох боків якого є кільця. Через кільця пропущена нитка, на одному кінці якої встановлений магніт, а на другому повзун. Пристосування встановлюється поряд

з машиною так, щоб зовнішнє кільце важеля знаходилося над ободом колеса. Магніт закріплюється на обід, забезпечуючи з'єднання з ним нитки таким чином, щоб повзун на іншому її кінці міг переміщатися як вгору, так і вниз. При роботі таке з'єднання нитки пристосування з колесом забезпечує переміщення повзуна вгору по шкалою при збільшенні деформації шини і вниз при її зменшенні.

Оскільки при навантаженні машини запропонованим пристосуванням відбувається нерівномірна деформація шини, то для її визначення використовувалося два розглянуті пристрої, які встановлювалися з обох сторін колеса (рис. 3.13), а потім визначалося середня значення отриманих показників.



Рис. 3.13 - Визначення деформації шини

Визначення ступеня деформування шини при впливі бокового зусилля виконувалося з використанням пристосування, представленого на рис. 3.14.

Воно включало в себе ролик, встановлений на опорах, через який за допомогою троса виконувалося навантаження трактора бічним зусиллям. Трос був одним кінцем прикріплений до колеса трактора (через два стропувальні кільця), а іншим через динамометр до талі. Ковзання коліс по підлозі запобігало дерев'яними упорами заввишки 40 мм. Зміщення ведучого мосту, при додатку поперечної навантаження, замірялося пристосуванням, розглянутим на рис. 3.12, тільки магніт кріпився до диска колеса так, щоб нитка пристосування була паралельна опорної поверхні.



Рис. 3.14 - Пристосування для визначення бічної деформації шин

Вплив на деформацію шини пружних властивостей другого колеса виключалося шляхом установки під нього платформи з опорами кочення. Такий пристрій дозволив встановленому на ньому колесу практично безперешкодно переміщатися щодо опорної поверхні при деформуванні досліджуваної шини.

Підтримка горизонтального положення мосту ведучих коліс, при установці одного з них на опору, досягалася зміною тиску в шинах.

Контроль, вирівнювання та корекція тиску в шинах лівого та правого коліс виконувалися з використанням пристосування, представленого на рис. 3.16.



Рис. 3.16 - Пристосування для накачування шин

Воно включає два шланги з наконечниками для підведення повітря до шин, два манометри для контролю тиску, кран для з'єднання та роз'єднання коліс, шланг для приєднання пристосування до компресору подачі стисненого повітря. Манометри пристосування мали клас точності 1,5 та 2,5, забезпечували

межа вимірювання 3 і 6 кгс/см² відповідно. Це дозволило забезпечити вимір во
всьому діапазоні робітничого тиску.

Для перевірки точності показників манометрів була передбачена
можливість установки на пристосування контрольного манометра, Котрий
попередньо пройшов перевірку в спеціальному лабораторії за результатами
перевірки була складена тарувальна таблиця 3.1 і побудований графік,
зображений на рис 3.17.

Таблиця 3.1

Дані перевірки контрольного манометра

Перевірена позначка, МПа	Показання еталонного манометра		Перевірена позначка, МПа	Показання еталонного манометра	
	кгс/см ²	МПа		кгс/см ²	МПа
0,05	0,592	0,058055	0,30	3,073	0,304258
0,10	1,293	0,126800	0,35	3,667	0,359610
0,15	1,610	0,157887	0,40	4,160	0,407957
0,20	2,056	0,201625	0,50	5,179	0,507886
0,25	2,546	0,249670	0,60	6,144	0,602521

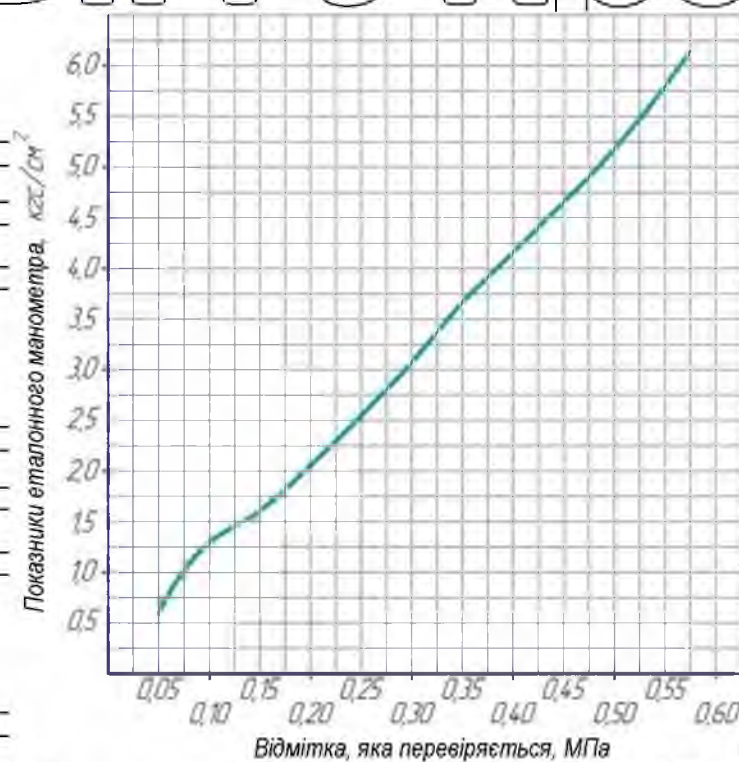


Рис. 3.17 - Графік перевірки контрольного манометра

Дане пристосування дозволяє підвищувати (або знижувати) тиск відразу в обох колесах, а також виконувати підкачування коліс окремо. Крім цього, при відкритому перекидному краї забезпечується вирівнювання тиску в колесах.

При виконанні дослідів на моделях сільськогосподарських машин, їх зважування виконувалося на лабораторних вагах (рис. 3.18 а) з межею вимірювання 600 грамів і точністю 0,01 р. На ваги встановлювалося лише одне колесо (або колеса одного мосту), а інші встановлювалися на спеціально виконаний для цього подум (рис. 3.18, б). Така схема вимірювань дозволяє визначити вагу моделі, що припадає на кожне з опорних коліс. (або групу коліс).



Рис. 3.18 - Устаткування для визначення маси моделей:

а - ваги, б - положення моделі при зважуванні

Для визначення кута поперечної статичної стійкості машин при по-різному розташування передбачуваної осі перекидання використовувалася установка, представлена на рис. 3.19.

Установка складається з каркаса, на якому розміщена поверхня з змінним шляхом обертання, закріпленою на каркасі, гвинта кутом нахилу. На поверхні нанесена розмітка в масштабі 1:10 з вказівкою положення характерних точок трьох видів машин.



Рис. 3.19 - Установка для визначення кута статичної стійкості моделей

Контроль кута нахилу поверхні здійснюється за допомогою встановлених на її торці транспорту і вивісу. Крім цього конструкція має елементи, що забезпечують зміщення уявного ЦВ машини на три площини.

Для визначення навантажень, діючих на опори установки, представленою на рис. 3.3, використовували ручні цифрові динамометри (рис. 3.20) з межею вимірювання 50 кг і точністю вимірювання 10 грам. Вказаного межі вимірів, за загальної ваги установки близько 80 кг, було достатньо, оскільки в конструкції було застосовано чотири таких приладу.



Рис. 3.20 - Ручний динамометр

3.3. Методика проведення експериментальних досліджень

У зв'язку з тим, що використовувані при виконанні дослідів моделі сільськогосподарських машин і тракторів мають тільки зовнішню подібність з реальними машинами, для подальшої оцінки результатів експерименту необхідно виконати визначення координат їх центрів ваги.

Для визначення горизонтальної позовжньої координати центру ваги модель машини встановлювалася на ваги передніми або задніми колесами (рис. 3.21) та визначається реакція, викликана її вагою на розглянуту групу коліс. Далі процедура повторювалася для коліс іншого мосту. У результаті, загальний вага машини визначається шляхом підсумовування значень, отриманих для кожної групи коліс.

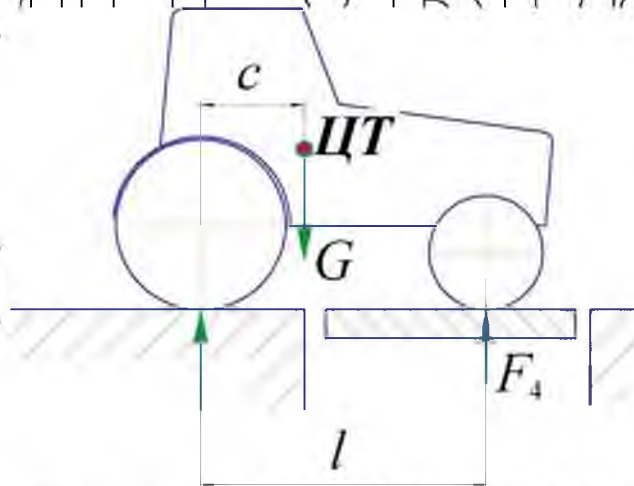


Рис. 3.21 – Схема установки для визначення горизонтальної позовжньої координати центру ваги моделі

За допомогою вимірювального інструменту визначали основу машини. Для цього з допомогою вивісу визначали положення центрів кожного колеса на горизонтальній площині. Потім виконували вимір відстані між центрами переднього та заднього коліс лівого та правого бортів і знаходили середнє арифметичне значення отриманих величин, яке і буде базою машини.

Горизонтальну позовжню координату ЦВ визначали з умови рівності моментів сил, що діють щодо спорного колеса $G \cdot c = y \cdot F_4$.

$$h_{10} = \frac{F_4 \cdot c}{G} \quad (3.1)$$
 де l - колісна база;
 F_4 - навантаження на керовані колеса, Н (Кг);

G – вага моделі, Н (Кг).

Оскільки в процесі поперечного перекидання не бере участь маса мосту керованих коліс, то при визначенні вертикальної координати доцільніше вивішувати провідний міст. Це дозволить згодом зробити більше простим визначення ЦВ без обліку маси мосту керованих коліс (просте віднімання маси мосту з показників терезів), а також підвищити безпека проведення досліду (кут поздовжнього перекидання через колеса ведучого мосту менше, ніж через міст керованих коліс).

