

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Покращення функціонування транспортного агрегату
шляхом використання пружних елементів»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко В.В.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Романченко В.М.

(ПІБ)

Виконав

Чайковський Олександр Павлович

(підпис)

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів та

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)
« _____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Чайковському Олександр Павловичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «**Покращення функціонування транспортного агрегату шляхом використання пружних елементів**»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2026

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: аналіз буксування та опору руху колісних тракторів, оцінка ефективності застосування пружної підвіски заднього моста для колісних тракторів

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ _____

1 Аналіз питання та постановка завдання дослідження _____

2.Оцінка ефективності застосування пружної підвіски заднього моста для колісних тракторів

3. Економічна ефективність застосування пружної підвіски задніх коліс трактора МТЗ-80

4. Запропоновано спосіб досягнення нелінійності характеристики без додаткових пристроїв за рахунок застосування трапецієподібних вікон у дисках провідних коліс трактора _____

Висновки _____

Перелік графічного матеріалу: Вступ. Стан питання та аналіз існуючих досліджень.. Запропоноване технічне рішення. Висновки

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____

(підпис)

Романченко В.М.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Чайковський О. П.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 61 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 18 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 5 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Покращення плавності руху трактора у складі транспортного МТА».

У ході виконання дипломного проекту було досліджено підвіску трактора МТЗ-80, що відрізняється тим, що в ній застосовано комплексний пружний елемент, що сприймає будь-які радіальні навантаження і передавальний момент, що крутить. Запропоновано спосіб досягнення нелінійності характеристики без додаткових пристроїв за рахунок застосування трапецієподібних вікон у дисках провідних коліс трактора.

При роботі трактора з пружною підвіскою опір пересування менше, ніж за серійної на 20...25%. Зниження опору пересування з пружними підвісками пояснюється зниженням коефіцієнта буксування в результаті зменшуються зсув ґрунту та глибина колії. Коефіцієнт буксування та опір пересування були мінімальними при роботі з підвіскою, що має жорсткість 360 кН/м.

Розбіжність теоретичних та експериментальних даних склало трохи більше 3%. Річний економічний ефект від застосування комбінованої віброзахисту склав:

- у підвісці трактора МТЗ-80 11760 грн, термін окупності 3 місяці.

Ключові слова: трактор; підвіска; агрегат; колінчатий вал; машино-тракторні агрегати, пневмогідравлічний пристрій

ЗМІСТ

Вступ	6
1. Аналіз буксування та опору руху колісних тракторів	7
1.1 Вплив дотичної сили тяги, навантаження на гаку та ґрунтових умов на коефіцієнт пробуксовки	7
1.2. Вплив швидкості руху на коефіцієнт буксування при постійному навантаженні на гаку	11
1.3. Опір перекочування колісного трактора	16
2. Вплив мікрорельєфу на роботу МТА	19
2.1. Вплив швидкості руху на вертикальні коливання навантаження на провідні колеса трактора та навантаження на гаку	19
2.2. Способи зниження коливань трактора	22
2.3.Застосування пружних елементів між трактором та сільськогосподарською знаряддям	29
2.4. Порівняльний аналіз коливань заднього моста колісного трактора з жорсткими та еластичними дисками коліс	32
3. Оцінка ефективності застосування пружної підвіски заднього моста для колісних тракторів	35
3.1. Вплив типу підвіски провідних коліс трактора на коефіцієнт буксування	35
3.2. Вплив швидкості руху на опір перекочування трактора МТЗ-80 з різними типами підвісок	40
3.3 Вплив пневмогідравлічного пристрою в навісній системі на коефіцієнт буксування	43

4. Економічна ефективність застосування пружної підвіски задніх коліс трактора МТЗ-80	44
4.1. Аналіз економічної доцільності впровадження підресореної підвіски заднього моста	44
5. Охорона праці та проблеми профілактики виробничого травматизму у МТП	51
5.1. Виробничий травматизм та його причини	51
5.2. Безпека праці при роботі машинно-тракторних агрегатів	55
Висновки	57
Література	58

ВСТУП

Підвищення ефективності використання машинно-тракторних агрегатів є найважливішим завданням у сільськогосподарському виробництві. Одним зі шляхів вирішення цієї проблеми є збільшення робочих швидкостей руху, що призводить до зростання продуктивності.

Але підвищення швидкості під час руху МТА супроводжується безперервними коливаннями, які погіршують умови роботи агрегатів та вузлів. Інтенсивні коливання викликають швидку втому оператора, змушують його знижувати швидкість руху. Це знижує продуктивність МТА та перешкоджає повної реалізації його тягово-динамічних можливостей. Через коливання та удари по нерівності виникають динамічні навантаження на деталі. Більшість деталей виходить з ладу через прискорені витрати ресурсу довговічності у разі підвищення динамічних навантажень. Інтенсивність коливань трактора від взаємодії коліс із нерівностями дороги визначає плавність ходу та тягово-динамічні показники. Збільшується опір пересування, буксування, знижується паливна економічність та продуктивність.

Таким чином, проблема захисту механізмів, вузлів і оператора від дії змінних навантажень, що знижують техніко-економічні показники роботи МТА та підвищують санітарно-гігієнічні навантаження на оператора, є актуальною. Поліпшенням використання машинно-тракторних агрегатів та підвищенням ефективності.

Вивчення застосування пружних елементів у підвісках та навісних системах сільськогосподарських тракторів, є важливим завданням як з теоретичної, так і з практичної точки зору.

Метою цієї роботи є підвищення ефективності використання колісних транспортних МТА за допомогою комплексного пружного пристрою, що знижує різні динамічні навантаження, що покращує плавність ходу трактора та умови роботи оператора.

1. АНАЛІЗ БУКСУВАННЯ ТА ОПОРУ РУХУ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

1. 1. Вплив дотичної сили тяги, навантаження на гаку та ґрунтових умов на коефіцієнт пробуксовки

Ефективність роботи сільськогосподарських тракторів характеризується тяговим ккд, вивченню якого у зв'язку з підвищенням швидкостей руху присвячено багато робіт.

Коефіцієнт корисної дії тягової системи трактора визначається за формулою

$$\eta_{\text{тяг}} = \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_f \quad (1.1)$$

де $\eta_{\text{тр}}$ враховує втрати в трансмісії;

η_{δ} — втрати на пробуксовку ведучих коліс;

η_f — втрати на кочення трактора.

Правильний вибір коефіцієнта корисної дії буксування має велике значення, оскільки під час роботи з різними швидкостями буксування не залишається постійним.

При тягових випробуваннях тракторів пробуксовку прийнято характеризувати залежно від величини навантаження на гаку $\delta = f(P_{\text{кр}})$

Характер протікання залежності зазначеного параметра визначається конструктивними особливостями трактора і ходового апарату, а також механічними властивостями ґрунту. На м'якому ґрунті (поле, підготовлене під посів) збільшення коефіцієнта пробуксовки відбувається інтенсивніше (крива 1, рис. 1.1), ніж на стерні (крива 2). На малозв'язаних ґрунтах з підвищеною вологістю зростання кривої $\delta = f(P_{\text{кр}})$ відбувається значно швидше, ніж на

щільних ґрунтах при нормальній вологості.

На рис. 1.2 представлена залежність коефіцієнта буксування від дотичної сили тяги та тягового зусилля на сирому піщаному ґрунті.

Зі зростанням коефіцієнта буксування (понад 25–30 %) відбувається підвищення дотичної сили тяги, деяке зменшення навантаження на гаку та збільшення опору руху трактора внаслідок поглиблення колії. Характер зміни $\delta = f(P_{кр})$ і $\delta = f(P_k)$ показує, що в основному буксування визначається дотичною силою тяги P_k ($\delta = f(P_k)$) - однозначна функція.

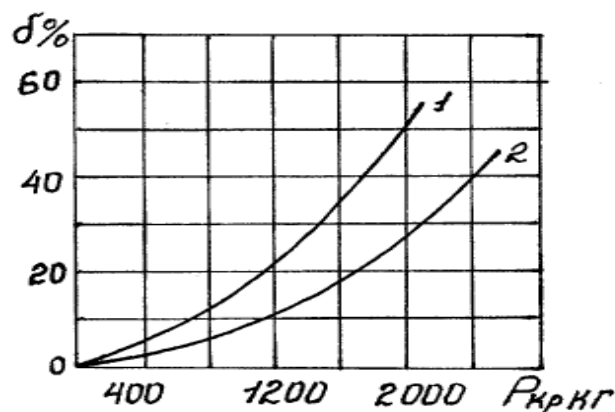


Рис. 1.1. Криві буксування балонного трактора:

- 1 — поле, підготовлене до посіву;
- 2 — стерня.

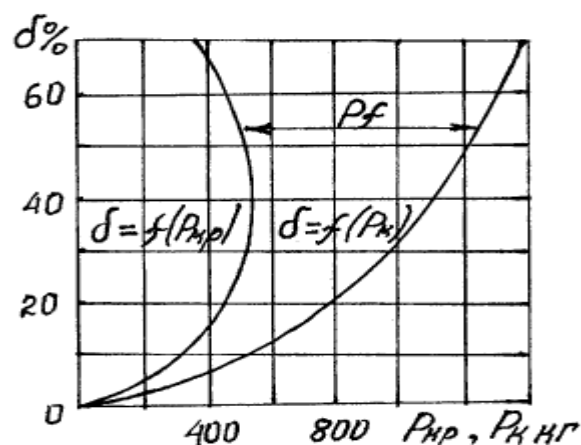


Рис. 1.2. Криві буксування тракторних шин під час роботи на вологому піщаному ґрунті.

Буксування на пісках визначається вагою трактора, а на глинистих ґрунтах — площею контакту ходового механізму з ґрунтом.

Величина коефіцієнта пробуксовки залежить від навантаження на гаку та ґрунтових умов у широких межах. При тяговому зусиллі 900 кг пробуксовка на полі, підготовленому до посіву, становить 16 %, на ґрунтовій дорозі — 5 %.

Збільшення тягового зусилля від 600 кг до 900 кг спричинило зростання коефіцієнта буксування з 4 % до 8 % на стерні та з 8 % до 16 % — на полі, підготовленому під посів. За іншими даними збільшення тягового зусилля від 500 до 900 кг при постійній швидкості руху) підвищує буксування в 2,5 рази, як на стіблах, так і на полі, підготовленому під посів.

Формула для визначення коефіцієнта зубчастості:

$$\delta = \frac{KP}{1-(1-KP)P^n} \quad (1.2)$$

де P -відношення поточного значення навантаження на гаку до його максимального значення, що відповідає ковзанню на місці; K — кутовий коефіцієнт дотичної, проведеної кривої ковзання від початку координат; n — показник ступеня.

Значення K і n залежать від типу рушія, його конструктивних особливостей та механічних властивостей ґрунту.

Запропонований критерій оцінки допустимого коефіцієнта пробуксовки вважається прийнятним, оскільки важливо зберегти структуру ґрунту.

Тягова характеристика будується за даними польових випробувань тракторів на основних ґрунтових фонах: цілина, багаторічний переліг, дуже ущільнена стерня; стерня зернових колосових і однолітніх трав; поле після збирання кукурудзи або соняшнику; чистий пар; поле після збирання коренебульбоплодів; поле після переорювання; поле, підготовлене для сівби; свіжозоране поле.

Тягова характеристика відображає зміни тягової потужності, швидкості руху, годинної і питомої витрати палива, буксування (а за необхідності і частоти обертання колінчатого вала двигуна) залежно від навантаження на гаку для цих ґрунтових умов.

Для скомплектованого агрегату, за тяговими характеристиками, визначають експлуатаційні показники робочого режиму: його опір, робочу швидкість, частоту обертання колінчастого вала двигуна, потужність на гаку, коефіцієнт буксування, витрату палива.

1.2. Вплив швидкості руху на коефіцієнт буксування при постійному навантаженні на гаку

При випробуванні колісного трактора класу 1,4 т одержали дані, що показують, що збільшення швидкості руху до 20 км/год не викликає зміни коефіцієнта буксування ні на одному із фонів (рис. 1.3).

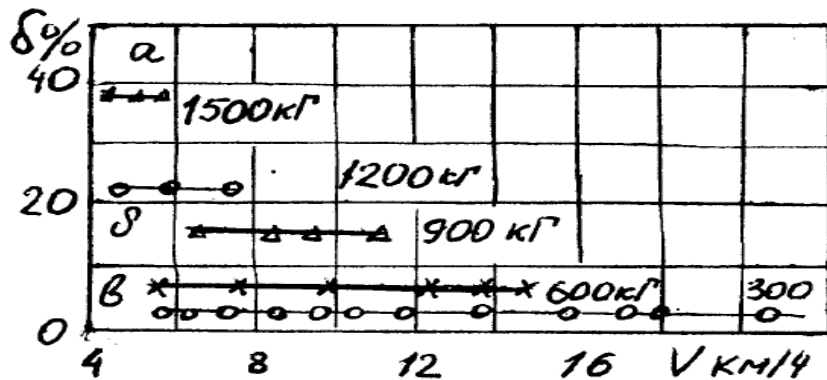


Рис. 1.3. Втрати на буксування колісного трактора: при різних швидкостях руху

а - поле під посів; б - стерня; в - ґрунтова дорога.

