

**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 роботи МТА шляхом зміни конструкції навіски»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Братішко В.В.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

Гладчук Є.О.

(ПІБ)

Виконав

Щуренко Богдан Олегович

(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

Щуренко Богдан Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)
Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Покращення роботи МТА шляхом зміни конструкції навіски»

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: характеристики та конструктивні особливості навісних систем, що використовуються на тракторах універсально-просапних та загального призначення

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ _____

1. Стан питання та завдання дослідження _____

2. Теоретичні дослідження _____

3. Пневмогідравлічна навісна система трактора МТЗ-80 _____

4. Аналіз роботи агрегату з запропонованим технічним рішенням _____

5. Економічне обґрунтування ефективності застосування пневмогідравлічної пружної навісної системи _____

Висновки _____

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

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра

(підпис)

Гладчук Є.О.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Щуренко Б.О.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 64 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 22 рисунками.

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

Тема дипломного проекту: «Покращення роботи МТА шляхом зміни конструкції навіски».

Встановлена раціональна жорсткість пневмогідравлічного пружного елемента в системі навіски, яка становить: при оранці – 200...250 кН/м; при культивації – 170...225 кН/м; при сівбі – 125...175 кН/м.

Раціональні значення жорсткості пружного елемента забезпечили зниження середнього тягового зусилля при використанні пружного елемента в навісці порівняно із серійною навіскою на 1 кН при виконанні однакових технологічних операцій; зменшення середніх амплітуд коливань навантаження на гаку на 40...50%; зниження частоти коливань на 0,3...0,7 Гц за рахунок підвищення плавності переїзду дрібних нерівностей.

Зниження показників динамічності процесу навантаження сприяє зменшенню кінематичних втрат (коефіцієнта буксування) на 5...8% (в абсолютних величинах) та силових втрат – на 16%.

Стабілізація навантажувального режиму машинно-тракторного агрегату в цілому забезпечує підвищення його продуктивності на 7...9% та зниження погектарної витрати палива на 7...8%.

Ключові слова: машинно-тракторний агрегат; система навіски; пневмогідравлічний пружний елемент; жорсткість пружного елемента; тягове зусилля; динамічне навантаження; коливання навантаження; коефіцієнт буксування; паливна економічність; продуктивність агрегату.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	7
1.1. Аналіз факторів, що впливають на буксування трактора	7
1.2 Методи визначення коефіцієнта буксування	10
1.3 Вплив швидкості руху трактора на коефіцієнт буксування	13
1.4 Застосування пружних пристроїв між трактором і сільськогосподарською машиною	21
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	31
2.1 Вплив коливань навантаження на гаку на буксування	31
2.2 Вплив коливань навантаження на гаку на опір руху трактора.....	5
РОЗДІЛ 3 ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНА НАВІСНА СИСТЕМА ТРАКТОРА МТЗ-80.....	37
3.1 Визначення жорсткості пневмогідравлічного пружного пристрою в навісній системі трактора МТЗ-80.....	38
3.2 Визначення об'єму пневмогідравлічного пружного елемента.....	42
3.3 Визначення максимального зусилля на штоку та ходу поршня гідроциліндра	44
3.4 Визначення попереднього тиску в пневмогідравлічному пружному пристрої	46
РОЗДІЛ 4 АНАЛІЗ РОБОТИ АГРЕГАТУ З ЗАПРОПОНОВАНИМ ТЕХНІЧНИМ РІШЕННЯМ.....	51
4.1 Вплив пневмогідравлічного пружного елемента в навісній системі трактора на частоту коливань навантаження на гаку.....	52
РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОЇ ПРУЖНОЇ НАВІСНОЇ СИСТЕМИ	54
ВИСНОВКИ.....	60
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	61
ДОДАТКИ.....	63

ВСТУП

Підвищення ефективності використання машинно-тракторних агрегатів є найважливішим завданням у сільськогосподарському виробництві. Одним із шляхів вирішення цієї проблеми є впровадження новітніх досягнень науки, техніки та передового досвіду. При цьому велика увага приділяється питанням розвитку систем машин для сільськогосподарських робіт, підвищення їх продуктивності, зниження питомої витрати палива тракторами та комбайнами.