Вертикальну координату ЦВ (h_{10}) визначали, віднімаючи колеса ведучого мосту над опорний площиною на висоту, відповідну поздовжньому нахилу моделі на кут $\alpha = 20, 25^\circ$. Для цього встановлювали ведучі колеса моделей на попередньо підготовлені опори таким чином, щоб керовані колеса спиралися на платформу ваг (рис. 3.23). У такому стані модель була стійка, так як продовжувала стояти на колесах, мимовільне її переміщення не спостерігалось.

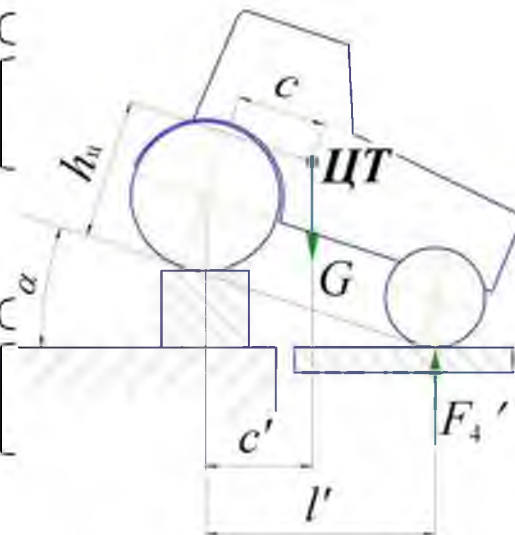


Рис. 3.22 – Схема установки моделі для визначення вертикальної координати ЦВ

за свідченням ваг визначали навантаження на колеса F'_4 , при допомозі вимірювального інструменту та вивісу, визначали відстань l' (рис. 3.22) між центрами коліс моделі.

Використовуючи отримані дані, розраховували відстань c' від центру ваги машини до осі піднятого колеса з умови рівності моментів сил, діючих щодо коліс, розташованих на платформі ваг:

$$c' = \frac{l' \cdot F'_4}{G}$$

Розглянуті операції виконували з триразовою повторністю, причому збереження кута поздовжнього нахилу моделі забезпечувалося сталістю висоти підставки 2 (рис. 3.22), і обчислювали середня значення шуканої координати для досліджуваної моделі.

Вертикальну координату $h_{ЦВ}$ визначали за методикою ДСТУ 30570-2001.

Оскільки виконання цієї операції безпосередньо на моделі ускладнене в силу її малих розмірів, координату $h_{ЦВ}$ визначали з використанням графічного редактора Компас-3D. У зазначеній програмі в масштабі 1:1 накреслили схему (вид з боку машини збоку), представлена на рис. 3.23.

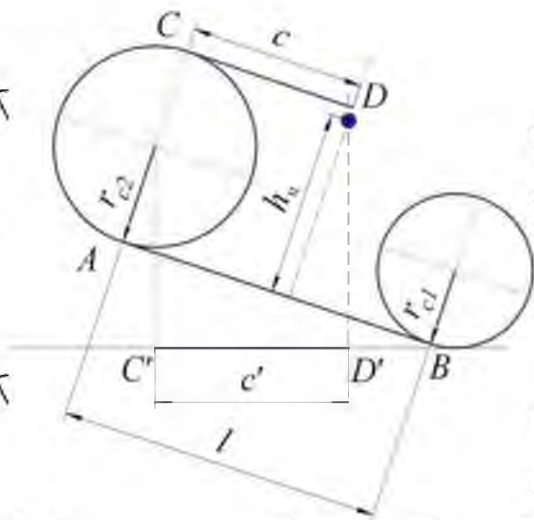


Рис. 3.23 – Графічне визначення вертикальної координати ЦВ

На схемі одне колесо розташовано на горизонтальній поверхні, а інше піднято на деяку висоту.

Відстань AB між осями коліс (база машини) дорівнює l . Радіуси коліс рівні

їх статичним радіусів r_{01} і r_{02} , значення яких попередньо замірялися (від центру колеса до його опорної поверхні). Від перпендикуляра, проведеного через т. А до лінії АВ, відкладений відрізок $CD = c$, а від проекції центру вивішеного колеса на опорну площину відкладений відрізок $C'D' = c'$. Через точки D і D' проведені перпендикуляри до ліній CD та C'D' відповідно. Точка їх перетину вказує положення центру ваги машини.

Для розрахунку величини зміщення ЦВ щодо поздовжньої осі машини необхідно визначити навантаження F_5 під колесами одного з бортів машини. Для цього встановлювали модель на ваги одним із бортів, забезпечуючи перебування коліс другого на постаменті. Використовуючи схему, представлену рис. 1.8, визначали зміщення y , попередньо вимірявши ширину колії машини між центрами лівого та правого коліс.

Відстань від геометричної осі машини до проекції центру тяжіння

обчислювали по формулі $y = \frac{b \cdot F_5}{2G}$

3.4. Аналіз розподілу ваги (маси) трактора по осям

Для визначення положення центру ваги трактора необхідно знати його загальну масу (Вага) і її розподіл по опор. Для цього виконувалося зважування передньої та задньої частин трактора, а також визначалося навантаження на кожне з його задніх коліс. Зважування виконувалося з використанням динамометра і лебідки. Колеса, навантаження на які не вимірювали, встановлювалися на підставки однакової висоти, а колесо, навантаження на яке підлягало виміру, піднімалося лебідкою до вирівнювання трактора в горизонтальній площині.

При визначенні ваги (G_B), що припадає на ведучі колеса трактора, підйомно-вимірювальний пристрій було закріплено на його навісці (рис. 3.24). З використанням схилів було визначено плече дії сили щодо горизонтальної проекції осі заднього мосту.

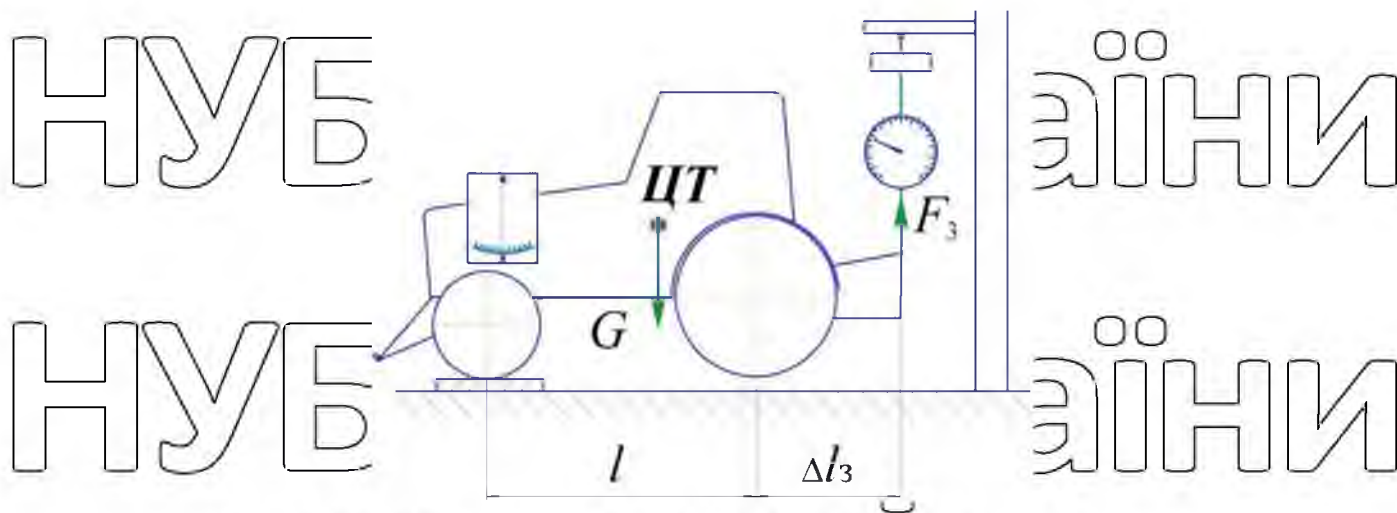


Рис. 3.24 - Визначення ваги (Маси) задньої частини машини

Вагу (масу), що припадає на передні колеса трактора (G_y), визначали, приєднуючи підйомно-вимірковальний пристрій до пристосування для підйому передньої частини трактора (рис. 3.25). Плече дії сили щодо горизонтальною проекції осі мосту керованих коліс визначали з використанням схилів.

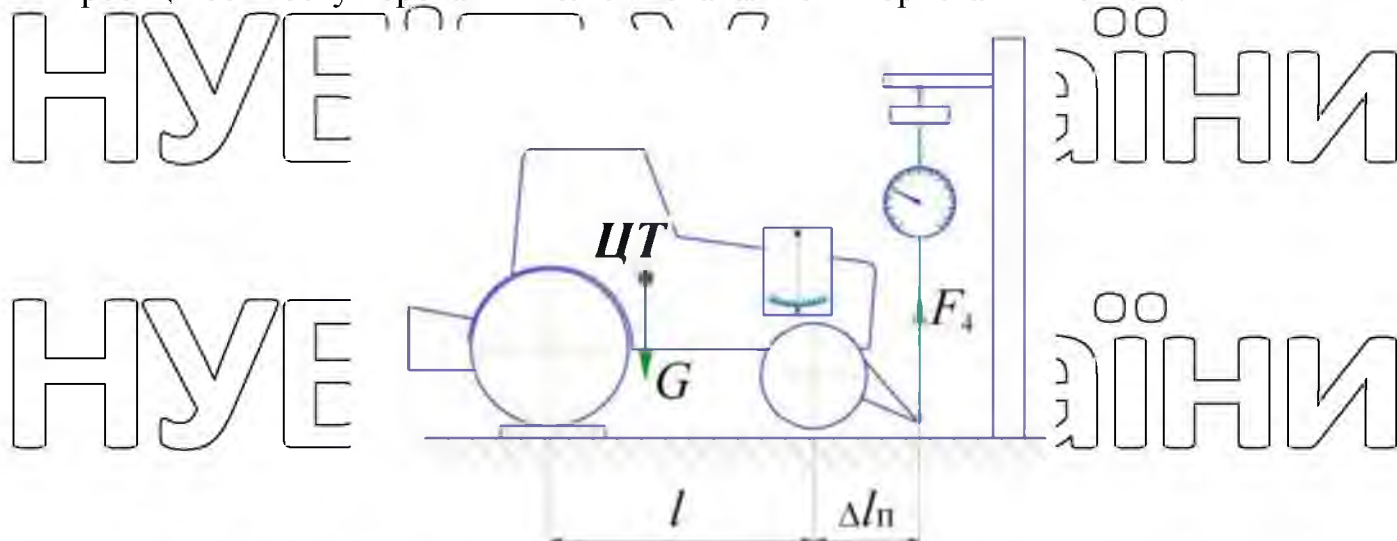


Рис. 3.25 - Визначення ваги (маси) передньої частини машини

Оскільки, при використуваному способі визначення навантажень на колеса, точки зважування досліджуваних частин машини знаходяться на деякому віддалення від осей коліс, слід виконати перерахунок отриманих результатів вимірювань з умов рівності моментів сил за такими залежностями:

$$G_B = \frac{(l + \Delta l_3) \cdot F_3}{l}$$

$$G = \frac{(l + \Delta l_{10}) \cdot K_4}{l}$$

Так як для використання поданих залежностей потрібне знання бази та колії машини, а також плечей докладання зусиль, то їх визначали за допомогою вимірювального інструменту. Для цього за допомогою вивісу (рис. 3.26) на опорній площині були відзначені положення центрів кожного колеса та характерних точок і виконані необхідні виміри.