Зменшення коефіцієнта буксування спостерігалось у всьому діапазоні робочих швидкостей (до 12 км/год). Особливо інтенсивно змінюється коефіцієнт буксування зі збільшенням швидкості руху при навантаженні на гаку, близькою до 50% ваги трактора.

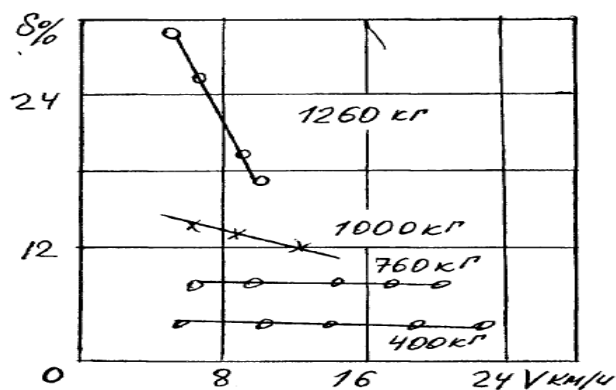


Рис. 1.4. Залежність коефіцієнта буксування трактора Т-28П від швидкості.

При тягових зусиллях, близьких до 15 % ваги трактора, величина вказаного параметра мала і його залежність від швидкості незначна. Аналогічні дані як для гусеничного, так і для колісного тракторів класу 1,4 т зі збільшенням швидкості руху до 16 км/год.

При випробуваннях важкого колісного трактори класу 3 т Т-125 отримали зниження коефіцієнта буксування у разі підвищення швидкості руху. Тенденція до зниження коефіцієнта буксування при зростанні швидкості збереглася.

Зниження коефіцієнта буксування з підвищенням швидкості руху пояснюється авторами зазначених робіт збільшенням опору ґрунтів зсуву внаслідок зменшення часу взаємодії шини із ґрунтом.

Для аналізу зміни буксування зі збільшенням швидкості руху розглядаємо схему, показану на рис. 1.5.

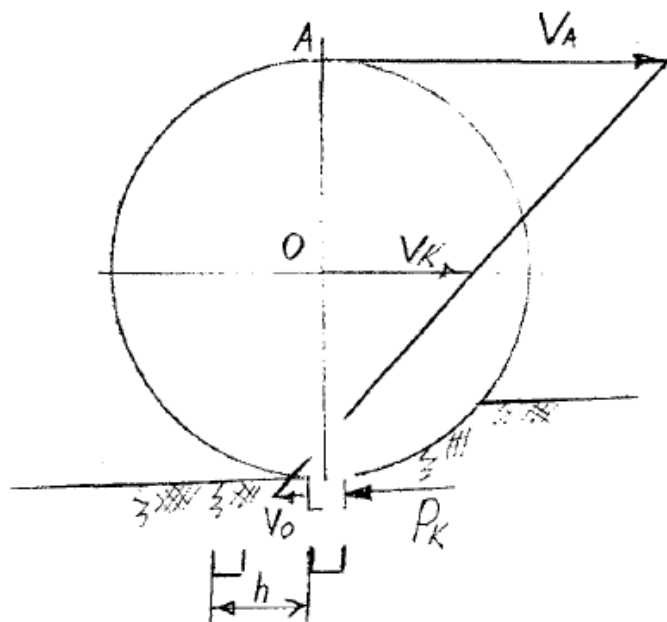


Рис.1.5. Схема до аналізу впливу швидкості руху на буксування

Розрахунки, проведені для пухкого ґрунту за формулою показали, що зі збільшенням швидкості руху буксування знижується, аналізуючи роботу трактора на стерні, він дійшов висновку, що внаслідок зменшення деформації ґрунту зі збільшенням швидкості руху буксування буде зменшуватись (за умови сталості сил тертя), а при роботі на твердою дорогою - залишатися незмінним. Залежність буксування від швидкості руху висловиться формулою

$$\delta V = \delta_H + KV$$

де δV - поточне значення буксування за швидкості V ; δ_H - початкове значення буксування;

KV - кутовий коефіцієнт, що залежить від стану ґрунту та тягового зусилля.

Зростання буксування у роботі пояснюється тим, що коливання трактора при русі його нерівним полем: підвищенням швидкості до 13 км/год були значні, внаслідок чого навантаження на провідні колеса безперервно змінювалася, що призводило до зменшення зчіпної ваги, пульсації дотичної сили тяги та підвищення коефіцієнта буксування.

Зі зростанням швидкості руху збільшується частота та амплітуда вертикальних коливань трактора. Величина опорної, що безперервно змінюється площадки шини при коливаннях приблизно пропорційна хорді АВ. При збільшенні динамічного радіусу швидкість зміни хорди АВ збільшується. Отже, при зменшенні навантаження на колесо опорне майданчик шини змінюється швидше, ніж за її збільшення (рис 1.6)

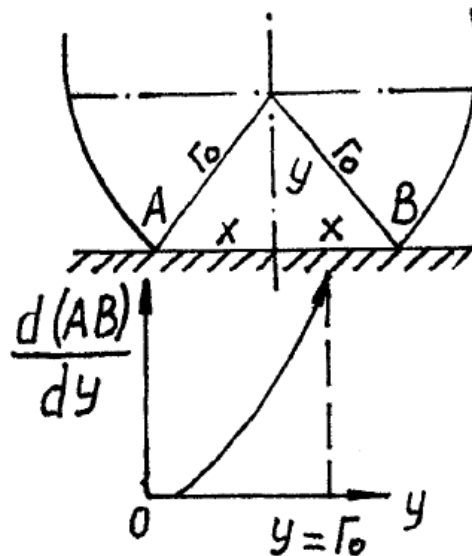


Рис. 1.6. Зміна опорного майданчика шини при вертикальних коливаннях.

Тоді несучі шари ґрунту при різних навантаженнях можна уявити схематично так, як показано на рис. 1.7.

А - несучий шар при Q_{max} ; Б - несучий шар при Q_{min} .

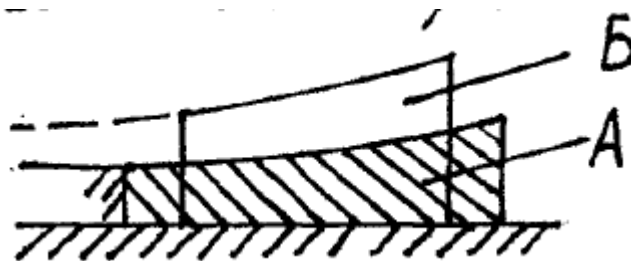


Рис. 1.7. Схема несучих шарів ґрунту при вертикальних коливаннях колісного трактора

Сумарні тангенційні сили, що діють на опорні майданчики, будуть однаковими, тому що момент, що крутить, на ведучому колесі не змінився.

Тангенціальні деформації шару Б будуть більшими порівняно з деформацією несучого шару при нормальному навантаженні. Загальна деформація за один період коливань буде більше, ніж за відсутності коливань, оскільки геометричні розміри шару Б сприяють більшому збільшенню деформації, що зменшення деформації шару А.

Таке перебіг залежності буксування від швидкості руху пояснює співвідношенням сил тертя, які збільшуючись із зростанням швидкості, зменшують буксування, та сил зачеплення, що залежать від ущільнення ґрунту ходовим апаратом трактора. Ущільнення ґрунту зі збільшенням швидкості зменшується, і під дією дотичної сили тяги збільшується інтенсивність руйнування ґрунту, що призводить до підвищення коефіцієнта буксування. Співвідношення сил тертя і сил зачеплення може призвести до того, що з швидкості руху буксування буде постійним. З підвищенням швидкості руху до 9 км/год буксування збільшувалося.

При подальшому підвищенні швидкості руху, на його думку, ґрунт не встигає ущільнюватися і сили тертя переважатимуть над силами зачеплення викликає зменшення буксування.

З усього сказаного випливає, що нині немає єдиної думки впливу швидкості руху на коефіцієнт буксування, а це викликає труднощі у правильному виборі ккд буксування при проектуванні нових жорстких тракторів.

Детально залежність коефіцієнта буксування від швидкості руху три роботи з навісним та причіпним плугами.

У досліджах якого отримано збільшення зазначеного параметра зі зростанням швидкості. Пояснюється це в роботі збільшенням горизонтальної деформації шини внаслідок зростання дотичної сили тяги і зростанням абсолютних показників нерівномірності досліджуваних процесів.

1.3. Опір перекочування колісного трактора

При русі еластичного колеса по ґрунтовій поверхні, що деформується відбуваються деформації ґрунту та шини, які викликають витрати енергії на поверхневе тертя елементів шини по опорному майданчику і на внутрішнє тертя в шарах ґрунту та матеріалі колеса (гістерезисні втрати). Ці втрати становлять 10 - 15% від загальної енергії, що витрачається на гойдання еластичного колеса. Більшість енергії витрачається на утворення колії, тобто. на незворотну деформацію ґрунту.

Опір пересування залежить від багатьох факторів, головними з яких є навантаження на гаку, механічні властивості ґрунту, конструктивні параметри ходового апарату, тиск повітря в шинах, навантаження на колеса та швидкість руху.

За впливом швидкості руху на опір перекочування трактора в літературі є дві точки зору, що підтверджуються досвідченими даними.

За даними зі збільшенням швидкості опір пересування не змінюється при випробуванні енергонастиченого колісного трактора ДТ-24-2 з двигуном «Татра-924» отримав дані, що показують незміність опору пересування зі зростанням швидкості (при навантаженні на кріюку, що не перевищує тягу класу).

Під час роботи колісного трактора кл. 1,4 т опір руху зі зростанням швидкості збільшувалося (рис. 1.8).

Опір перекочування пневматичних ведених коліс докладно було вивчено. В результаті дослідів було встановлено, що на жорсткості до 7,5 км/годину досліджуваний параметр мало змінювався. При подальшому збільшенні швидкості його величина значно знижується, що пояснюється зменшенням глибини колії в результаті підвищення опірності ґрунту зсуву при скороченні

часу взаємодії шини із ґрунтом. Така зміна опору перекочування було отримано на добре вирівняній ґрунті. У цій роботі вказується, що проїзд колеса через нерівність викликає додаткові втрати енергії. З підвищенням швидкості руху і збільшенням розмірів нерівностей ці втрати зростають.

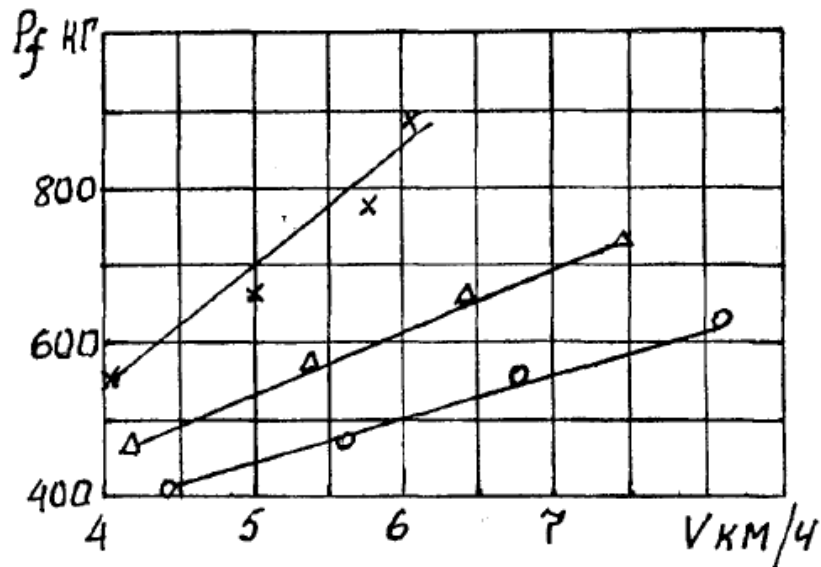


Рис. 1.8. Залежність опору перекочування від швидкості руху колісного трактора кл. 1,4х – $P_{кр} = 600$ кг; – $P_{кр} = 1000$ кг; o- $P_{кр} = 14$ кг

Збільшення швидкості руху з 4 до 28 км/год викликало підвищення коефіцієнта опору перекочування на 40% при холостому ході на щільному ґрунті і на 100% на м'якому ґрунті. У діапазоні швидкостей 6 – 9 км/год для практичних розрахунків можна приймати коефіцієнт опору пересування постійним.

При роботі на зораному полі з твердістю $C = 0,392$ кгс/см³ з збільшенням швидкості руху опір перекочування, обумовлений зминанням ґрунту та гістерезійними втратами в шинах, збільшується з 80 до 90 кгс.