Виконання поставлених завдань безпосередньо пов'язане з розробленням оригінальних технічних рішень, спрямованих на удосконалення конструкцій тракторів, які є основним мобільним енергетичним засобом у сільському господарстві. Колісні трактори знаходять ширше застосування, оскільки вони виконують практично всі операції з вирощування сільськогосподарських культур, а також використовуються на транспортних роботах.

Усі види сільськогосподарських робіт характеризуються нерівномірним навантаженням трактора та виникненням значних динамічних навантажень. Це зумовлено зміною габаритних навантажень, нерівностями поверхні поля, наявністю ґрунтозачепів на ведучих колесах та іншими факторами. Отримані в різних регіонах нашої країни дані свідчать про збільшення частоти та амплітуди коливань тягового опору зі зростанням робочих швидкостей руху. Ці негативні явища призводять до збільшення навантаженості механізмів і вузлів трактора, динамічного впливу його ходових частин на ґрунт, погіршення умов навантаження двигуна, зменшення коефіцієнта його завантаження, збільшення буксування та зниження швидкісного режиму.

Усі перелічені фактори знижують ефект від зростання потужності трактора і, як наслідок, призводять до зменшення продуктивності машинно-тракторного агрегату (МТА), збільшення витрати палива, зниження довговічності деталей і вузлів [1, 4]. Зі зростанням нерівномірності поступальної швидкості руху МТА дисперсія значень усіх технологічних показників обробітку ґрунту збільшується, у зв'язку з чим якість обробітку знижується, що призводить до зменшення врожайності [6, 7].

Негативні зміни у структурі ґрунту, який зазнає впливу рушіїв трактора типу МТЗ, починають проявлятися при навантаженнях, що викликають буксування на рівні 12%. В результаті цього сумарна маса наявних у ґрунті після оранки та новоутворених під дією коліс частинок, які піддаються вітровій ерозії, зростає до 50...55% [6].

Негативні явища, що пов'язані зі зростанням динамічності навантаження трактора, можливо знизити шляхом удосконалення механізму передачі потужності двигуна до сільськогосподарської машини (плуга, культиватора, сіялки). Це удосконалення може бути досягнуте за рахунок введення пружних ланок.

Багатьма дослідниками доведено, що введення пружних елементів із правильно вибраними жорсткостями дозволяє знизити енергетичні витрати на виконання технологічного процесу. Для того щоб захистити весь трактор від ударних впливів через змінний тяговий опір, найдоцільніше встановити пружний зв'язок між трактором і сільськогосподарською машиною. Таким місцем є навіска трактора.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Аналіз факторів, що впливають на буксування трактора

Буксування трактора є кінематичним результатом складних лінійних і об'ємних деформацій ґрунту ведучими органами трактора [5, 9]. Для з'ясування фізичної сутності буксування розглянемо схему ведучого колеса, оснащеного еластичною шиною та показаного на рис. 1.1 [10].

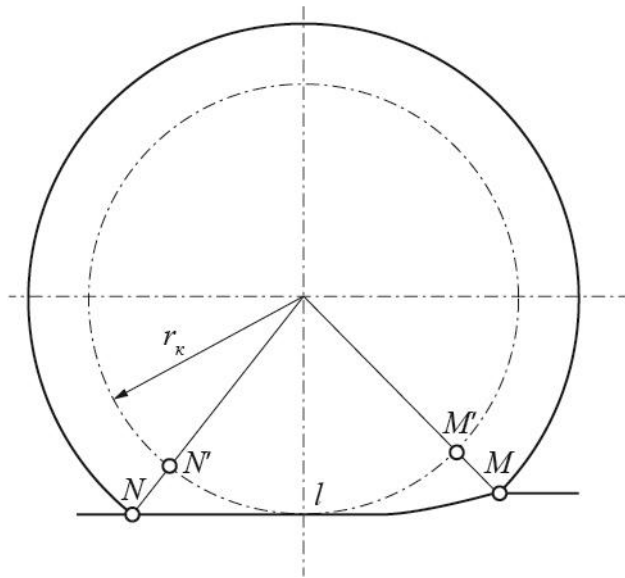


Рисунок 1.1 – Схема пневматичного ведучого колеса

Взаємодія кожного ґрунтозачепа з ґрунтом починається у точці M і закінчується у точці N . Величина l називається дугою зачеплення кожного ґрунтозачепа.