Рис. 3.26 – Визначення положення осі колеса на площині

Колісну базу трактору визначали шляхом вимірювання відстані між центрами переднього і заднього коліс лівого і правого бортів і обчислення середнього арифметичного значення отриманих величин.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

НУБІП УКРАЇНИ

4.1. Результати визначення центра ваги моделей

У відповідно з методикою, викладеної раніше були проведені вимірювання і виконані розрахунки по визначенню координат центра ваги моделей кормозбирального комбайна та тракторів (рис. 4.1). Для зручності розуміння, колеса мосту керованих коліс назвемо для всіх моделей керованими, а мосту жорстко пов'язаного з рамою машини - ведучими.



Рис. 4.1 - Визначення координат ЦВ моделей

Отримані в результаті вимірів і розрахунків дані занесені в таблиці і 4/2 відповідно.

Таблиця 4.1

Дані вимірювань

Параметр	Марка/машини, модель якої досліджувалась				
	Claas Jaguar	Claas Jaguar 3 жнивarkoю	Claas Axion	Claas Axion 3 вантаже м	John Deere
1	2	3	4	5	6
База b , мм	96			92	90
Колія ведучих коліс b , мм	79			65	57
Колія керованих коліс b' , мм	73			64	58
Висота шарніру качання мосту керованих коліс h , мм	26			25,5	28
Навантаження на ведучі колеса моделі m_3 , г	413,2	662	274,8	244,5	228,2
Навантаження на керовані колеса моделі (на горизонтальною майданчику) m_4 , г	485,9	376,7	196,3	275,7	275,6
Маса навіщеною частини (жатки, вантажу) m_2 , г		159,6		49,1	
Маса моделі (без навішування) m , г	899,1	899,1	471,1	471,1	503,8
Маса моделі (повна) m , г	899,1	1058,7	471,1	520,2	503,8
Маса лівий частини моделі m_5 , г	457,3	528,1	236,1	266,1	261,4

Продовження таблиці 4.1

	2	3	4	5	6
Навантаження на керовані колеса моделі (при нахиленому майданчику) m_4 , г	592,1	482,2	223,6	304,4	308,4
Проекція бази при нахилі* l , мм	89		84		82
Радіус коліс ведучого моста $r_{ст1}$, мм	30		31,5		32,5
Радіус керованих коліс $r_{ст2}$, мм	23		24		25

* - висота ведучого колеса над опорною поверхнею дорівнює 30 мм

Таблиця 4.2

Розрахункові значення у міліметрах

Параметр	Марка машини, Модель якої досліджувалась				
	Claas Jaguar	Claas Jaguar з жнивальною	Claas Axion	Claas Axion з вантажем	John Deere
Горизонтальна координата ЦВ щодо осі ведучого мосту з	51,9	34,2	38,3	48,8	49,2
Горизонтальна координата ЦВ щодо осі ведучого мосту при поздовжньому нахилі машини s'	58,5	40,5	40,0	49,4	50,3
Вертикальна координата ЦВ щодо опорної поверхні $h_{ц}$	59,3	55,5	43,2	41,7	44,3

Відповідно до методики, викладеної в п.п.3.3.4, використовуючи отримані дані, положення вертикальною координати ЦВ визначили графічним методом для цього в графічному редакторі Компас-3D були побудовані схеми досліджуваних моделей з врахуванням їх поздовжнього нахилу (рис. 4.2), по яким визначені значення, що цікавлять.

Оскільки в фізичній моделі процесу поперечного перекидання (початкова стадія) не враховується маса мосту керованих коліс, то були визначено координати ЦВ для моделей зі знятим мостом. Так як конфігурація мостів керованих коліс на моделях є практично симетричною щодо шарніру підвісу, то для визначення маси, припадає на передню частину моделі, достатньо відняти значення маси моста з маси передньої частини, зафіксованої у таблиці 4.1 за першого циклу вимірів. Маса моста була визначена його зважуванням, виконаним після демонтажу з моделі. Отримані дані занесені до таблиці 4.3.

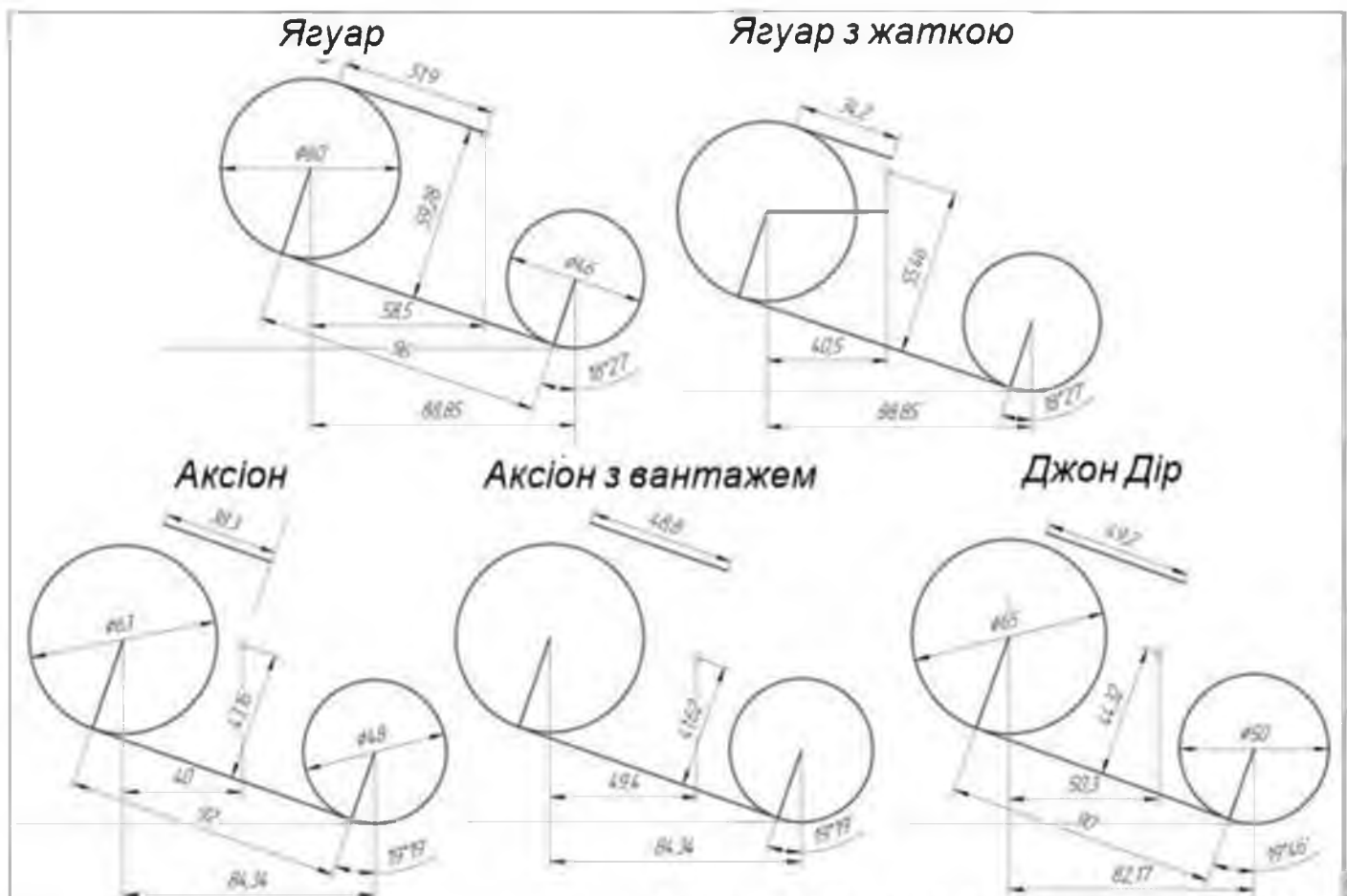


Рис. 4.2 - Схеми для визначення положення ЦВ моделей машин

Вертикальну координату ЦВ визначили по розглянутою вище методиці з побудовою схем, представлених на рис. 4.3.