Збільшення опору пересування від зростання крутного моменту на колесах від 665 до 750 кгс м склали від 135 до 15 кгс. На частку складової P_f ,

викликаной наїздом на перешкоду залишається при $P_{cp} = 685 \text{ кгс} - 72 \text{ кгс}$ при швидкості 5 км/год.

Експериментально в цій роботі отримано, що зі збільшенням швидкості руху опір перекочування при незмінному навантаженні на гаку збільшується. При зростанні навантаження на гаку опір пересування трактор також підвищується. Зі збільшенням швидкості від 4 до 14 км/год опір пересування колісного трактора МТЗ-52 і МТЗ-50 збільшується на 160 кгс.

При подальшому підвищенні частоти коливань опір пересування дещо зменшується. При тяговому зусиллі 460 кг (крива 3) опір пересування при 3,6 Гц досягає максимального значення 600 кг.

При частоті коливань 4,0 Гц опір перекочування зменшився на 60 кг.

При роботі машинно-тракторного агрегату з навантаженням на гаку 480 кг (крива 4) опір пересування, досягнувши максимуму 755 кг в області 3,6 Гц за частоти коливань 4,2 Гц, зменшилося на 68 кг.

Таким чином, у цій роботі експерименти показали, що зі збільшенням частоти коливань трактора (що рівносильне збільшенню частоти нерівностей на полі) опір пересування збільшився.

Підвищене значення досліджуваного параметра області, близької до 3,5 Гц, пояснюється настанням резонансного режиму, тобто. збігається частота власних коливань кістяка трактора з частотою впливу нерівностей поля на ходову систему. Фізична сутність збільшення опору пересування полягає в тому, що зі зростанням частоти коливань підвищується буксування, що призводить до збільшення глибини колії. При максимальному буксуванні опір пересування також сягає найбільшої величини.

2. ВПЛИВ МІКРОРЕЛЬЄФУ НА РОБОТУ МТА

2.1. Вплив швидкості руху на вертикальні коливання навантаження на провідні колеса трактора та навантаження на гаку

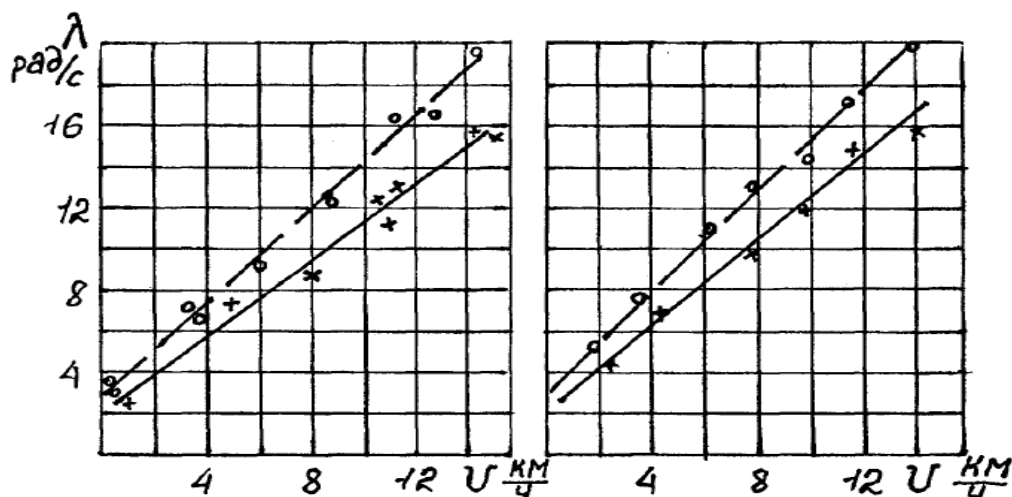
За даними випробування трактора на різних полях за вертикальними коливаннями навантаження на провідні колеса можна судити про якість поверхні поля, про частоту розташування нерівностей та про їх висоту.

Аналіз показує, що частота зміни вертикальних навантажень на провідні колеса збільшується зі зростанням швидкості руху. На полях, підготовлених під посів, зі збільшенням швидкості руху колісних тракторів класів 0,9-1,4 частота зміни вертикальних навантажень зростає з 6 до 16 рад/с, а при роботі на стерні під час руху впоперек рядків від 7 до 20 рад/с. Зі збільшенням швидкості руху трактора частота коливань навантаження зростає прямо пропорційно, тобто. Залежність лінійна. Це говорить про те, що відстань між перешкодами можна прийняти однаковими.

Частота коливань для тракторів типу Т-40 та МТЗ були практично однаковими у всьому діапазоні досліджуваних швидкостей (рис. 2.1) Зі збільшенням швидкості руху збільшується і амплітуда коливань вертикальні навантаження на провідні колеса колісних тракторів.

Аналіз графіків (рис. 2.1) показує, що амплітуди коливань залежать не тільки від швидкості руху, а й від тиску в шинах та фону ґрунту.

Гак на стерні вони більші, а на полі, підготовленому під посів-нижче. Інтенсивність наростання амплітуди також збільшується з підвищення їм швидкості руху.



а) Трактор МТЗ – макет

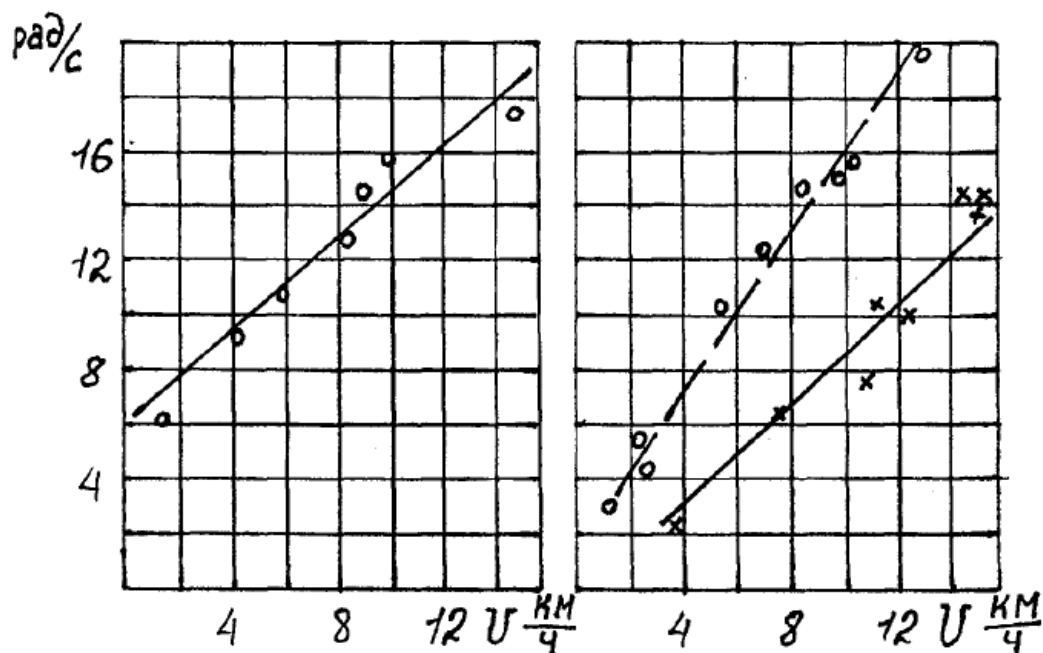
б) Трактор – макет МТЗ

_____ $C = 0,2$ і Н/см^3 (рілля)

_____ $C = 1,2-4/1,3$ дан/см³ (рілля)

----- $C = 1,62$ дан/см³ (стерня)

----- $C = 3,44$ дан/см³ (стерня)



Трактор МТЗ-макет та МТЗ-52

г) Трактор – макет типу Т-40

$C = 0,2$ і $0,4$ дан/см³ (рілля)

$C = 0,12$ дан/см³ (рілля)

$C = 3,15$ дан/см³ (стерня)

Рис. 2.1. Залежність частоти вимушених коливань тракторів від швидкості

Отже, $\Delta Q = f(V)$. Але при експериментах у названій роботі відзначено, що інтенсивність наростання ΔQ не змінювалася при роботі трактора на стерні з твердістю $3,2 \text{ кгс/см}^3$, тобто. вона залишалася постійною. Це пояснюється

специфікою взаємодії провідних коліс трактора з нерівності на твердих полях. При малій швидкості руху провідні колеса не рушають нерівності, а взаємодіють із нею як із твердими перешкодами.

При русі на підвищених швидкостях відбувається удар і нерівності рушиться, а їх висота, що впливає збільшення амплітуди вертикальних навантажень на колеса виявляються меншими за початкову.

При роботі на стерні зміна швидкості від 4 до 12 км/год викликала зміну вертикальних навантажень від 100 до 390 кгс, але в ріллі від 80 до 250 кгс. Це для трактора типу МТЗ. (Рис. 2.2.)

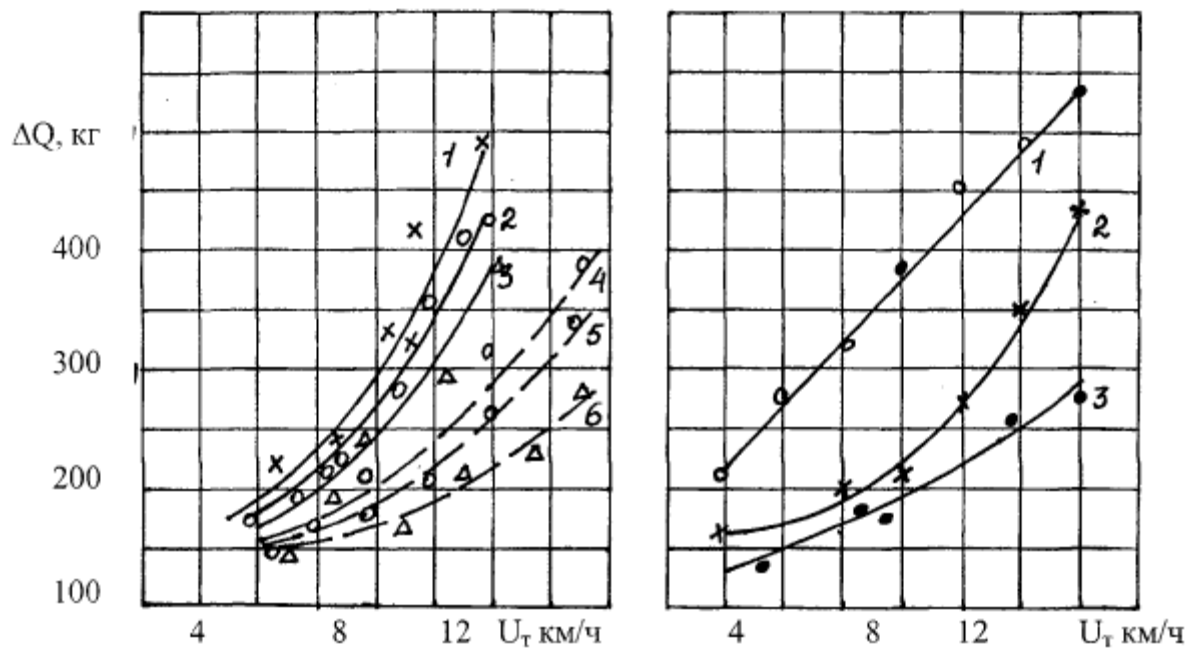


Рис. 2.2. Залежність амплітуди коливань вертикального навантаження на провідні колеса від швидкості руху трактора-макета МТЗ.

$$C = 1,62 \text{ дан/см}^3 \text{ (стерня)}$$

$$P_{\text{ш}} = 0,98 \text{ кг/см}^2 \quad P_{\text{ш}} = 1 - C =$$

$$C = 0,05 \text{ так/см}^3 \text{ (рілля)}$$

$$3,15 \text{ кг/см}^2, \quad 2 - C = 1,27 \text{ дан/см}^3$$

І робимо висновок, що за величиною середньоквадратичного відхилення можна оцінити середню амплітуду коливань навантаження при гармонійному характер коливань. Амплітуда коливань навантаження на провідні колеса приблизно дорівнює $\Delta Q=1,5a$, тобто. можна прийняти, що зі збільшенням швидкості, відіння від 2 до 12 км/год ΔQ збільшується від 90 до 170 кгс, що відповідає вказаним вище даними.

Коливання навантаження на гаку зі збільшенням швидкості руху також зростають. Зміна частоти коливань гакового зусилля повністю співпадає з коливаннями вертикального навантаження на провідні колеса. Це пояснюється тим, що основною причиною є зміна швидкості руху через наїзд на перешкоду. Зміна навантаження ΔQ була від 160 до 200 кгс при тяговому зусиллі $P_{cp} = 500 \dots 1200$ кгс, швидкість змінювалася від 2 до 12 км / год при тиску повітря в шинах 1 кг/см².

2.2. Способи зниження коливань трактора

При підвищенні робочих та транспортних швидкостей погіршуються умови роботи тракториста. Тому одним із завдань при розгляді плавності ходу є зниження вертикальних коливань на задньому мосту трактора і на сидінні.