Таблиця 4.3

Дані для моделей з неврахованою масою мосту керованих коліс

Параметр	Марка машини, модель якої досліджувалась				
	Claas Jaguar	Claas Jaguar з жниваркою	Claas Axion	Claas Axion з вантажем	John Deere
Маса моста керованих коліс $m_{уп}$, г		56,9		54,4	70,1
Навантаження на керовану частину остова моделі (на прямій) m_0 , г	429,0	319,8	141,9	221,3	205,6
Навантаження на керовану частину остова моделі (при нахилі) m_4 , г	535,2	425,3	169,2	250,0	238,4
Маса остова моделі (повна) m_0 , г	842,2	1001,8	416,7	465,8	433,8
Горизонтальна координата ЦВ остова z_0 , мм	48,9	30,6	31,3	43,0	44,2
Горизонтальна координата ЦВ остова при поздовжньому нахилі машини z'_0 , мм	56,5	37,7	34,2	45,3	46,6
Вертикальна координата ЦВ остова $h_{ц0}$, мм	62,0	57,4	45,6	43,8	47,3

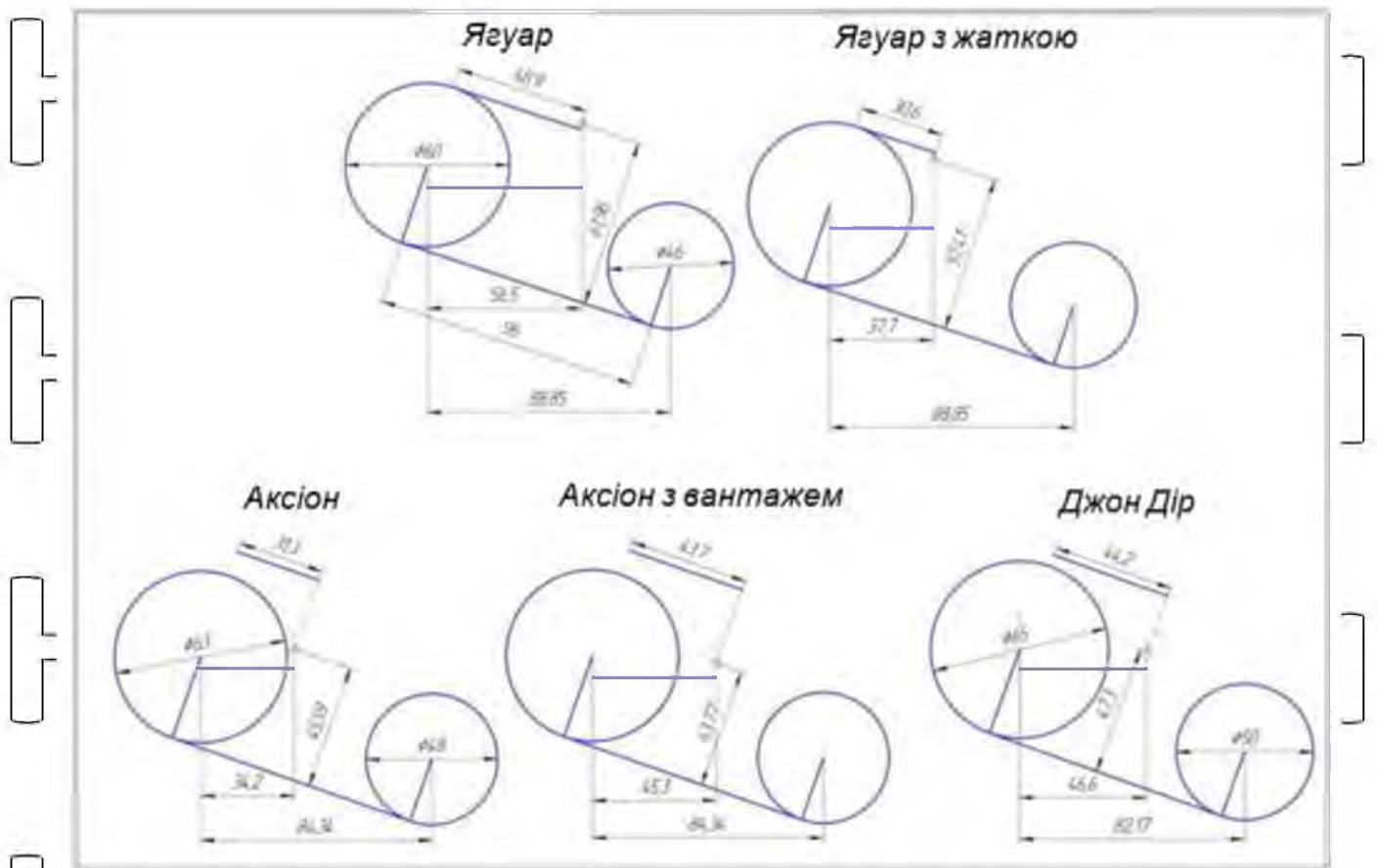


Рис. 4.3 – Схеми визначення положення ЦВ моделей машин без врахування маси мостів керованих коліс

З даних видно, що виключення маси моста керованих коліс з маси, що бере участь у процесі поперечного перекидання, приводить до зміни положення ЦВ вгору і в бік ведучого мосту. Відхилення координат ЦВ остова від їх величин для машини в загалом, представлені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4

Відхилення координат ЦВ остова від координат ЦВ машини

Параметр	Марка машини, Модель якої досліджувалась				
	Claas Jaguar	Claas Jaguar з жнивarkoю	Claas Axion	Claas Axion з вантажем	John Deere
Частка маси моста керованих коліс в повній масі машини, %	6,3	5,4	11,5	10,5	13,9
Горизонтальна координата ЦВ машини z_3 , мм	51,9	34,2	38,3	48,8	49,2
Вертикальна координата ЦВ машини h_3 , мм	59,3	55,5	43,2	41,6	44,3
Горизонтальна координата ЦВ остова z_0 , мм	48,9	30,6	30,3	43,7	44,2
Вертикальна координата ЦВ остова h_{10} , мм	62,0	57,4	45,6	43,8	47,3

Зменшення значення горизонтальної координати ЦВ Δc , %	5,8	10,5	18,3	10,5	10,2
Збільшення значення вертикальної координати ЦВ Δh_c , %	4,6	3,4	5,6	5,3	6,8

З урахуванням отриманих значень, розраховані граничні кути поперечної статичної стійкості моделей машин і виконано їх порівняння з величинами, отриманими при використанні загальноприйнятих методик. Результати розрахунків представлені в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5

Результати розрахунку кута поперечної статичної стійкості моделей машин за різними методиками

№	Формула для розрахунку кута поперечної стійкості (передбачувана вісь перекидання на рис. 2.3, а)	по повній масі	Марка машини, модель якої досліджувалась				
			Claas Jaguar	Claas Jaguar з жниваркою	Claas Axion	Claas Axion з вантажом	John Deere
1	$\alpha_{пред} = \arctg \frac{b}{2h_c}$ (вісь перекидання AD)	по повній масі	33,7	35,4	37,0	38,0	32,8
2	$\alpha_{пред} = \arctg \frac{(l-c)}{h_c} \operatorname{tg} \beta$ (вісь перекидання AB')	по повній масі	15,8	23,0	22,5	19,1	15,5
3	$\alpha_{пред} = \arctg \frac{(l-c_0)b}{2(h_{c0}l - ch_0)}$ (вісь перекидання AB)	за масою остова	20,8	27,7	29,6	27,8	23,3
4	Пропонована залежність (2.5*) (вісь перекидання AB)	за масою остова	21,4	28,7	30,7	28,7	24,0
	Відхилення №1 від №4, %		57,5	23,3	20,5	32,4	36,7
	Відхилення №2 від №4, %		26,2	19,9	26,7	33,4	35,4
	Відхилення №3 від №4, %		2,8	3,5	3,6	3,1	2,9

Як наслідок з результатів розрахунків, значення кутів поперечної статичної стійкості для досліджуваних моделей машин, отримані при використанні запропонованої методики розрахунку (№4), значно відрізняються від

результатів, отриманих під час використання загальноприйнятих методик (№1 та №2). Результати, отримані при використанні методики №3 досить близькі до результатів методики №4 (відхилення не перевищили 4%), тому запропонована в ній залежність може бути використана для орієнтовних розрахунків.

У результаті аналізу наведених даних робимо наступні висновки:

1. Виключення маси мосту керованих коліс з розрахунку координат центру ваги машини змінює його щодо положення, визначеного за методикам ДСТУ 30570-2001 та ДСТУ 33691-2015, де враховується маса всіх вузлів та механізмів.

2. Зміна координат може виявитися досить значною і залежить від перерозподілу навантаження по осях машини і ваги самого мосту.

3. При застосуванні для розрахунку кута поперечної статичної стійкості запропонованої залежності (2.5) спостерігаються значні відхилення від результатів, отриманих при використанні загальноприйнятих аналітичних методик.

4.2. Результати визначення центра ваги трактора

У відповідно з методикою, викладеної в п.п.3.3.1 були проведено вимірювання та виконано розрахунки щодо визначення координат ЦВ трактора МТЗ-80.1 (рис. 4.4).



Рис. 4.4- Визначення координат ЦВ трактора МТЗ-80.1

В використанні тягарів і рулетки виміряні база і колія машини. Розмір

базі дорівнює $l = 2390$ мм, а колії - $b = 1540$ мм.

Відповідно до схем, представлених на рисунках 3.27–3.28, були визначено навантаження на ведучі і керовані колеса, значення яких виявилися рівними для ведучих коліс $20,7$ кН, для керованих – $11,0$ кН. Загальний вага трактора склав $G = 31,7$ кН.

Відповідно до схеми, розглянутої на рис. 3.22, було виконано вимірювання маси, що припадає на кожне колесо заднього моста трактора за отриманим даним можна зробити висновок про зміщення ЦВ задньої частини трактора щодо поздовжньої геометричної осі на відстань $y = 37$ мм.

Позитивне значення розміру y при прийнятій схемі розрахунку говорить про зміщення ЦВ вліво від осі трактора та більшої ймовірності його перекидання при крені на ліву сторону.

З врахуванням отриманих даних за залежністю (3.1) визначили горизонтальну координату ЦВ, значення якої склало $z = 831$ мм.

Для визначення вертикальної координати ЦВ був виконаний підйом передньої частини трактора з контролем кута нахилу (рис. 4.5). Плече дії сили ваги частини трактора, що піднімається, при його вертикальному положенні, склало 2887 мм.



Рис. 4.5

Результати вимірювань і наступних розрахунків представлені в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6

Результати вимірів і розрахунків

Кут нахилу α	Вага піднімається частини $l' \cdot \gamma$, Н	Плече дії сили $l' + \Delta l'$, мм	Горизонтальна координата ЦВ e' , мм	Вертикальна координата ЦВ $h_{ц}$, мм
0	9172	2877	831	-
4	8960	2910	821	865
8	8649	2928	798	934
12	8155	2933	772	951
16	8110	2923	747	943
20	7832	2898	715	946
24	7635	2862	688	928

Аналізуючи дані таблиці 4.6, зробили висновок про тому, що результат визначення вертикальної координати ЦВ, отриманий для малих значень кута нахилу, що значно відрізняється від інших. Це можна пояснити тим, що на шукану величину, при малих кутах поздовжнього нахилу машини, надає вплив розмір вертикального прогину шини, що видно на рис. 4.6.

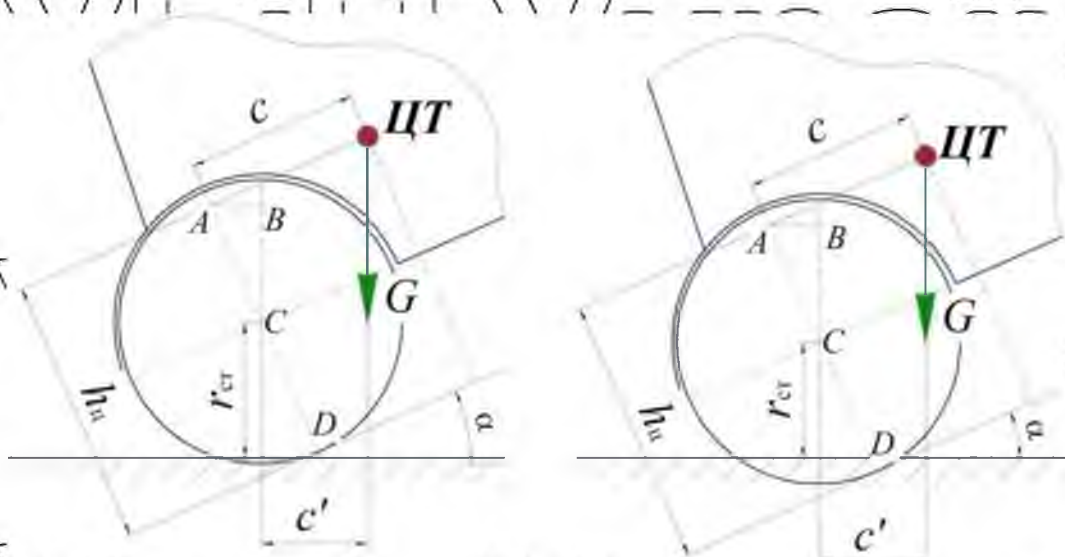


Рис. 4.6 – До визначення вертикальної координати ЦВ: а – за малого нормального прогину шини; б - при великому нормальному прогину шини.

Як видно з малюнка 4.6, а при малій величині нормального прогину шини, яка характерна для шин з високим внутрішнім тиском, а також для великих кутів поздовжнього нахилу машини, точка D знаходиться над опорною поверхнею.

Значить відрізок CD , являє собою вільний радіус шини і вертикальна координата ЦВ дорівнюватиме відстані AD . При значному ж нормальному прогині шини та малих значеннях кута нахилу точка D знаходиться під опорною поверхнею та для визначення величини $h_{ц}$ потрібно вводити певну коригування.

У зв'язку з цим, використовуючи Рис. 4.7, визначимо граничний поздовжній нахил машини при якому т. D буде перебувати на опорній поверхні.

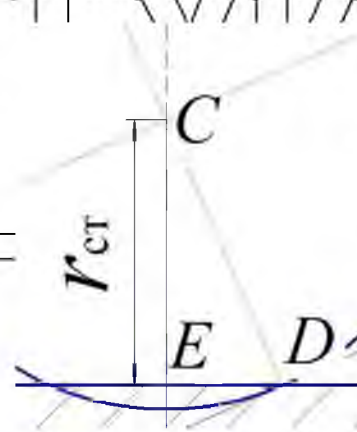


Рис. 4.7

На представленою рисунку кут $\alpha = \angle ECD$, відрізок CD дорівнює вільному радіусу шини r_0 , а значить $\alpha = \arccos \frac{r_{ct}}{r_0}$

На шині, яка розглядається $r_0 = 781$ мм, $r_{ct} = 754$ мм. Відповідно кут $\alpha = 15,1^\circ$.

У зв'язку з цим найбільш достовірну величину вертикальної координати ЦВ слід визначати, використовуючи дані для кутів нахилу машини, перевищують 15° . Виключаючи дані, отримані для кута $\alpha = 24^\circ$ (у зв'язку з впливом перетікаючих технологічних рідин), отримали $h_{ц} = 944$ мм.

Подана величина відповідає відсутності нормального прогину шин. Для визначення координат ЦВ у певних умовах потрібно виконати коригування отриманої величини на величину нормального прогину шин, відповідну аналізованій ситуації.

Нехтуючи тертям в шарнірі кріплення мосту керованих ксліс до рами умовно приймаємо, що навантаження на керовані колеса однакова. У такому

винадку зміщення ЦВ щодо поздовжньої геометричної осі трактора складе порядку 24 мм вліво (за ходу руху).

Таким чином, виконані розрахунки показують, що зміщення ЦВ випробуваного трактора в горизонтальній площині від осі моста ведучих коліс складає 831 мм, у вертикальній – приблизно 944 мм від опорної поверхні, а у бічній – близько 24 мм. З урахуванням нормального прогину шин (близько 30 мм) вертикальна координата ЦВ складе 914 мм при тиску повітря в шинах 0,25 МПа.

При визначенні координат ЦВ трактори, без обліку маси мосту керованих коліс, розглянуті вище операції повторили, тільки попередньо з машини було знято всі елементи моста (рис. 4.8), крім центральної бабки, маса якої відома.



Рис. 4.8

Дані розрахунків з використанням отриманих результатів вимірювань занесені в таблицю 4.7.

Виконані розрахунки показують, що зміщення ЦВ випробуваного трактора без мосту керованих коліс в горизонтальній площині складає 723 мм від осі моста ведучих коліс, а у вертикальній - приблизно 985 мм (без обліку деформації шин) від опорної поверхні.

Таблиця 4.7
Результати розрахунків для трактора без переднього мосту
Розміри в міліметрах

Кут нахилу $\alpha, ^\circ$	Вага піднімається частини $F'_{\text{до}}, \text{H}$	Плечо дії сили $l + M'$	Горизонтальна координата ЦВ c_0	Вертикальна координата ЦВ $h_{\text{ЦВ}}$
0	7456	2877	723	-
4	7259	2910	712	888
8	6977	2929	689	951
12	6695	2933	662	973
16	6426	2923	633	979
20	6131	2899	599	989
24	5935	2860	572	972

Оскільки при виконанні досліду нам не вдалося зняти передній міст повністю, то була виконано корекція отриманого результату, шляхом віднімання з нього маси балки мосту (30 кг), центр ваги якої знаходиться на відстані 2390 мм від осі заднього моста та на висоті близько 700 мм від опорної поверхні.

Координати ЦВ з врахуванням зняття балки мосту будуть рівні $z_1 = 707$ мм, $h_{\text{ЦВ}}' = 987$ мм (без обліку деформації шин).

Порівнюючи координати ЦВ трактора, отримані при обліку маси мосту та без її обліку, можна дійти невтішного висновку, що горизонтальна координата зменшилася на 14,9% (з 831 до 707 мм), а вертикальна виросла на 4,6% (з 944 до 987 мм).

Така зміна координат ЦВ призводить до зменшення середнього значення кута поперечної статичної стійкості, визначеного без урахування деформації шин залежно (2.5), з $36,0^\circ$ під час розгляду машини загалом до $34,9^\circ$ за винятку з розрахунку маси моста керованих коліс.

У разі визначення ЦВ трактора без урахування маси моста його керованих коліс на рівні горизонтальною координати ЦВ його зміщення щодо поздовжньої геометричної осі складе близько 26 мм вліво, якщо розглядати, що маса передньої частини трактора зосереджена в центрі шарніру качання мосту керованих коліс.

4.3. Результати експериментального визначення кутів перекидання моделей

У відповідно з методикою, викладеної в вище були виконані вимірювання кутів поперечної стійкості моделей колісних машин (рис. 4.9).



Рис. 4.9 - Досліди на моделях

Для перекидання машини щодо осі AB (рис. 3.38) шарнір коливання моста керованих коліс моделі був у вільному стані, а через вісь AD (рис. 3.38) - заблоковано щодо рами.

Виміри були виконані при крені моделей ліворуч і праворуч, оскільки при визначенні положення їх ЦВ було помічено деяке зміщення останнього в бік від геометричної осі.

Результати випробувань по визначенню граничного кута поперечної статичної стійкості моделей з різної ступенем свободи шарніру балансувальної підвіски мосту керованих коліс представлені в таблиці 4.9.

Таблиця 4.9

Експериментальні значення кута поперечної стійкості моделей

Стан шарніру качання мосту		Марка машини, Модель якої досліджувалась				
		Claas Jaguar	Claas Jaguar з жниваркою	Claas Axion	Claas Axion з вантажем	John Deere
		Кут відриву колеса від опорної поверхні, °				
Шарнір вільний	праворуч	23,2	29,2	30,5	28,0	24,9
	ліворуч	20,7	28,3	28,9	27,5	24,5
	середня	22,0	28,8	29,7	27,8	24,7
Шарнір заблоковано	праворуч	32,5	34,7	37,0	37,5	34,3
	ліворуч	30,8	34,8	37,4	37,7	34,0
	середня	31,7	34,8	37,2	37,6	34,2

Для порівняння отриманих в результаті експерименту даних з аналітичними, виконали розрахунок кута поперечної стійкості по методикам 1 і 4 (Таблиця 4.5). Дані розрахунків, а також їх відхилення від результатів експерименту, представимо в вигляді таблиці 4.10.

Таблиця 4.10

Значення кута поперечної стійкості моделей отримані аналітичним шляхом і їх відхилення від результатів досліджу

Стан шарніру качання мосту	Марка машини, модель якої досліджувалась					
	Claas Jaguar	Claas Jaguar з жнивальною	Claas Axion	Claas Axion з вантажом	John Deere	
Розрахунок	Кут відриву колеса від опорної поверхні, °					
Розрахунок	Шарнір заблоковано (методика №1)	33,7	35,4	37,0	38,0	32,8
	Шарнір вільний (методика №4)	21,4	28,7	30,7	28,7	24,0
Дослід	Шарнір заблоковано	31,7	34,8	37,2	37,6	34,2
	Шарнір вільний	22,0	28,8	29,7	27,8	24,7
Відхилення розрахункових даних від дослідних, %	Шарнір заблоковано	5,9	1,7	-0,5	1,1	-4,3
	Шарнір вільний	-2,8	-0,3	3,3	3,1	-2,9

Розглядаючи дані, представлені в таблиці 4.10, можна, можливо зробити наступні висновки:

1. Пропонована аналітична методика визначення кута поперечної статичної стійкості для сільгоспмашин з балансувальною підвіскою мосту керованих коліс дає можливість значно наблизити дані розрахунку вказаного параметра до його реальним значень.