Зниження вертикальних коливань можна досягти застосуванням пружних елементів у підвісці.

Існуючі конструкції задніх мостів колісних тракторів класу 0,9 та 1,4 не дозволяють здійснити цього. Тому найбільш прийнятним шляхом є підресорювання сидіння водія.

Однак, підресор сидіння також має певні труднощі, були проведені дослідження умов праці тракториста на підвищених швидкостях. Оцінювалася плавність ходу визначенням вертикальних прискорень на сидінні та на рамі трактора. Сидіння, обладнане гідравлічною підвіскою, мало в 2...3 рази нижче прискорення, ніж серійне і 3 1,5 рази нижче, ніж на рамі трактора.

Оціночним параметром було середньоквадратичне відхилення σ .

При дослідженні колісного трактора Т-40А розглядалися вимушені коливання при русі трактора впоперек борозен або по нерівностях доріг, які мали періодичність повторень у вигляді гармонійного хвилеподібного профілю.

При невеликих швидкостях руху трактора колеса копіюють хвилеподібний профіль дороги, а вертикальні реакції незначно відрізняються від статичних. З підвищенням швидкості руху вплив нерівностей буде виражатися як ударних імпульсів, викликають зростання вертикальних коливань.

Таким чином, результати цієї роботи дозволяють зробити висновок про те, що розрахунок коливань переднього та заднього мостів можна вести незалежно один від одного від друга.

При розрахунку системи підресори необхідно правильно визначити коефіцієнт загасання ψ . Цей коефіцієнт рекомендується визначати за формулою:

$$\psi = \frac{K_c}{\sqrt{C_c \cdot M_T}} \quad (2.1)$$

C_c – жорсткість пружини сидіння;

K_c - коефіцієнт опору гідравлічного амортизатора;

M_T – маса тракториста;

$C_c=8,5$ кг/см;

$$M_T=0,066 \frac{\text{кг/с}^2}{\text{см}}$$

Тоді коефіцієнт загасання дорівнює $= 0,17$.

У цій роботі отримано такі дані, що найменша величина середньоквадратичних прискорень вертикальних коливань тракториста досягається при жорсткості підвіски сидіння $8,5$ кгс/см і частоті $1,8$ Гц.

Дослідження коливань колісного трактора проводилося за різних тисках у шинах коліс залежно від швидкості руху. Зі збільшенням тиску в шинах з 1 кгс/см до $1,8$ кгс/см за однієї і тієї ж швидкості величина прискорення зростає у середньому 33% .

Таким чином, з цього випливає, що жорсткість шин є одним з чинників, що впливають величину прискорень вертикальних коливань.

Збільшення прискорень відбувається за рахунок підвищення швидкості руху.

При русі по нерівностях, що чергуються, збільшення швидкості руху трактора при досвідченому сидінні прискорення знижувалося вдвічі.

При швидкості руху 7 км/год прискорення дорівнювало 10 м/с^2 , а при $17,6 \text{ км/г}$ - 18 м/с^2 це над переднім мостом. Прискорення заднього моста були $3,2 \text{ м/с}^2$ та 12 м/с^2 при відповідних вищевказаних швидкостях.

Під час руху штучними нерівностями прискорення коливань тракториста та заднього мосту трактора були найменшими при тиску повітря 1 кгс/см^2 . Це під час руху через одиничну нерівність.

Слід зазначити, що у цій роботі отримано, що частота коливань заднього моста трактора на 40-45% менше коливань переднього. Пояснюється це різницею парціальних частот.

Частота коливань при русі трактора поперек рядків стерні склала $1,5 \dots 7,0 \text{ Гц}$. Це в 2,5 рази вище, ніж при русі вздовж рядків.

Частота коливань заднього моста, визначена у лабораторних умовах дорівнювала $3,1 \text{ Гц}$. Розрахункова частота коливань дорівнює $2,5 \text{ Гц}$.

Таким чином, при русі трактора поперек рядків стерні він працює як у резонансній так і в резонансній областях. У цій же роботі сказано, що зі збільшенням навантаження на гаку прискорення вертикальних коливань зменшується.

Необхідно звернути увагу на особливості досліджень. Приймемо прямокутну форму перешкод і не враховує деформацію самої перешкоди, що робить розрахунок наближеним.

Найбільш численні дослідження підвіски колісного трактора були проведені. Вони вказують, що збільшення робочих та транспортних швидкостей МТА потребує зниження вібронавантаженості, збільшення довговічності вузлів та агрегатів та покращення умов роботи тракториста. Ці умови можуть бути виконані лише шляхом підресорювання трактора.

Проаналізувавши літературні джерела бачимо, що більшість іноземних колісних тракторів мають підресорені передні та рідше задні мости. Найбільша кількість тракторів з системою підресорювання обох мостів виробляє фірма JCB.

Системи підресорювання іноземних тракторів – гідропневматичні.

Вони складаються: із силових гідроциліндрів, пневмо-гідроаккумуляторів, електронно-гідравлічної системи автоматичного регулювання положення підресореної маси трактора.

Більшість систем підресорювання мають систему блокування, керовану з кабіни або автоматичну.

Цілком очевидно, що вищезазначені системи підресорювання складні та дорогі.

Як оціночні показники при випробуваннях використовувалися вертикальні прискорення кістяка над мостами та в зоні центру тяжіння.

Дорожні випробування проводилися під час їзди трактора холостим ходом зріз одиничну нерівність синусоїдального профілю заввишки 6см і завдовжки 8 м. Коефіцієнт загасання задньої підвіски приймався рівним 0,14.

Залежність максимальних вертикальних коливань центру ваги від швидкості руху через одиничну нерівність представлена на (рис. 2.3).

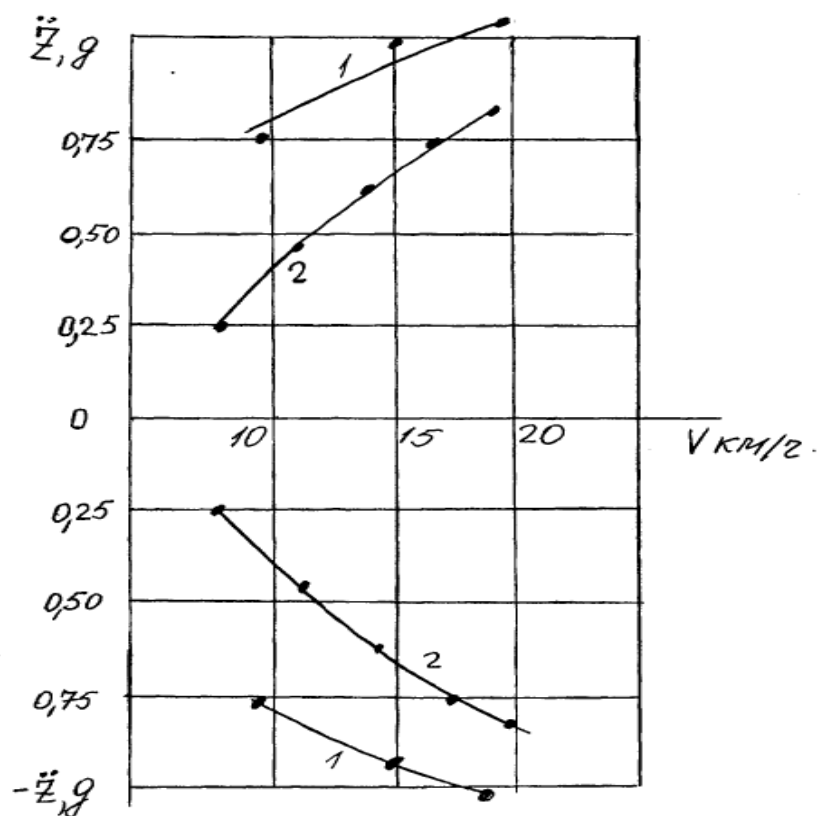


Рис. 2.3. Залежність максимальних коливань трактора від швидкості:

1-жорстка підвіска; 2- пружна підвіска

Найбільша ефективність амортизаторів проявляється за швидкості 15...20 км/год, характерних виникнення низькочастотного резонансу.

При русі трактора холостим ходом через штучну нерівність зі швидкістю 20 км/год установка амортизаторів у передній та задній підвісках знижує вертикальні прискорення на 40%.

У цій роботі вказується, що застосування амортизаторів знижує динамічне навантаження пружин на 30%.

Випробування трактора Т-150К проводились на характерній ділянці фунтової дороги під час руху трактора без зброї та з плугом ПЛН-5-35 у

транспортному положенні зі швидкостями 19, 8, 28, 14, 34 км/год. При русі трактора без зброї горизонтальною дорогою зі швидкістю 20...30 км/год максимальні прискорення у зоні центру тяжкості знизилися на 7.. .13%. При русі трактора з плугом у транспортному положенні ґрунтовою дорогою зі швидкістю 20...30 км/год вертикальні прискорення у зоні центру тяжкості знизилися на 13...29%. При оранці поля з-під кукурудзи поперек борозен зі швидкістю 8 км/год вертикальні прискорення у зоні центру тяжіння знизилися на 12...13%.

Характер коливань трактора залежить від довжини нерівностей, їх кількості, способу чергування, а також від швидкості руху та властивостей трактора як коливальної системи.

Найбільш несприятливі режими, що викликають низькочастотні коливання трактори, виникають при оранку, культивації, перехресній обробці міжрядь та інших операцій, що проводяться упоперек борозен.

У цій же роботі зазначалося, що зі збільшенням швидкості руху динамічні навантаження зростають і наближаються до максимальним значенням при резонансній швидкості, коли час проїзду трактором відстані, рівного його основі збігається з періодом своїх коливань трактора.

Найбільші динамічні навантаження виникають при безпружинному тракторі. Величина їх при швидкості 26 км/год перевищує статичне навантаження 5,7 разів. Застосування підресори знижує динамічні навантаження.

2.3. Застосування пружних елементів між трактором та сільськогосподарською знаряддям

Навантаження на гаку трактора при роботі з знаряддям коливається у широких межах

На підставі аналізу тягового опору машин та знарядь їм було виведено формулу:

$$P_{kp} = G_{nf} + K_n f_n + EabV^2 \quad (2.2)$$

де G_n - вага плуга; f та K_n коефіцієнт тертя плуга та коефіцієнт коефіцієнт опору ґрунту відповідно; a , b , E - глибина оранки, ширина захвату та коефіцієнт пропорційності; V – швидкість руху.

Найбільший вплив на опір зброї надає коефіцієнт опору ґрунту K_n , глибина оранки a , ширина захоплення і швидкість руху.

Ударні навантаження зростають за підвищених швидкостях. «Коли між двигуном і знаряддям немає пружини, знаряддя отримує швидкість і далі його швидкість не змінюється, оскільки робота деформації пропадає без руху. Зміна

Швидкість відбувається в дуже короткий час. Отже, середня сила P може бути дуже велика. Якщо двигун і знаряддя з'єднані пружиною, то імпульс двигуна $P\Delta t$ розтягуючи пружину співвідносить зброї швидкість V . Тривалість удару у своїй розтягується більш тривалий проміжок часу Δt , при цьому значенні імпульсу середнє значення навантаження на гаку буде менше, ніж при непружному ударі.

За рахунок застосування пружних пристроїв та гідроамортизаторів покращується процес розгону машинно-тракторного агрегату. Зазначалося також зменшення динамічного навантаження, знижувалася частота коливань

навантаження на кріюку, трактор навантажувався більш плавним навантаженням та двигун працював у найвищих умовах.

У роботі повідомлялося про зниження коливань навантаження на гаку на 5%. Нерівномірність обертання колінчастого валу двигуна зменшилася на 17...20%. Ступінь завантаження двигуна зменшилася на 10%), годинна витрата палива знизився на 10%.

За рахунок застосування пружних пристроїв (пружного зчеплення) на оранці трактора К-700, підвищилася швидкість руху та знизилася коливання навантаження на гаку.

Слід зазначити відмінність цієї роботи від інших полягало в тому, що раніше досліджувалися пружні пружини у зчепному пристрої. Тут же вводяться пружні елементи як циліндричних пружин у навісну систему. Пружини розташовані у горизонтальній площині і дозволяють міняти їх. Жорсткість пружного елемента пропонується визначати за формулою:

$$C_r = mv^2 \quad (2.3)$$

де v – частота власних коливань сільськогосподарської машини;

m - маса гармат/

Середнє зусилля гака знижувалося, зменшувалася і амплітуда коливань.

На підставі проведених досліджень отримано, що пружні елементи, що встановлюються в механізми навішування трактора з механічною трансмісією знижують динамічну складову гакового зусилля, тим самим зменшують середнє гакове навантаження, а це, у свою чергу, зменшує навантаження, що передається на трансмісію і двигун, стабілізує частоту обертання турбінного колеса гідротрансформатора і колінчастого валу двигуна. В результаті цього

збільшується робоча швидкість руху МТА, що підвищує продуктивність агрегату на оранку на 8,4%, на культивуванні - 6,9%, на посіві - 4,2% і зменшується питома витрата палива.