2. Наявність балансірної підвіски моста керованих коліс суттєво знижує значення кута поперечної стійкості. Таке невраховане вплив підвіски не може не позначитися на безпеці роботи при поперечних кренах реальні машини.

3. Оскільки при блокуванні шарніра качання моста керованих коліс кут поперечної стійкості машин збільшується, то в їх конструкціях слід передбачити пристрій, яке при небезпечному крене машини забезпечить неможливість переміщення моста щодо рами та дозволить тим самим підвищити безпека роботи.

Висновки

1. Характер отриманих експериментальних залежностей відповідає викладеному в теоретичному матеріалі, що свідчить про правильності обраного підходу для описи процесу перекидання, викладеного в теоретичний матеріал.

2. Результати експериментального визначення навантажень на колеса машин з балансувальною підвіскою мосту, керованих коліс підтвердили, що колеса ведучого мосту, жорстко з'єднаного з рамою (корпусом) машини прагнуть до втрати стійкості на поперечному схилі з більшою інтенсивністю, чим у моста керованих коліс.

3. Підтверджено, що використання в конструкції машини триопорної схеми криплення остова значно знижує кут її поперечної статичної стійкості в порівнянні з чотириопорною схемою. Так, для трактора МТЗ-80.1 з колією установки коліс 1400 мм (основна величина при обробці просапних культур) ця різниця може становити 7%, для самохідної молотарки зернозбирального комбайна Вектор 410 – 22%, Тогум 780 – 31%, GS-12 «Десна-Полісся» – 30%, без обліку деформації шин і опорної поверхні.

4. Нормальна і збоку деформація шин здійснюють значне вплив на величину кута поперечної статичної стійкості. Додатковий крен остова комбайна Вектор 410 в транспортній комплектації, викликаний деформацією шин, може скласти приблизно $4,5^\circ$ (14,5%) від значення, отриманого без обліку деформації шин), для комбайнів GS-12 «Десна-Полісся» – $3,6^\circ$ (14,3%), Тогум 780 – $2,7^\circ$ (11,4%), для трактора МТЗ-80.1 – $4,9^\circ$ (14,1%).

5. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

5.1. Оцінка впливу особливостей ходової частини на поперечну стійкість машини із збалансованою підвіскою мосту керованих коліс

Оскільки трактори і сільськогосподарські машини працюють (пересуваються) як на дорогах з твердим покриттям, так і на рівних ґрунтах несучою здібності, величину кута поперечної статичної стійкості необхідно оцінювати на твердій (не деформується) поверхні і на основних ґрунтових фонах (задерніння, стерня та ін.).

Теоретичними і експериментальними дослідженнями встановлені особливості процесів втрати стійкості і двостайпного поперечного перекидання машин з схемою ходової, що розглядається частини.

Через особливостей перерозподілу навантажень між верхніми і нижніми по схилу колесами обох мостів, остова трактори або сільськогосподарської машини значно швидше втрачає поперечну стійкість, ніж міст керованих коліс. Зазвичай остова машини ближчий до втрати поперечної стійкості. Так для розглянутих зернозбиральних комбайнів при зниженні навантаження на верхнє по схилу колесо ведучого мосту на 85...90% від вихідний при горизонтальному положенні, навантаження на кероване колесо того ж борту змінюється лише на 18...28% від вихідного.

Крім того, різноспрямована деформація шин ведучого мосту і деформація ґрунту під нижнім по схилу колесом призводять до того, що кут крену остова машини перевищує кут нахилу опорної поверхні.

на першій стадії втрати стійкості остова трактори або сільськогосподарської машини перекидається відносно осі, проходить через центр плями контакту нижньої по схилу шини ведучого колеса з опорною поверхнею і центр шарніру підвіски мосту керованих коліс до рами (Корпусу).

Цей етап починається в момент втрати контакту з опорною поверхнею верхнього по схилу ведучого колеса ($R_{B2} = 0$) і закінчується в момент упору рами (корпусу) в балку моста керованих коліс. Більшість тракторів та самохідних

сільськогосподарських машин кут вільного качання моста керованих коліс складає $7...10^\circ$ в кожному бік.

На другому етапі трактор чи сільгоспмашина перекидається як єдине ціле навколо осі, що проходить через центри плям контакту нижніх схилом коліс із опорною поверхнею. Причому при існуючих співвідношеннях мас (ваги) остова та моста керованих коліс, а також положеннях їх центрів тяжіння настання першого етапу неминуче веде до повного перекидання (тобто. блокування шарніру шляхом упору рами (корпусу) в балку моста керованих коліс не припиняє процес перекидання).

У результаті проведених досліджень розроблена методика визначення кута поперечної статичної стійкості для сільськогосподарських машин з балансувальною підвіскою моста керованих коліс, враховує вплив деформації шин та ґрунту під колесами.

Суть пропонованої методики складається в визначенні величини кута поперечного нахилу опорної поверхні, при якому кут крену остова машини досягне граничного значення і почнеться його перекидання. Кут крену остова трактора або сільськогосподарської машини у функції кута нахилу опорної поверхні можна визначити за залежностями:

$$1) \alpha_{01} = \alpha + \Delta\alpha_{\text{норм}} + \Delta\alpha_{\text{бік}} - \text{для твердїй опорної поверхні,}$$
$$2) \alpha_{02} = \alpha + \Delta\alpha_{\text{норм}} + \Delta\alpha_{\text{бік}} + \Delta\alpha_{\text{Г}} - \text{для деформованої опорної поверхні,}$$

де α - кут нахилу опорної поверхні;

$\Delta\alpha_{\text{норм}}$ - приріст кута крену через нормальною деформації шин;

$\Delta\alpha_{\text{бік}}$ - приріст кута крену через бічний деформації шин;

$\Delta\alpha_{\text{Г}}$ - приріст кута крену через деформації ґрунту під нижнім по схилу колесом ведучого мосту.

Використовуючи отримані в результаті теоретичного та експериментального дослідження дані і залежності, розрахуємо величину кута поперечної статичної стійкості для самохідної молотарки зернозбирального комбайна Torum 780. Умовно приймаємо, що центр ваги машини знаходиться в

площині її поздовжній осі.

Вихідні дані:

- експлуатаційна маса $M_k = 17450$ кг;
- колісна база $l = 3892$ мм;
- колія ведучих коліс $b = 2990$ мм;
- горизонтальна (Поздовжня) координата ЦВ $c = 1873$ мм;
- вертикальна координата ЦВ $h_{ц} = 2170$ мм;
- висота осі шарніру підвісу мосту керованих коліс $h_0 = 750$ мм;
- типорозмір (марка) шин ведучих коліс 30,5L32 (ФБЕЛ-179М).

Для визначення кута поперечної статичної стійкості з врахуванням впливу балансувальної підвіски мосту керованих коліс, використовуємо залежність (2.5*).

Величина кута β' , необхідна для розрахунку, дорівнює

$$\beta = \arctg\left(\frac{0.5b}{l}\right) = \arctg\left(\frac{0.5 \cdot 2990}{3892}\right) = 21^\circ.$$

Так як на початковому етапі в процесі втрати стійкості не приймає участь маса моста керованих коліс, то визначимо координати ЦВ остова по залежностям

(2.6) і (2.7), приймаючи $G = 171,2$ кН, $h_{ц} = 2170$ мм, $c = 1873$ мм, $G_M = 6$ кН, $c_M = 3892$ мм, $h_M = 600$ мм:

$$c_o = \frac{G \cdot c - G_M \cdot c_M}{G - G_M} = \frac{171,2 \cdot 1873 - 6 \cdot 3892}{171,2 - 6} = 1800 \text{ мм},$$

$$h_{yo} = \frac{G \cdot h_{ц} - G_M \cdot h_{цM}}{G - G_M} = \frac{171,2 \cdot 2170 - 6 \cdot 600}{171,2 - 6} = 2227 \text{ мм}.$$

Величина кута поперечної статичної стійкості з врахуванням впливу балансувальної підвіски моста керованих коліс та без урахування деформації шин та ґрунти дорівнюватиме:

$$\alpha_{опред} = \arctg\left(\frac{0.5 \cdot 2990(3892 - 1800)}{2227 \cdot 3892 - 750[0.5 \cdot 2990 \sin 21^\circ \cos 21^\circ + 1800 \cos^2 21^\circ]}\right) = 23,7^\circ$$

Оскільки величина деформації шини залежить від прикладеного

навантаження та тиску повітря, геометричних і силових параметрів, то попередньо визначили нормальні і осьові навантаження діючі на колеса при різних кутах поперечного крену та тиску повітря в шинах $p_v = 0,28$ МПа.

Розрахунок виконали за залежностями, отриманими у п.п.2.3, умовно приймаючи, що ковзання коліс по опорній поверхні Відсутнє.

Для визначення деформації шин при різній навантаженні на колеса використовували дані, отримані в результаті експерименту. Розрахункові величини нормальною і осьовий навантаження, відповідні їм деформації шин і ґрунту (Ґрунтовий фон - стерня, суглинок), а також викликані ними кути долакового крену остова представили в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Розрахункові дані

Параметр		Кут нахилу опорної поверхні, °						
		0	4	8	12	16	20	23
Нормальна навантаження на колесо, кН	Нижче по схилу	44,4	51,5	58,4	65,0	71,3	77,3	81,5
	Вище по схилу	44,4	37,0	29,5	21,8	14,0	6,2	0,3
Осьова навантаження на місг, кН		0,0	6,2	12,4	18,5	24,5	30,4	34,7
Нормальний прогин шини, мм	Нижче по схилу	75	84	92	99	106	113	118
	Вище по схилу	75	66	57	47	35	21	4
$\Delta\alpha_{\text{норм}}, ^\circ$		0,0	0,3	0,7	1,0	1,4	1,8	2,2
Бічний прогин шини, мм		0	7	12	22	34	48	60
$\Delta\alpha_{\text{бк}}, ^\circ$		0,0	0,1	0,2	0,3	0,5	0,7	0,9
Глибина колії, мм	Нижче по схилу	73	86	93	100	107	143	117
	Вище по схилу	73	69	59	48	36	20	2
$\Delta\alpha_{\text{с}}, ^\circ$		0,0	0,3	0,7	1,0	1,4	1,8	2,2

Подані дані показують, що з урахуванням нормальної та бічної деформації шин кут крену остова досягне значення $\alpha_{\text{опора}} = 23,7^\circ$ при вугіллі бокового ухилу поля рівному приблизно $\alpha = 21^\circ$ (менше $\alpha_{\text{опора}}$ приблизно на 11,3%), оскільки додатковий крен остова внаслідок нормальної та бічної деформації шин при цьому складе близько 2,3 і 1,3° відповідно.