За рахунок зменшення середнього гакового зусилля знижується буксування агрегатів: орного з 3,1 до 1,6%), культиваторного з 5,1% до 3,6%, посівного із 4,2% до 2,5%.

Частота обертання колінчастого валу двигуна на оранці підвищується на 8,8%, на культивуванні (на 6,7%), на сівбі на 2%). Внаслідок підвищення частоти обертання колінчастого валу двигуна збільшується робоча швидкість, що підвищує продуктивність агрегатів на оранці на 10,8%), на культивуванні - 9,4%), на сівбі - 6,4%.

У роботах позитивний ефект щодо підвищення продуктивності, зниження погектарної витрати палива, буксування та тягового опору.

Використання пневмогідравлічної навісної системи із жорсткістю на оранці $C_r = 530$ кН/М культивуцією - 200 кН/с, сівбі - 175 кН/м дало можливість зменшити частоту коливань навантаження на гаку.

Буксування гусеничного трактора класу 3 зменшилось на 9-28%), погектарний витрати палива на 4-20%, продуктивність підвищилася на 4-15%.

Таким чином, застосування пружних елементів між трактором і сільськогосподарським знаряддям підвищує ефективність роботи МТА перспективним.

2.4 Порівняльний аналіз коливань заднього моста колісного трактора з жорсткими та еластичними дисками коліс

Однією із завдань підресорювання заднього моста колісного трактора є зменшення динамічних навантажень та частоти коливань. Зміна динамічних навантажень на задні колеса трактора вище вже розглядалося.

Розглянемо частоту коливань трактора, як системи у разі застосування пружних елементів. Оскільки для колісного трактора МТЗ-80 дотримується умова $0,8 < p < 1,2$, то задні та передні мости при коливаннях можна розглядати незалежно один від одного.

Диференціальне рівняння коливань маси заднього моста:

$$Z + 2hZ + \omega^2 Z = \frac{1}{M} \cdot F_i \quad (2.4)$$

де M – маса заднього моста;

F_i - переносна сила інерції.

Знайдемо частоту вільних коливань за формулою:

$$\omega = \sqrt{\frac{C_{пр.заг.}}{M}} \quad (2.5)$$

Сила інерції при русі заднього моста запишеться:

$$F_i = My = -M \frac{2\pi^2 V^2 Y_{max}}{l^2} \cdot \cos \frac{2\pi Vt}{l}$$

Закон коливань або рівняння коливань буде таким самим і для жорсткої підвіски.

Величина переміщення заднього моста Z буде визначатися за інших рівних умовах (швидкості руху, висоти нерівностей, відстані між нерівностями) частотою вільних коливань.

Із застосуванням еластичної підвіски заднього моста змінюється частота та амплітуда коливань сидіння водія.

Нехай вертикальне переміщення маси заднього моста M дорівнює

$$y = y_1 + y_2 \quad (2.5)$$

де y_1 і y_2 - вертикальні переміщення за рахунок шини та пружних елементів диска.

Вертикальне переміщення маси водія та сидіння – y_3 .

Використовуючи відомі положення теорії коливань визначимо кінетичну та потенційну енергії системи (рис. 2.4)

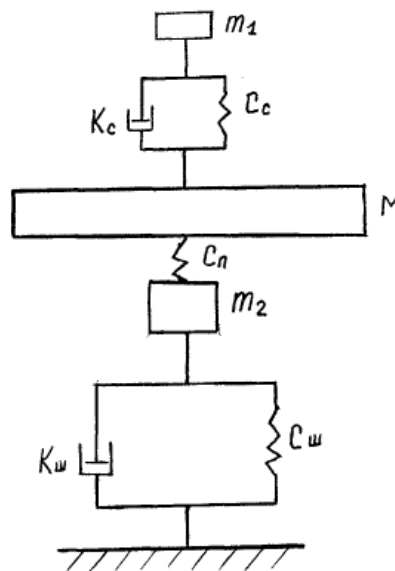


Рис.2.4 Схема коливної системи заднього мосту трактора з еластичною підвіскою та підресореним сидінням.

Сидіння тракториста розташовують ближче до центру пружності трактора і, як правило, постачають пружними елементами. Введенням пружних елементів у ведучі задні колеса змінюють коливання заднього моста. Тому потрібно і інші пружні характеристики сидіння. З цього погляду і доцільно теоретично розглянути підресоревлення сидіння водія.

Маса сидіння з водієм значно відрізняється від маси трактора, тому коливання сидіння з водієм можна розглядати як змушений.

Перші коливання одномасової системи, викликані переміщенням підлоги кабіни.

Ці переміщення описуються рівняннями:

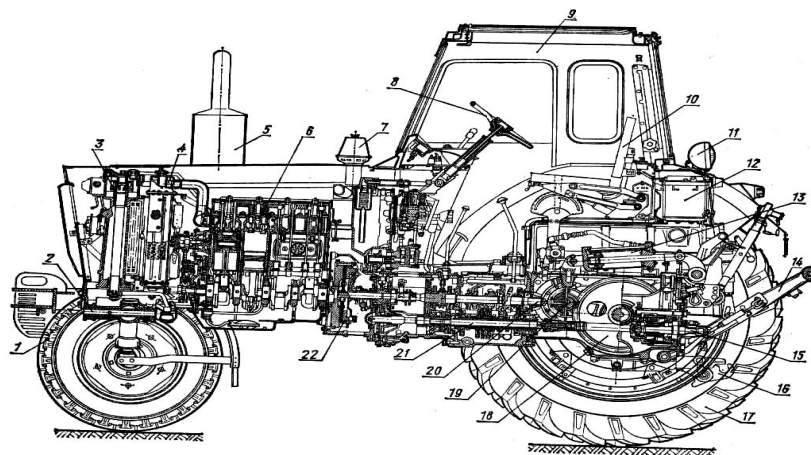
$$Z_n = A \sin \omega t \quad (2.6)$$

де A – максимальне значення амплітуди;

ω – частота коливань;

t – час.

Жорсткість сидіння визначається з урахуванням введення пружних елементів у диски задніх ведучих коліс трактора. Відповідно до цього при пружній підвісці задніх коліс будуть змінюватися і розрахункові значення коефіцієнта зниження прискорень і коефіцієнта згасання коливань.



3. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ПРУЖНОЇ ПІДВІСКИ ЗАДНЬОГО МОСТА ДЛЯ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

3.1. Вплив типу підвіски провідних коліс трактора на коефіцієнт буксування

Одним із шляхів підвищення продуктивності машинно-тракторних агрегатів є робота на підвищених швидкостях 9-15 км/год . Але за даними аналізу зі збільшенням швидкості підвищується коефіцієнт буксування та опір пересування при роботі з причіпними та навісними знаряддями.

Дослідження коефіцієнта буксування та опору пересування важливо з точки зору правильності вибору ККД ходової системи при визначенні тягових показників трактора.

У цьому розділі розглянемо результати експериментальних досліджень деяких експлуатаційних показників колісного трактора МТЗ - 80 при турботі на підвищених швидкостях.

Під час експериментів трактор рухався з різним навантаженням на гаку. Рух здійснювався з причепом уперек рядків стерні. При дослідженні дії коефіцієнта буксування в дисках провідних коліс трактора були встановлені пружини із загальною жорсткістю 360 кН/м.

При тяговому посиленні на гаку 14 кН буксування колісного трактора з жорсткою підвіскою змінювалося від 25 до 40% зі збільшенням робочої швидкості від 4,3 до 9,3 км/год (рис. 3.1).

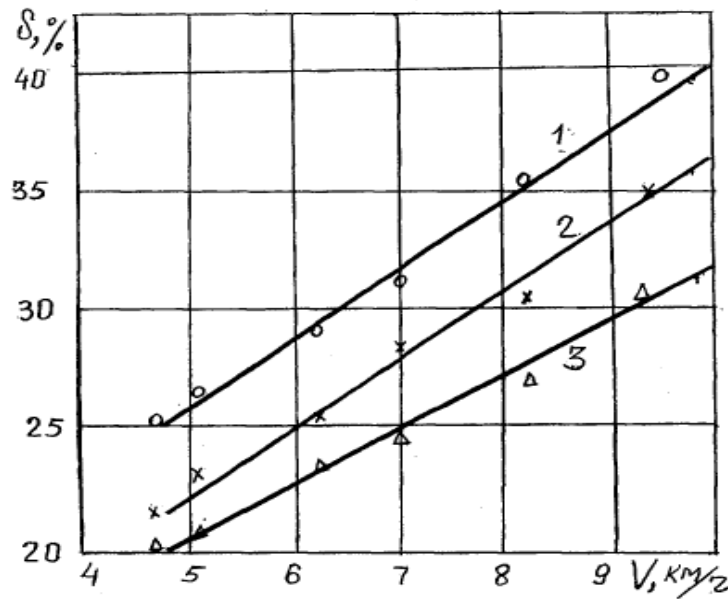


Рис.3.1. Залежність коефіцієнта буксування трактора МТЗ-80 від швидкості руху упоперек рядків стерні.

Як очевидно з графіка коефіцієнт буксування збільшився на 15%.

Під час роботи трактора з пружною підвіскою, що має прямокутні вікна в дисках ступиці коліс, тобто. з лінійною характеристикою, коефіцієнт буксування змінився від 22 до 35%. Підвищення коефіцієнта буксування в тому випадку сталося на 13% і було менше, ніж при серійній підвісці на 5-5% (в абсолютних значеннях).

При роботі з підвіскою з трапецієподібними вікнами в дисках маточини колес, що забезпечують нелінійну характеристику, коефіцієнт буксування знизився і був у межах від 20 до 30%.

Підвищення коефіцієнта буксування у цій серії дослідів було на 10%.

У порівнянні з жорсткою (серійною) підвіскою коефіцієнт буксування знизився на 5...10% та на 2...5% щодо лінійної підвіски. Наступна серія дослідів проводилася під час руху трактора з навантаженням на гаку в 11 кНН. Рух також здійснювався впоперек рядків стерні.

Характер зміни коефіцієнта буксування у цих дослідях подібний вищеописаному. При швидкості 2,2 км/год буксування було 20%, а при русі зі швидкістю 10 км/год - 40%. Підвищення досліджуваного показника вийшло на 20%.

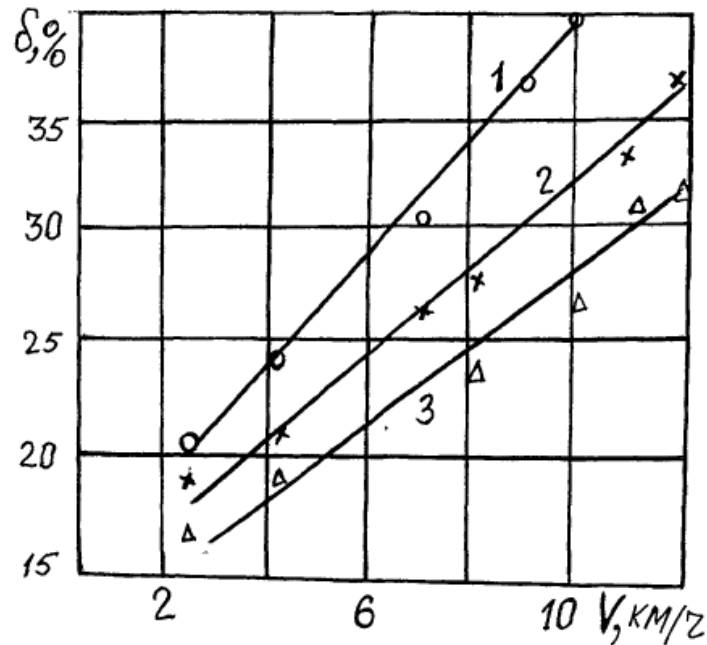


Рис. 3.2. Залежність коефіцієнта буксування трактора МТЗ - 80 від швидкості руху упоперек рядків стерні

При русі трактора з цим же навантаженням на гаку, але з пружною підвіскою з лінійною характеристикою коефіцієнт буксування змінився від 18 до 37%, тобто. збільшився на 19%. При максимальному буксуванні 37% швидкість руху трактора дорівнювала 11,2 км/год. У разі руху трактора з прогресивною підвіскою коефіцієнт буксування збільшився від 16 до 34%, тобто підвищення дорівнювало 18%. Швидкість при 34% буксування дорівнювала 12 км/год.

У порівнянні з серійною підвіскою коефіцієнт буксування зменшився на 4...6 % і 2...3% стосовно підвіски з лінійною характеристикою.

При зменшенні навантаження на гаку до 7,6 кН (рис. 3.3) трактор рухався з більш високими швидкостями з пружною підвіскою з нелінійною характеристикою, швидкість руху досягала 17 км/год, тоді як при серійному варіанті підвіски вона дорівнювала 15 км/год.