З врахуванням деформації ґрунту (суглинок) під колесами, остова досягне граничного кута крену на схилі близько $19,5^\circ$, що менше $\alpha_{\text{опора}}$ приблизно на 17,7%. Величина кута поперечної статичної стійкості комбайна Toptan 780

(близько 21°), визначена запропонованою методикою, на 8,7% менше, отриманої при випробуваннях на поворотній платформі (23°), в той час як використання методики ДСТУ 33691-2015 (34,6) на 33,5% завищує потенційну стійкість машини.

Також порівняли величину кута поперечної статичної стійкості певну по ДСТУ 33691/2015 з його значенням, отриманим при використанні запропонованої методики розрахунку для інших машин, розглянутих в роботі. Отримані дані представили в вигляді таблиці 5.2.

Таблиця 5.2

Порівняння величини кута поперечної статичної стійкості розрахованої за запропонованою методикою

Методика розрахунку	Марка машини				
	Торум 780	МТЗ-80.1 колія 1400 мм	Вектор 410	GS-12 Полісся	
ДСТУ 33691-2015	34,6	37,5	39,9	36,4	
Пропонована методика	Кут поперечної стійкості, °				
	Без обліку деформації шин та ґрунту	23,7	34,9	31,1	25,2
	Тверда поверхня	21,0	30,0	26,6	21,6
	Деформований ґрунт (стерня, суглинок)	19,5	28,2	25,4	19,8
Відхилення результатів від отриманих по ДСТУ 33691-2015, %	Тверда поверхня	39,9	20,0	33,3	40,7
	Деформований ґрунт (стерня, суглинок)	43,6	24,8	36,3	45,6

Таким чином, запропонована експериментально-аналітична методика розрахунку дозволяє значно підвищити достовірність визначення кута поперечної статичної стійкості машин з балансувальною підвіскою мосту керованих коліс в порівнянні з іншими аналітичними методиками.

ВИСНОВКИ

1. Методики експериментально-аналітичного визначення кута поперечної статичної стійкості самохідних сільськогосподарських машин з балансувальною підвіскою мосту керованих коліс, регламентовані чинним ДСТУ і пропоновані в навчальній і науковій літературі, не виправдано спрощують розрахункову схему і не враховують ряд факторів, що впливають на поперечну стійкість машин з такою ходовою частиною.

2. Використання існуючих розрахункових методик не дозволяє отримати достовірні дані про величині кута поперечної статичної стійкості сільськогосподарських машин. Навіть у суворо обумовлених умовах випробувань, отримані значення суттєво відрізняються від експериментальних, не кажучи вже про реальних умовах експлуатації.

3. На поперечному схилі колісний трактор або самохідна сільськогосподарська машина з балансувальною підвіскою мосту керованих коліс представляє собою систему з двох частин: триопорного остова з мостом ведучих коліс і мосту керованих коліс, які через особливостей навантаження мають непорівнянні показники поперечної стійкості (різниця до 2,5 рази і більше).

4. Розвантаження верхнього та довантаження нижнього по схилу коліс ведучого мосту сільськогосподарської машини від їх вихідних навантажень на горизонтальній поверхні набагато перевищує ці показники у керованих коліс. При поперечному крені зернозбиральних комбайнів Вектор 410, Torum 780, GS-12 «Десна-Полісся», що викликає розвантаження верхнього по схилу ведучого колеса мосту на 85...90%, кероване колесо того ж борту розвантажується всього на 18...28% (у 3,2...4,7 рази менше).

5. Процес поперечного перекидання колісних тракторів та самохідних сільськогосподарських машин аналізованого типу проходить у два етапи. На першому етапі після повного розвантаження верхнього по висісу колеса ведучого мосту остова машини починає вільно повертатися навколо похилій осі, проходить через шарнір мосту керованих коліс і центр плями контакту нижнього

схилу колеса ведучого моста з опорною поверхнею. На другому етапі машина з заблокованим шарніром підвіски моста керованих коліс перекидається навколо осі, що проходить через центри плям контакту нижніх схилу коліс з опорною поверхнею. Природна блокування шарніру підвіски моста керованих коліс в кінці першого етапу втрати стійкості не припиняє почалося перекидання.

6. Використання в конструкції машини триопорної схеми її остова значно знижує кут поперечної статичної стійкості порівняно з чотириопорною схемою. Зменшення кута у трактора МТЗ-80.1 (колія 1400 мм) може скласти 7%, зернозбиральних комбайнів Вектор 410 - 22%, GS-12 «Десна-Полісся» - 30%, Тогум 780 - 31%.

7. Величина додаткового крену остова машин в результаті нормальній та бічна деформація шин склала для комбайна Вектор 410 - $4,5^\circ$ (14,5% від значення, отриманого без урахування деформації шин), GS-12 «Десна-Полісся» - $3,6^\circ$ (14,3%), Тогум 780 - $2,7^\circ$ (11,4%), для трактора МТЗ-80.1 - $4,9^\circ$ (14,1%).

8. Розроблена експериментально-аналітична методика враховує вплив на величину кута поперечної статичної стійкості колісних тракторів та самохідних сільськогосподарських машин з балансувальною підвіскою моста керованих коліс, деформації шин та ґрунту під ними. У порівнянні з методикою розрахунку по ДСТУ 33691-2013, вона дозволяє знизити відхилення розрахункових значень кута поперечної статичної стійкості для комбайна Тогум 780 від дослідних даних з 34,6% до 8,7% (у 4 рази).

9. Оскільки при блокування шарніру підвіски мосту керованих коліс кут поперечної стійкості машин збільшується, то в їх конструкціях слід передбачити пристрій, який в автоматичному режимі при небезпечному крені машини виконає цю операцію і дозволить тим самим підвищити безпеку роботи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Адамчук В. В. Стан наукового забезпечення механізації сільського господарства в Україні. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. Вип. 13., кн. 1. С. 21–29.

2. Гуков Я. С. Наукове забезпечення формування державної політики стосовно відтворення та оновлення матеріально-технічної бази агропромислових підприємств. Механізація та електрифікація сільського господарства. 2008. Вип. 92. С. 13–25. Аулін В. В., Голуб Д. В., Гриньків А. В., Лисенко С. В. Методологічні і теоретичні основи забезпечення та підвищення надійності функціонування автомобільних транспортних систем: Монографія. Кропивницький: Видавництво ТОВ "КОД", 2017. 370 с.

3. Бірюков Д. С. Аналіз та оптимізація надійності складних систем з багатьма станами: автореф. дис... канд. техн. наук: 01.05.04. Київ: нац. ун-т імені Тараса Шевченка. Київ. 2009. 20 с.

4. Аулін В. В., Лисенко С. В., Голуб Д. В., Гриньків А. В., Мартиненко О. Д. Теоретико-фізичний підхід до діагностичної інформації про технічний стан агрегатів мобільної сільськогосподарської техніки. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. Харків. 2015. Вип. 158. С. 252–262.

5. Аулін В. В., Гриньків А. В. Методика вибору діагностичних параметрів технічного стану 248 транспортних засобів на основі теорії сенситивів. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2016. №5. С. 109–116.

6. Аулін В. В., Гриньків А. В. Проблеми і задачі ефективності системи технічної експлуатації мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія технічні науки. 2016. №2 (77). С. 36–41.

7. Безмін IRIT IR-7450 [Електронний ресурс]: [Веб сайт]. - Електрон. дано. - URL: <http://www.220-volt.ua/catalog-232943/#ui-tabs-description> (дата звернення 25.08.23).

8. Вплив внутрішнього тиску повітря в щілині на максимальне контактний тиск на опорну основу [Текст]/В.Г. Шевцов, А.В. Лавров, С.А. Годжаєв [і ін.] //

Актуальні проблеми гуманітарних і природних наук. - 2015 року. № 10-5. - С. 213-220.

9. Геріс, М.І. Поліпшення курсової стійкості і керованості колісних лісотранспортних машин з шарнірно-зчленованою рамою [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / н. І. Геріс - Львів, 2010 - 21с.

10. ДСТУ 12.2.019-2005 Система стандартів безпеки праці. Трактори і машини самохідні сільськогосподарські. Загальні вимоги безпеки. - Введ. 2010-07-01. - К.: ПК Вид-во стандартів, 2010 року. - 14с

11. ГОСТ 12.2.019-86 Система стандартів безпеки праці. Трактори та машини самохідні сільськогосподарські. Загальні вимоги до безпеки. - Введ. 1997-07-01. - К.: ПК Вид-во стандартів, 2003 - 18с.

12. ДСТУ 28301-2015 Комбайни зернозбиральні. Методи випробувань. - Введ. 2017-07-01. - 2016 - 39с.

13. ДСТУ 33691-2015 Випробування сільськогосподарської техніки. Метод визначення кута поперечної статичної стійкості - Введ. 2017-07-01. - К.: ПК Вид-во стандартів, 2016. - 10с.

14. ДСТУ 7463-2003 Шини пневматичні для тракторів і сільськогосподарських машин. Технічні умови. - Введ. 2005-01-01. - М.: ПК Вид-во стандартів, 2004 - 26с.

15. Гребнев, В. П. Трактори та автомобілі. Теорія та експлуатаційні властивості [Текст]: навчальний посібник / В. П. Гребнев, О. І. Поліваєв, А. Ст. Ворохобін. - 2-ге вид., стер. - К.: КНОУС, 2016. - 260 с.

16. Дубінін, Є.А. Визначення параметрів процесу перекидання шарнірно-зчленованою колісний машини [Текст] / Є.А.Дубінін // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту - 2014 року. - № 1. - С. 36-41.