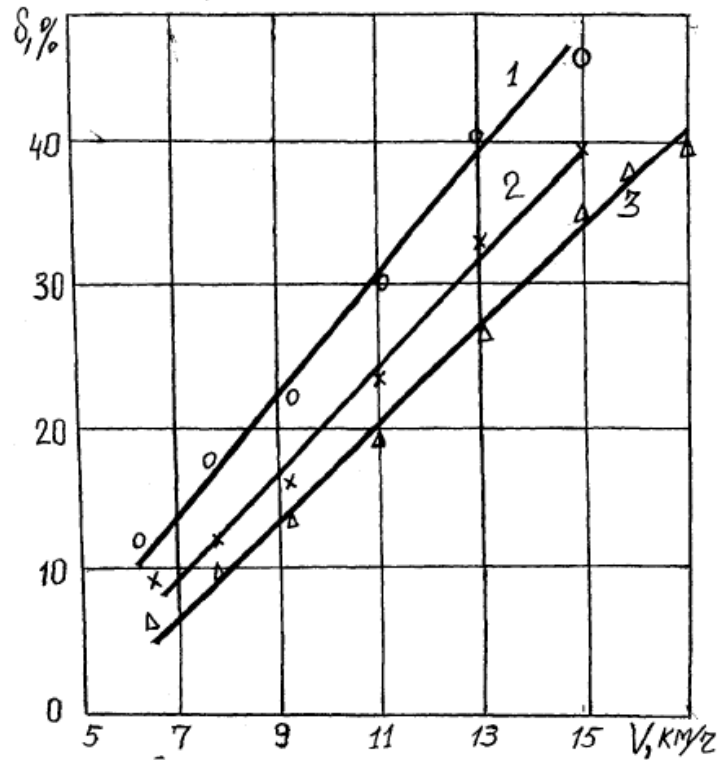


Рис. 3.3. Залежність коефіцієнта буксування трактора МТЗ - 80 від швидкості поперек рядків стерні.

При жорсткій підвісці коефіцієнт буксування змінився від 12% при жорсткості 6 км/год до 45% при 15 км/год, тобто. буксування зросло на 33%. З пружною і лінійною підвіскою при швидкості 6 км/год. коефіцієнт буксування був 9,8%, а при швидкості 15 км/год - 40%. Збільшення відбулося на 30%, тобто менше, ніж при жорсткому варіанті підвіски (на 2...5%). При русі з тим же навантаженням на гаку, але при включенні в роботу підвіски з прогресивною характеристикою коефіцієнт буксування підвищився за швидкості 5 км/год від 9% до 40% під час руху зі швидкістю 17 км/год, тобто.

збільшення цього показник відбулося на 31%. З наведених даних видно, що у випадку бачення трактора з прогресивною підвіскою швидкість була вигпе на 2 км/год, як при серійній підвісці та пружній підвісці за першим варіантом.

Таким чином, експерименти проведені на тракторі МТЗ - 80 показали, що зі збільшенням швидкості руху коефіцієнт буксування збільшується. Застосування пружної підвіски у провідних задніх колесах знижує коефіцієнт буксування. Причому зменшення цього показника найсильніше появляється у підвісці з нелінійною характеристикою, тобто. Трапецієподібними вікнами в дисках ступиці колеса.

Зменшення коефіцієнта буксування під час роботи колісного трактора з пружними підвісками підвищує швидкість руху, тягові властивості і продуктивності трактора.

3.2. Вплив швидкості руху на опір перекочування трактора

МТЗ-80 з різними типами підвісок

Проаналізуємо випробовування трактора із пружною підвіскою двох типів - лінійної та нелінійної.

На рис 3.4 дано зміни опору пересування трактора і залежно від швидкості руху впоперек рядків стерні.

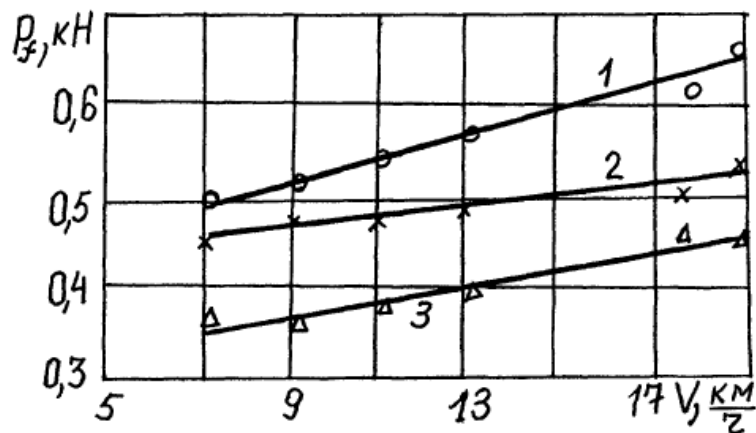


Рис. 3.4 Залежність опору пересування трактора МТЗ - 80 від швидкості.

При русі трактора у цих випробуваннях опір перекочування збільшувалося з підвищенням швидкості всім підвісок (лінії 1,2,3)

При швидкості 7 км/год опір пересування дорівнював 0,5 кН, а при 17,3 км/год - 0,6 кН під час роботи з жорсткою підвіскою (серійною). При пружній лінійній підвісці опір пересування змінилося від 0,45 кН при 7 км/год та до 0,5 кН при 17,3 км/год. При включенні прогресивної підвіски показник, що досліджується, збільшився від 0,35 до 0,45 кН при відповідних швидкостях.

Пружна підвіска в обох варіантах сприяє зниженню опору перекочування трактора. Причому підвіска з прогресивною характеристикою дає більший ефект зниження досліджуваного показника.

Наприклад, у всьому діапазоні підвищення швидкості від 7 до 17,3 км/год. пересування зменшилося на 0,15 кН порівняно із серійною підвіскою на 25%.

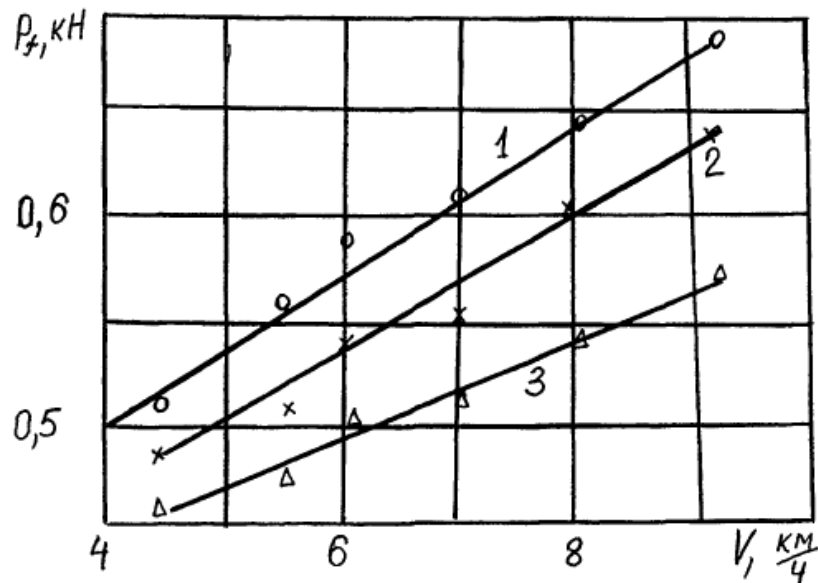


Рис. 3.5 Залежність опору пересування трактора МТЗ – 80 від швидкості.

У першому варіанті підвіски відповідне зниження було від 0,05 до 1,1 кН.

При швидкості руху 13 км/год опір пересування було 0,56; 0,5 і 0,4 кН для твердої, лінійної і нелінійної підвісок відповідно.

На малюнку 3.5 дані залежності опору пересування трактора МТЗ - 80 від швидкості.

Трактор у цих експериментах рухався із навантаженням на гаку 14 кН.

Максимального опору пересування трактора з жорсткою підвіскою досягає 0,68 кН при швидкості 9,3 км / год. При лінійній підвісці досліджуваний показник дорівнював 0,63 кН, а при включенні в роботу прогресивної підвіски 0,58 кН при цій же швидкості. При швидкості руху 6 км/год опір досягав 0,58; 0,54 і 0,5 кН для жорсткої, пружної лінійної та нелінійної підвісок відповідно (лінії 1,2,3). Опір пересування трактора з пружними підвісками менше, ніж при жорсткій.

Порівнюючи два вище наведених графіка видно, що чим більша швидкість руху, тим вище опір пересування трактора для всіх видів підвісок.

Слід зазначити, що при великих навантаженнях на гаку опір рухові більше. Це пояснюється тим, що при великих навантаженнях буксування трактора підвищувалося, збільшувалася глибина колії, отже зростало та опір пересування трактора. Цим же пояснюється і підвищення опору пересування зі збільшенням швидкості руху, так як коефіцієнт буксування при цьому збільшувався.

3.3 Вплив пневмогідравлічного пристрою в навісній системі на коефіцієнт буксування

При обробці та аналізі результатів польових випробувань було встановлено вплив пневмогідравлічного пристрою в навісній системі на тягові та економічні показники трактора.

При русі трактора з навантаженням на гаку 42 кН із серійним навантаженням коефіцієнт буксування досяг 6,7%. При роботі трактора з цим же плугом ПЛН - 6-35, але з пневмогідравлічним пристроєм в навісній системі середнєтягове зусилля на гаку зменшилося до 39,2 кН, знизилася і буксувальна крива 2).

Коефіцієнт буксування знизився на 1,4% порівняно з серійною навісною системою (в абсолютних значеннях).

Інші дослідні дані показали, що під час роботи трактора з меншою нарізанням на гаку середнє її значення зменшувалося і збільшувалася швидкість (бачення при застосуванні пружного елемента у навісній системі).

Наприклад, при серійній навісній системі навантаження на гаку було 17,8 кН, а при дослідній - 16,4 кН і швидкість руху 10,8 і 12,2 км/год відповідно.

Таким чином, при роботі трактора з одним і тим же плугом на одній і

тій же ділянці середнє навантаження на гаку з пневмогідравлічним пристроєм у навісній системі зменшується. Відповідно збільшується і робоча швидкість на 0,5... 1,4 км/год. Зі збільшенням швидкості руху підвищилася продуктивність на 7...9% і знизилася погектарна витрата палива на 3...3кг/га.

4. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ПРУЖНОЇ ПІДВІСКИ ЗАДНІХ КОЛІС ТРАКТОРА МТЗ-80

4.1. Аналіз економічної доцільності впровадження підресореної підвіски заднього моста

Щоб визначити економічний ефект від застосування нової техніки, необхідно дотримуватись певних принципів розрахунку. Це – сумісність порівнюваних варіантів. Вона досягається шляхом порівняння машин у рівних умовах виробництва. Економічна ефективність сільськогосподарської техніки залежить від умов експлуатації та прийнятих нормативів. В якості подібних даних використовують типові або середні умови виробництва, комендації та офіційні дані, які в сукупності складають нормативну базу. Наприклад, обов'язковими умовами порівняння нової техніки та порівнюваної в полі є однакові нормоутворюючі фактори: розміри полів, довжини гону, конфігурація ділянки, питома опір ґрунту, вологість ґрунту, кут схилу.

Універсальні трактори використовуються протягом року на різних роботах. При цьому на окремих операціях виходить різна годинна виробітку. Порівняльні розрахунки у цьому випадку проводять окремо для кожної операції.

Відповідно до Типової методики (Визначення економічної ефективності с.-г. техніки) економічна оцінка тракторів повною мірою характеризується системою економічних показників. Один з них є основним, інші додатковими, що характеризують переваги та недоліки порівняльних зразків. У практиці розрахунків економічної ефективності нової техніки найбільшого поширення набули показники

- зниження витрат живої праці або зростання продуктивності праці, зменшення поточних витрат або річна економія, величина додаткових

вкладень, термін їхньої окупності та річний економічний ефект при визначенні порівняльної економічної ефективності запровадження нової техніки.

Основою розрахунку цих показників є визначення щодо кожного порівняльного варіанту витрат живої праці, експлуатаційних витрат (собівартості), загальних обсягів капітальних вкладень

В середньому по Київській області транспортні роботи для універсальних тракторів становлять 70%, культивування, міжрядна обробка та інші- 30%.

Середні відстані перевезень вантажів 2... 10 км., середній розмір поля 0...200 га. Довжина гону 500... 1000 м. Річне завантаження колісного трактора 700 год, їх польові роботи 1000 год.

Економічна ефективність застосування пружної підвіски задніх коліс трактора складатиметься з наступних факторів:

1) підвищення продуктивності за рахунок збільшення швидкості руху внаслідок зменшення буксування, опору пересування та покращення умов праці тракториста;

2) зниження погектарної витрати палива.

Показники, які використовуються при розрахунку економічної ефективності приведені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1.

№п/п	Показники	Позначення	Величина
1	Балансова вартість серійного трактора, грн	C_1	162500,0
2	Вартість трактора з пружною підвіскою, грн	C_2	165548,0

3	Ширина захоплення, м	B	4
4	Робоча швидкість трактора, км/год		
	а)серійного	V ₁	9,5
	б) досліджувальний	V ₂	10,5
5	Годинна витрата палива, кг/год		
	а)серійного	G ₁	12,3
	б) досліджувальний	G ₂	12,3
6	Кількість працівників	n	1
7	Тарифна ставка, грн	C _n	8,3

Витрати живої праці або трудомісткість процесу на механізованих роботах визначається за формулою:

$$B = \frac{\sum \Pi}{W_r} \quad (4.1)$$

де B - витрати на одиницю роботи (люд.год);

Π - кількість працівників, обслуговуючих агрегат;

W_r- продуктивність протягом години змінного часу (га, т).

Продуктивність агрегату за 1 годину змінного часу.

$$W = 0.1V_p \cdot B_\tau \quad (4.2)$$

τ - коефіцієнт використання змінного часу; V_p - робоча швидкість руху,

км/год; B – ширина захоплення, м.

Продуктивність за зміну

$$W_{cm} = 0.1V_p B_\tau \cdot T_{cm} \quad (4.3)$$

де $T_{\text{см}}$ - тривалість зміни, 7 год.

Сезонна продуктивність.

$$W_c = W_r \cdot T_r \quad (4.4)$$

де T_r - зайнятість трактора протягом року, год.

Підвищення продуктивності становитиме

$$\Delta W = \frac{W_2 - W_1}{W_1} \cdot 100\% \quad (4.5)$$

де W_2 та W_1 - сезонна продуктивність трактора з пружною та серійною підвісками відповідно, га/сезон

Експлуатаційні витрати визначаються за формулою

$$E_3 = E_o + E_p + E_{\text{кр}} + E_{\text{п}} \quad (4.6)$$

де E_3 - експлуатаційні витрати на одиницю обсягу роботи, грн/га;

E_o - оплата праці, грн/га;

E_p — відрахування на реновацію, грн/га;

$E_{\text{кр}}$ - відрахування на капітальний, поточний ремонти та тех. догляди, грн/га;

$E_{\text{п}}$ - вартість палива, грн/га.

Заробітна плата з нарахуваннями визначалася

$$I = \frac{r \cdot C_r \cdot K}{W_r} \quad (4.7)$$

де r – кількість осіб, які забезпечують трактор, 1 га; C_r - годинна тарифна ставка 5-му розряду; K - коефіцієнт, що враховує нарахування на зароблену плату, рівний 1,35

Розмір відрахувань на реновацію

$$I_{\text{рен}} = \frac{C \cdot H_{\text{рен}}}{100 \cdot T_r \cdot W_r} \quad (4.8)$$

Відрахування на тих. догляди, поточний та капітальний ремонти будуть

$$I_{\text{кр}} = \frac{C}{100} \cdot \frac{H_{\text{кр}}}{T_r \cdot W_r} \quad (4.9)$$

де $H_{\text{кр}}$ - норма відрахувань на капітальний та поточний ремонти (5 та 10%).

Вартість паливно-мастильних матеріалів

$$I_{\text{пмм}} = \frac{G \cdot \Pi}{W_r} \quad (4.10)$$

де Π - ціна кілограма основного палива, грн/кг; G - годинна витрата палива кг/год.

Річна економія експлуатаційних витрат

$$E = (E_{i1} - E_{i2}) W_c \quad (4.11)$$

Наведені витрати

$$\Pi = E_i + E_H K_{\text{уд}} \quad (4.12)$$

де E_H - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.
Для трактора МТЗ-80 = $E_H = 0,21$; $K_{\text{уд}}$ – питомі капітальні вкладення.

Питомі капітальні вкладення визначаються за формулою

$$K_{уд} = \frac{c}{T_r \cdot W_r} \quad (4.13)$$

Економія наведених витрат

$$E_{пз} = П_1 - П_2 \quad (4.14)$$

де $П_1$ та $П_2$ - наведені витрати для серійного та дослідченого тракторів.

Річний економічний ефект складе

$$E_r = (П_1 - П_2) W_c \quad (4.15)$$

Строк окупності капітальних вкладень

$$T_0 = \frac{C_2 - C_1}{E} \quad (4.16)$$

Усі розрахунки зведено до таблиці 4.2

№п/п	Показники	Трактор МТЗ-80	
		серійний	досліджувальний
1	Число робітників, чол	1	1
2	Продуктивність га/год	2,66	2,94
3	Витрати праці чол.г/га	0,37	0,34
4	Експлуатаційні витрати на одиницю обсягу роботи, грн		
	Оплата праці	4,2	3,8
	тех. огляди поточний та капітальний ремонти	1,8	1,6
	відрахування на реновацію	3,6	3,2
	Паливно-мастильні матеріали	27,3	25,0
5	Економія затрат на одиницю об'єма роботи, грн	-	0,04
6	Річна економія експлуатаційних витрат, грн	-	10848,0

7	Балансова вартість трактора	162500	165548
8	Термін окупності	-	0,3
9	Питомі капіталовкладення, грн/га	61,0	56,0
10	Сума наведених витрат на одиницю обсягу роботи, грн	46,5	42,0
11	Економія наведених витрат за одиницю обсягу робіт, грн	-	4,0
12	Річний економічний ефект, грн	-	11760

Таким чином, розрахункова економія палива склала 8,4%, річний економічний ефект від застосування пружної підвіски трактора МТЗ-80 складає 11760 гривень, термін окупності 3 місяці.

Паливна економічність, визначена досвідченим шляхом, як вказують раніше, дорівнює 8,8%, тобто. розбіжність становить 0,4%.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ПРОБЛЕМИ ПРОФІЛАКТИКИ ВИРОБНИЧОГО ТРАВМАТИЗМУ У МТП

5.1. Виробничий травматизм та його причини

В підсумках роботи Державної інспекції в Агропромисловому комплексі по Київській області підкреслюється, що вимоги Закону України — Про охорону праці в частині втілення системи управління і організації служби охорони праці і здійснення постійного контролю за безпекою виробничих процесів не виконується на більшості підприємств.

Значною мірою неналежна організація навчання та навчання працівників з питань охорони праці (через це відбувається 11,5% нещасних випадків), неправильна організація праці (10,6% нещасних випадків), порушення правил гігієни праці (21,7%), неправильна експлуатація машин і пристроїв (11,8%). Останнім часом випадків ураження співробітників електричним струмом стало більше, ніж нещасних випадків за участю нетверезих людей. За статистичними даними розподіл нещасних випадків за галузями є таким: механізатори – 42,0%, тваринництво – 32,0%, сільське господарство – 12,5%, інше – 13,5%. Це означає, що найбільший рівень травматизму спостерігається при роботі з сільськогосподарською технікою та транспортними засобами. При цьому найбільшій питомої ваги сягали 279 травм серед трактористів (49,3%) та автомобілістів (28,4%). Найменш уражена друга група верстатників: стригалі в 10,5 %, підсобні робітники - в 2,9 %, інші верстатники - в 6,9 % випадків. Слід зазначити, що механізатори зі стажем роботи 3 роки і більше (з них 69%) травмувалися вдвічі частіше, ніж механізатори зі стажем роботи 3 роки (з них 31%). Це пояснюється тим, що одні і ті ж фахівці вважають себе фахівцями, часто нехтують правилами гігієни праці та нехтують профілактичною роботою. Як правило, вони не схильні до коротких термінів і часто порушують трудову дисципліну. Розподіл нещасних випадків по фактам порушень: дорожньотранспортні пригоди – 3,2%; падіння

з висоти – 10,0%; поразка розлітаючими предметами – 13,0%; різні обрушення – 16,7%; електричний струм – 1,0%; вплив шкідливих речовин – 3,0%; контакт з тваринами – 11,5%; вплив температур – 1,2%; фізичні перевантаження – 1,0%; різні – 39,4%.

Аналізуючи травми в залежності від виду виконуваних робіт необхідно відмітити, що частіше всього травмувались механізатори при обробці землі і збиранні врожаю (59,3%), під час ремонту сільськогосподарської техніки (23,4%), при транспортуванні вантажів і людей (14,1%) і інших роботах (9,2%). Велика питома вага травм має місце при ремонті с.-г. техніки серед шоферів (33,7%), трактористів (22,4%) і комбайнерів (19,2%). Причіплювачі травмуються при цьому в 16,2%, а інші механізатори в 8,5% випадках.

Це пояснюється тим, що ремонт техніки в сільськогосподарському виробництві здійснюється силами механізаторів в період підготовки до посівної та збиральної компаній. Незважаючи на високий рівень травм серед механізаторів в сільському господарстві, ці травми, в своїй більшості, не являються тяжкими: в основному забиті місця і легкі рани, переломи мають місце тільки в 13,1% випадків. Травми з числом днів непрацездатності до 10 складають 65,8% від загального числа пошкоджень, більше 10 днів – 34,2%, при цьому втрата працездатності більше 30 днів складає тільки 8,7%. Основними причинами нещасних випадків являються: конструкторські недоліки – 10,5%; експлуатація несправних машин і обладнання – 11,8%; невідповідність технологічних процесів і порушення правил технологічного процесу – 9,5%; порушення правил безпеки – 21,7%; порушення правил дорожнього руху – 2,2%; незадовільна організація робіт – 10,6%; незадовільне обладнання робочих місць – 7,8%; незадовільний стан споруд – 2,9%; недоліки в навчанні працюючих безпечним прийомом праці – 11,5%; порушення трудової та виробничої дисципліни – 2,5%; робота не по спеціальності – 1,0%; різні – 8%. В овочівництві, плодівництві, в цехах і пунктах переробки овочів і фруктів дякуючи технічному прогресу і здійсненню комплексу організаційних

і технічних заходів з охорони праці досягненні значні успіхи в боротьбі з травматизмом на виробництві.

Однак умови праці на окремих ділянках в овочівництві, плодівництві і на переробних підприємствах все ще залишаються небезпечними. До найбільш травмонебезпечних в даних галузях відносяться механізовані роботи, роботи на транспорті, при обслуговуванні технологічного обладнання і електроустановок, ремонтні і навантажувально-розвантажувальні роботи. Найбільша кількість нещасних випадків на виробництві як по загальній кількості, так і по важкості травм пов'язано з експлуатацією і обслуговуванням автомобілів, тракторів, внутрішньо-цехового транспорту. Найбільш часто спостерігається: падіння з тракторів і сільськогосподарських машин, особливо при спробі сісти і зіскочити на ходу; захват одягу і частин тіла незахищеними рухомими частинами машин; попадання частин тіла в ріжучі і подавальні механізми машин при ремонті і регулюваннях з не заглушеним двигуном або з не відключеним валом відбору потужності трактора, а також при очищенні лемехів і інших ріжучих і небезпечних частин машин руками, без чистиків, наїзд на відпочиваючих в зоні робіт, перевертання машин і ін.

Значний виробничий травматизм відмічається на навантажувально-розвантажувальних і транспортних роботах: при підніманні важких вантажів вручну, знаходження людей під вантажем і в радіусі дії піднімальних механізмів, невикористання рукавиць при навантажувальних роботах, падіння вантажів з транспортного засобу у випадку їх неправильного навантаження або закріплення. Необережне і невміле поводження з ручним інструментом, його несправність, неузгодженість дій між працівниками можуть викликати травмування верхніх і нижніх кінцівок. При прополюванні і перекопуванні пристовбурних кругів, при підбілюванні плодових дерев можливі травми очей і обличчя від ударів гілок, а також травми нижніх кінцівок від випадкових ударів мотикою або лопатою, хімічні опіки, травмування рук (скабки) від ручок робочих інструментів; при ручному

обрізуванні дерев, збиранні плодів з землі і з драбин – як мілкі травми рук і обличчя гілками так і більш великими (переломи кінцівок і ін.); при сортуванні і упаковці фруктів – травми кисті рук від ударів молотком при забиванні цвяхів, скабки від шорсткуватих поверхонь дерев'яних ящиків і поранення від виступаючих кінців цвяхів, дротів та ін. Таким чином, найбільш частими причинами нещасних випадків на виробництві є неправильні дії і неправильні прийоми роботи ненавчених і які не прийшли інструктаж працівників. Для зниження рівня травматизму 282 необхідно перш за все здійснювати організаційні заходи, а також укріплювати трудову і виробничу дисципліну. Аналіз виробничого травматизму в сільському господарстві показує, що одним із найбільш радикальних заходів його зменшення являється, перш за все, удосконалення мобільних сільськогосподарських машин і транспортних засобів, їх безпечна експлуатація. В зниженні виробничого травматизму суттєва роль належить також організаційним та соціально-економічним заходам по поліпшенню умов праці. Важливе значення мають пропаганда охорони праці і її безпеки, профілактичні дії, в першу чергу, ефективне навчання працюючих, в т.ч. зріст професійних навичок механізаторів, а також поліпшення роботи служби охорони праці кожного підприємства. Комплексне рішення цих питань дозволить зменшити виробничий травматизм, підняти ефективність використання сільськогосподарської техніки, знизити економічні збитки, зберегти здоров'я і життя працівників, стимулювати їх високу працездатність.