17. Дубінін, Є.А. Експериментальна оцінка стійкості становища шарнірно-зчленованих колісних засобів транспорту [Текст] / Є.А.Дубінін // Автомобільний транспорт. - 2015. - № 36. - С. 86-92.

18. Кузьмінський Р. Д. Системно-функціональні засади синтезу технологічних ліній і дільниць ремонту вузлів та агрегатів мобільної техніки

рільництва : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : 05.05.11
Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Глеваха,
2013. 40 с.

19. Кухтов В. Г. Методи оцінки довговічності конструкцій шасі колісних тракторів: Дис... д-р техн. наук: 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Харків, 2006. 329 с.

20. Ларін О. М. Теоретичні основи оцінки працездатності шин легкового автомобіля в експлуатації: Дис... д-р техн. наук: 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Академія пожежної безпеки України. Львів, 2001. 344 с.

21. Лобода А. В. Розробка організаційної структури забезпечення якості в автосервісі: Дис... канд. техн. наук: 05.13.22. Національний транспортний ун-т Київ, 2004. 162 с.

22. Ложковський А. Г. Аналіз і синтез систем розподілу інформації в умовах мультисервісного трафіка : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.12.02. Одеса, нац. акад. зв'язку імені О.С. Попова. Одеса, 2010. 36 с.

23. Луханін М. І. Моделювання залізничних транспортних коридорів на базі поширених мереж Петрі: Дис... канд. техн. наук: 05.22.20. Українська держ. академія залізничного транспорту. Харків, 2003. 163 с.

24.

25. Жілейкін, М.М. Обґрунтування принципів підвищення стійкості та керованості колісних тракторів під час руху на скли в режимі оранки [Текст]/М.М. Жілейкін, С.В. Ягубова // Вісті вищих навчальних закладів. Машинобудування. - 2014 року. - № 9 (654). - С. 67-76.

26. Забілишинський, С. Е. Вплив розподілу нормальних реакцій між осями колісного трактора на його експлуатаційні властивості [Текст] / С. Е. Забілишинський, М. А. Подрігало, Є. А. Дубінін // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ". зб. наук. тр. Темат. вип. : Автомобіле- та тракторобудування. - 2014. - № 9 (1052). - С. 18-26.

27. Забілишинський, С. Е. Оцінка стійкості шарнірно-зчленованого колісного трактора і тракторного поїзда в різних дорожніх умовах [Текст] / С. Е. Забілишинський, М. А. Подрігало, Є. А. Дубінін // Вісник Нац. техн.

ун-ту "ХПІ" : зб. наук. тр. Темат. виш. : Автомобілі- і тракторобудування. - 2015 року. - № 8 (1117). - С. 3-10.

28. Зімельов, Г.В. Теорія автомобіля [Текст] / Г.В. Зімельов. - К.: НТУ, 2011. - 235 с.

29. Каталог продукції Nortec. [Електронний ресурс]: [Веб сайт]. - Електрон. дано. - URL: <http://poshk.ru/files/Nortec.pdf> (25.08.17)

30. Маміті, Г.І. Стійкість автомобіля і низькокліренсного колісного трактора [Текст]/Г.І. Маміті, С.Х. Плієв, В.Б. Тедєєв // Трактори та сільгоспмашини. - 2014 року. - №12. - С. 20-23.

31. Маміті, Г.І. Стійкість колісних машин із еластичними шинами на повороті [Текст]/Г.І. Маміті // Вісник машинобудування. - 2007. - № 3. - С. 25-28.

32. Маміті, Г.І. Стійкість трицикла в повороті з обліком крену кузова [Текст] / Г.І. Маміті, С.Х. Плієв, В.Б. Тедєєв // Вісник машинобудування. - 2011 року. - № 6. - С. 85-87.

33. Маміті, Г.І. Формування оптимальної стійкості колісний машини на стадії проектування [Текст]/Г. І. Маміті, С. Х. Плієв// Вісник машинобудування. - 2009. - № 2. - С. 84-85.

34. Маміті, Г.І. Експериментальні дослідження трициклу / Г.І. Маміті, С.Х. Плієв, В.Б. Тедєєв // Проектування спеціальних машин для освоєння територій: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції 5-6 жовтня 2011 м. – Вінниця., 2011 року. - С.102-104.

35. Мірошніченко, О.М. Основи теорії автомобіля та трактора [Текст]: навчальний посібник / О. М. Мірошніченко. - Томськ: Вид-во Том. держ. архіт.-будує. ун-ту, 2014. - 490 с.

36. Мигаль В. Д. Вібраційні методи оцінки якості тракторів на стадіях проектування, виготовлення та експлуатації: Дис... д-р техн. наук: 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Харків, 2003. 513 с.

37. Молодик М. В. Основні напрями досліджень з підвищення надійності сільськогосподарської техніки при експлуатації, відновленні і ремонті. Вісник аграрної науки. 2010. № 5. С. 110–113.

38. Молодик М. В. Оцінювання надійності машин при експлуатації, технічному обслуговуванні і ремонті. Механізація та електрифікація сільського господарства. Глеваха, 2008. Вип. 92. С. 381–389.

39.

40. Особливості дослідження поперечної стійкості колісних машин із шарнірно-зчленованою рамою при перекиданні [Текст] / Н.С. Корчан, М. А. Подрігало, А.С. Полянський [та ін.] // Теорія та практика судової експертизи і криміналістики. - 2010 року. - Випуск 10. - С. 449-455.

41. Оцінка стійкості проти перекидання колісної машини з обліком впливу підресорених мас [Текст] / М.А. Підригало, А.С. Полянський, Д.М. Клець і ін. // Механіка та машинобудування. - 2012 року. - № 1. - С. 65-70.

42. Павлов, А.С. Динаміка твердого тіла для агроінженерів [Текст] / А.С. Павлов, Л.А. Павлова. - Saarbrücken, Німеччина: LAP Lambert Academic Publishing, 2014 року. - 340 с.

43. Рибак Т. Прогнозування ресурсу роботи мобільних сільськогосподарських машин. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Дослідницьке, 2004. Вип. 7. С. 149-161.

44. Розора І. В. Моделювання випадкових процесів та полів із даною точністю та надійністю: Дис... канд. фіз.-мат. наук 01.01.05 теорія ймовірностей і математична статистика. Київський національний університет імені Тараса Шевченка. Київ, 2005. 126 с.

45. Савченко В. Б. Забезпечення надійності сільськогосподарських машин і технологічних комплексів: дис. ... канд. техн. наук. 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Харківський державний технічний університет сільського господарства. Харків, 2001. 156 с.

46.

47. Полянський, А.С. Визначення кінетичної енергії секції трактора з шарнірно – зчленованою рамою при перекиданні [Текст] / А.С. Полянський, В.В.

Задорожня // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – 2009.

- №2. – С. 63-68.

48. Розрахунок критичних швидкостей трициклів [Текст] / Г.І. Маміті,

А.Є. Гагкуєв, С.Х. Плієв [та ін] // Автомобільна промисловість. – 2010. – № 7. -

С. 33-35.

49. Хитрив, Є.Г., Розрахунок глибини колії, колісного руштя лісових тракторів на схилах [Текст]/Є.Г. Хітров, І.М. Бартенєв // Лісотехнічний журнал.

- 2016. - №4 (24). - С. 233-239.

50. Диваків Д.А. Основи теорії трактори і автомобіля [Текст] : навч.

допомога для вузів / Д.А. Диваків. -К.: Сільгоспвидав, 2012. - 312с.

51. Яковенко, І.Ф. Трактори та автомобілі/ Основи теорії та розрахунок [Текст] / І.Ф. Яковенко. - Астана: Казахський агротехнічний університет ім. С.

Сейфулліна, 2012 року. - 272 с.

52. Ahmadi, I. Розробка стратегічного динаміка dynamic stability index calculator utilizing some tractor specifications [Електронний ресурс] / I. Ahmadi //

Turkish Journal of Agriculture and Forestry, 2013: Електрон. текстові дано. - URL:

<http://journals.tubitak.gov.tr/agriculture/issues/tar-13-37-2/tar-37-2-10-1103-19.pdf>

53. Heavy Truck Rollover Characterization (Phase-A) Final Report [

Електронний ресурс] / D. Pape, M. Grant, D. Hall [et al.] - Електрон. текстові дано

- URL: https://ntl.bts.gov/lib/31000/31700/31702/U02Heavy_Truck_Rollover

[_Characterization_Phase_A_.pdf](#)

54. Macmillan, R. H. Mechanics of tractor-implement performance. Theory and

Worked examples [Електронний ресурс] : in a textbook for Students and Engineers.

(2002). Електрон. текстові дано. - URL: <http://www.eprints.unimelb.edu.au>

55. Macmillan, RH, Quad-Bike Operational Instability Safety [Електронний

ресурс]/2017, 3(2). - Електрон. текстові дані. – URL: [http://www.mdpi.com/2313-](http://www.mdpi.com/2313-576X/3/2/15/htm)

[576X/3/2/15/htm](http://www.mdpi.com/2313-576X/3/2/15/htm)

56. Plant Production Engineering [Електронний ресурс] / CIGR Handbook of Agricultural Engineering - Електрон. текстові дано. - USA: American Society of

Agricultural Engineers, 1999. Vol. 3. - URL: <http://www.cigr.org/documents/>

CIGRHandbookVol3.pdf

57. Quad Bike Performance Project Test Results, Conclusions, and Recommendations [Електронний ресурс] / R. Grzebieta, G. Reehmitzer, K. Simmons [et al.] - Електрон . текстові дано . - URL: <http://www.tars.unsw.edu.au/research/Current/Quad-BikeSafety/Reports> /Final_Summary_Report4-

BPP_Test_Results_Concl_Recom_Jan-2015.pdf

58. Tajanowskij, G. Distribution of loadings in transmission of traction power means with all driving wheels and with system of pumping of tyres at work with mounted instruments [Текст] / G. Tajanowskij, W. Tanaś, T. Pawłowski // Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering. - 2007. - Vol. 52(2) - P. 30-34.

59. Winkler, CB, Rollover of Heavy Commercial Vehicles [Електронний ресурс] / CB Winkler, RD Ervin, 1999 - URL: <https://deepblue.lib.umich.edu/bitstream/handle/2027.42/1290/93802.0001.001.pdf> (дата звернення 08.09.22).

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ДОДАТОК

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України