5.2. Безпека праці при роботі машинно-тракторних агрегатів

Для роботи механізованих тракторів поля необхідно готувати заздалегідь залежно від виду культури. Межі поля з боку яру або укосу повинні завершуватися контрольною борозною на відстані не менше 10 м від краю. Місця відпочинку повинні бути позначені добре помітними знаками. Необхідно збирати каміння, соломку, закладати ями та інші перешкоди. Спалити соломку (при необхідності) необхідно за кілька днів до початку роботи. Біля великих каменів, розмитих ділянок та інших перешкод необхідно розставляти маркери. Шляхи обертання змінюються.

Не дозволяється працювати з машиною на непідготовленому майданчику. При виявленні вибухонебезпечних предметів (снарядів, мін, гранат тощо) усі роботи на об'єктах негайно припиняються, а на межах об'єкта встановлюються попереджувальні знаки – увага! «Небезпека вибуху». На місці має бути організована охорона, негайно повідомлено МВС. Установку та налагодження механізованого тракторного агрегату та стаціонарних механізмів проводить слюсар-тракторист під керівництвом та за участю однієї з осіб: бригадира, помічника бригадира, слюсара відділення, інженера-сільгосптехніка.

Зміна трактористом машиністом складу агрегату без дозволу спеціалістів не допускається. Агрегування сільськогосподарських машин і знарядь допускається тільки з тими тракторами і самохідними шасі, які рекомендовані заводом-виготовлювачем. Перед початком руху трактора до машини (знаряддя) тракторист повинен подати звуковий сигнал, впевнитися у відсутності людей між трактором і машиною і тільки після цього почати рухатися. Під'їжджати до машини (знаряддя) необхідно заднім ходом на нижчій передачі, плавно і без ривків. При цьому тракторист повинен спостерігати за командами причіплювачів. Причіплювач в момент руху трактора до причіпної машини не повинен знаходитися на шляху його руху.

З'єднання (роз'єднання) причіпного знаряддя дозволяється тільки при повній зупинці трактора по команді тракториста. Під час причіплювання машини тракторист повинен установити важіль переключення коробки зміни передач в нейтральне положення, а ногу тримати на гальмі .

Гальмівна система повинна бути підключена до двигуна, підключеного до трактора. Сільськогосподарські машини, призначені для безперервної роботи, під час роботи повинні мати дві сигналізації, підключені до трактора. Тягачі також повинні бути прикріплені безпечнішим ланцюгом. Водій (тракторист, комбайнер) перед початком роботи повинен пройти медичний огляд і отримати посвідчення та дорожній лист (формений одяг), підписаний посадовою особою, яка керує роботою. Переміщення підрозділів для виконання робіт і робіт повинно здійснюватися за методиками і технологіями, розробленими керівником, затвердженими або пов'язаними з фінансовими довірителями (підприємством), які повинні використовуватися в кошторисі всіма механізаторами, які будуть зайняті тим чи іншим видом робіт. На машинах групи експлуатації старший складається з робітників: - на машинно-тракторному агрегаті - старший тракторист - слюсар; — Обіцяє в собі — жне; - У виробничих корпусах (на виробничих ділянках) - Механіки.

ВИСНОВКИ

1. Розроблено та досліджено підвіску трактора МТЗ-80, що відрізняється тим, що в ній застосовано комплексний пружний елемент, що сприймає будь-які радіальні навантаження і передавальний момент, що крутить. Запропоновано спосіб досягнення нелінійності характеристики без додаткових пристроїв за рахунок застосування трапецієподібних вікон у дисках провідних коліс трактора

2. У разі руху трактора з пружною підвіскою дисперсія коливань навантаження на гаку знизилася на 35%) і відбулося зрушення в область нижчих частот. Максимум спектральної щільності відповідав 12 1/сек проти 16 1/сек для серійного трактора.

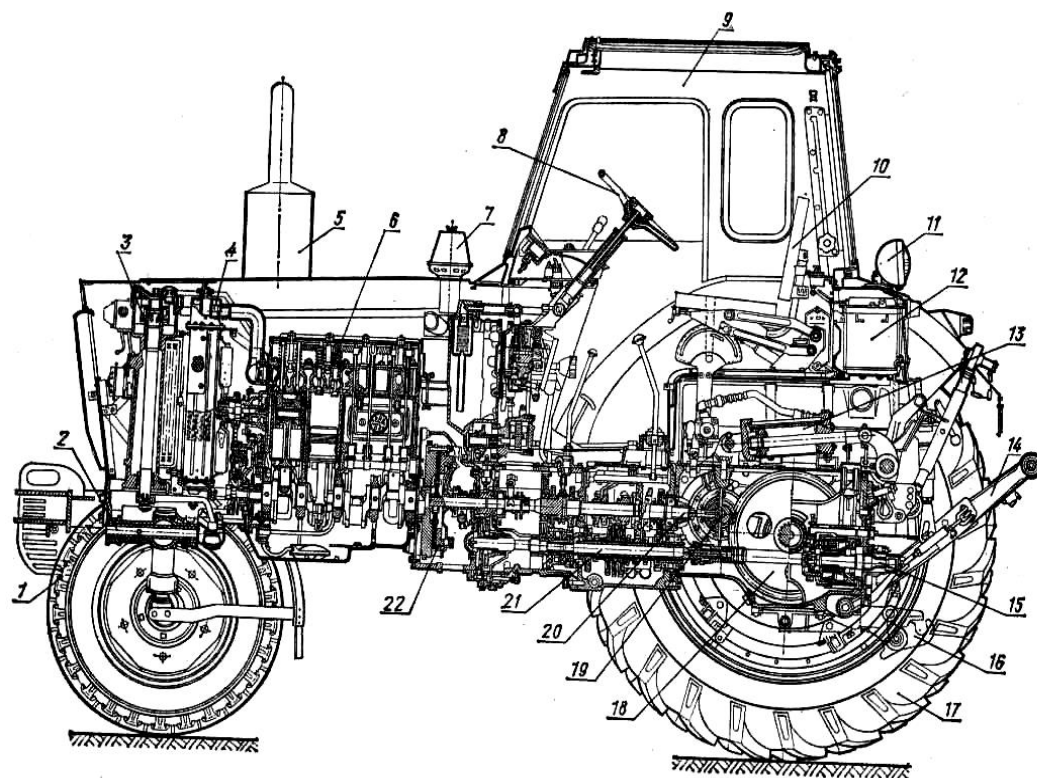
3. Розбіжність теоретичних та експериментальних даних склало трохи більше 3%. Річний економічний ефект від застосування комбінованої віброзахисту склав:

- у підвісці трактора МТЗ-80 11760 грн, термін окупності 3 місяці.

ЛІТЕРАТУРА

1. Адамчук В. В., Булгаков В. М., Надикто В. Т., Кюрчев В. М., Камінський В. Ф. Дослідження умов раціонального комплектування орних машинно-тракторних агрегатів. Вісник аграрної науки, 2022. № 5. С. 60–69. http://nbuv.gov.ua/UJRN/vaan_2022_5_11.
2. Антощенко Р., Богданович С., Галич І., Череватенко Г. Навантаження та режими роботи колісних тракторів. International Science Journal of Engineering & Agriculture, 2022. Vol. 1, No. 5. PP. 122–131. doi: 10.46299/j.isjea.20220105.13. ISSN: 2720-6319.
3. Галич І. В. Підвищення ефективності експлуатації машиннотракторного агрегату зниженням коливань елементів [Текст] : дис. на здобуття 168 наук. ступеня канд. техн. наук : за спец. 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Галузь знань 13 Механічна інженерія : захищена 11.05.2021, Харків. нац. техн. ун-т сіл. госп-ва ім. П. Василенка. Харків, 2021. 197 с
4. Галич І. В.. Аналіз джерел вібрацій та коливань елементів машинно-тракторного агрегату. Подільський вісник: сільське господарство, 159 техніка, економіка. 2019. Вип 30. С. 72–79. <https://doi.org/10.37406/2706-9052-2019-1-9>.
5. Кістечок О. Д., Надикто В. Т. Дослідження стійкості руху орного агрегату у горизонтальній площині. Науковий вісник Національного 167 університету біоресурсів і природокористування України. Серія : Техніка та енергетика АПК, 2016. Вип. 254. С. 268–274. http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvnau_tech_2016_254_28
6. Кюрчев В. М, Веселовська Н. Р., Бурлака С. А. Підвищення тяговозчіпних характеристик енергетичного засобу при проведенні комбінованих операцій обробітку ґрунту. Техніка, енергетика, транспорт АПК, 2023. № 1. С. 48–53 <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2023-1-6>

7. Лебедєв А. Т., Шуляк М. Л., Стельмах А. М. Аналіз методів та засобів оцінки тягових властивостей трактора. Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія : Автомобіле- та тракторобудування, 2022. № 2. С. 108–117. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2022.2.12>.
8. Лобас Л.Т., Литвинчук Г.Р. Аспекти проблем виробничого травматизму трактористів-машиністів сільськогосподарського виробництва /Методичні рекомендації. К, 1999, ---28с.
9. Надикто В., Кюрчев В. Перспективи зростання продуктивності роботи машинно-тракторного агрегата. Техніка і технології АПК. 2018. № 7. С. 26–31
10. Надикто В.Т., Кюрчев В.М., Аюбов А.М., Масалабов В.М., Кістечок О.Д. Перспективи зростання продуктивності роботи машинно-тракторного агрегату. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. 2018. № 8 (2). С. 1–12. DOI: 10.31388/2220-8674-2018-2-1

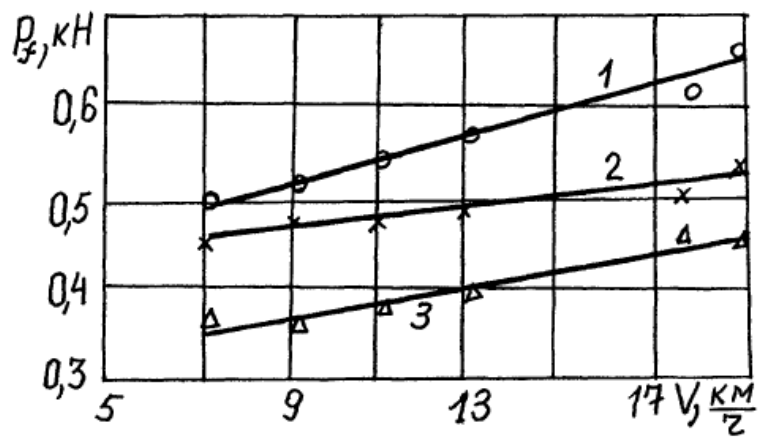


1 – кероване колесо; 2 – передній міст; 3 – гідропідсилювач рульового керування;

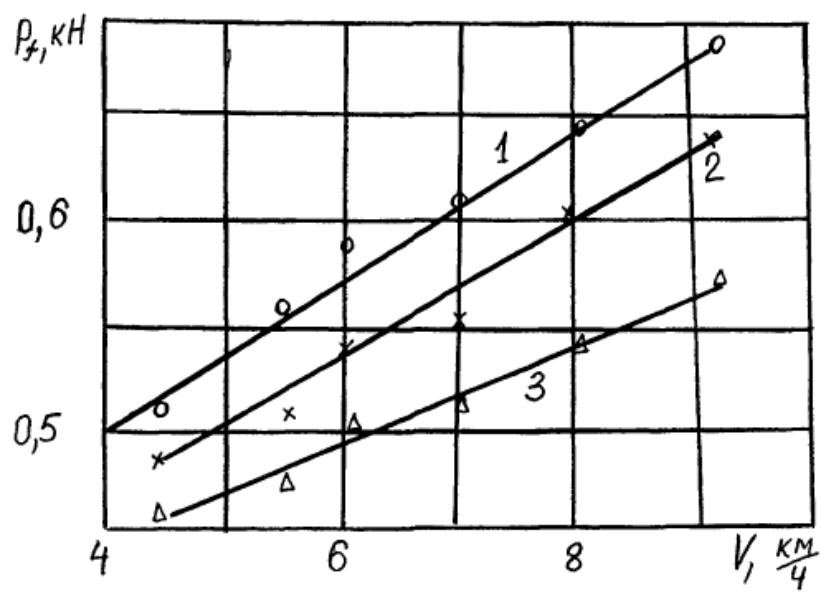
4 – водяний радіатор; 5 – глушник; 6 – двигун; 7 – повітроочисник; 8 – рульове колесо; 9 – кабіна; 10 – сидіння; 11 – задня фара; 12 – акумуляторна батарея;

13 – основний силовий циліндр гідравлічної навісної системи; 14 – механізм навіски; 15 – задній вал відбору потужності; 16 – причіпний пристрій; 17 – ведуче колесо; 18 – кінцева передача; 19 – диференціал; 20 – головна передача;

21 – коробка передач; 22 – зчеплення.



Залежність опору пересування трактора МТЗ - 80 від швидкості



Залежність опору пересування трактора МТЗ – 80 від швидкості