Як показали дослідження, основними факторами, що впливають на зчіпні властивості сільськогосподарських тракторів, є тягове зусилля, вологість ґрунту, його фізико-механічний склад, швидкість руху, зчіпна маса, тиск у шинах, розміри та форма ґрунтозачепів, а також інші конструктивні особливості тракторів [5, 6, 8, 9, 13].

Залежності буксування тракторів, оснащених пневматичними шинами, від тягового зусилля, маси трактора та внутрішньошинного тиску розглядалися багатьма дослідниками [4, 5, 9]. Автор роботи [10], досліджуючи динаміку ведучих коліс, оснащених шинами, на основі аналізу сил, що діють на колесо при

його роботі на горизонтальній ділянці, отримав формулу для визначення буксування:

$$\delta = \xi \frac{P_k - \mu Q_k}{c F_\theta l}, \quad (1.1)$$

де δ – коефіцієнт, що враховує втрати на буксування; ξ – коефіцієнт, числове значення якого залежить від закону розподілу навантаження по ґрунтозачепах; c – об’ємний коефіцієнт опору ґрунту зминанню; μ – коефіцієнт тертя опорної поверхні об ґрунт; F_θ – сума вертикальних проєкцій опорних поверхонь усіх ґрунтозачепів, що в даний момент часу перебувають у контакті з ґрунтом; P_k – дотична сила тяги; Q_k – вертикальне навантаження, що припадає на колесо.

Аналіз формули (1.1) показує, що в даних ґрунтових умовах величина буксування залежить від розмірів і форми відбитка, який утворюється в зоні контакту шини колеса трактора з ґрунтом, а також від величини дотичної сили тяги, що розвивається ведучими колесами.

Розглядаючи взаємодію ґрунту з рушіями, автор роботи [8] дійшов висновку, що кінцевий результат взаємодії значною мірою залежить від типу ґрунту. На піщаних ґрунтах буксування більшою мірою залежить від маси трактора, а на глинистих – від площі контакту.

В роботі [5] автор, досліджуючи питання взаємодії ґрунту з рушіями, стверджує, що зсув ґрунту відбувається не лише по площі контакту, а й глибоко в ґрунтовому шарі та поширюється за межі площі контакту.

Він пропонує виражати залежність між буксуванням і $P_{\text{зак}}$ за допомогою експоненціальної функції такого вигляду:

$$P_{\text{зак}} = P_{\text{зак}}^{\text{max}} - A e^{k\delta}, \quad (1.2)$$

де A і k – дослідні коефіцієнти.

В роботі [9] залежність між буксуванням і силою тяги на гаку виражається формулою:

$$\delta = \frac{kp}{1 - (1 - k)p^3}, \quad (1.3)$$

де k – значення тангенса кута нахилу дотичної до кривої $\delta = f(p)$ на початку координат за відсутності сили тяги на гаку; p – відношення поточного значення $P_{гак}$ до його максимального значення $P_{гак}^{max}$,

$$p = \frac{P_{гак}}{P_{гак}^{max}}.$$

Автор вказує на практичну цінність формули, яка полягає в тому, що вона дозволяє спростити проведення експериментів і побудувати залежність буксування від $P_{гак}$ за двома відомими режимами роботи.

Більш точно, на нашу думку, в якості безрозмірного критерію слід приймати відношення:

$$p = \frac{P_{шт}}{P_{шт}^{max}},$$

де $P_{шт}^{max}$ – максимальне штовхаюче зусилля, яке колесо може реалізувати за зчепленням; $P_{шт}$ – поточне значення штовхаючого зусилля.

Штовхаюче зусилля є для ведучого колеса трактора дійсною силою, що діє на ґрунт у горизонтальному напрямку, і включає в себе гакове навантаження та опір перекочуванню переднього моста (якщо він ведучий). При використанні зазначеного співвідношення знімається традиційне заперечення критиків виразу (1.3), оскільки при $P_{гак} = 0$ буксування вже не буде дорівнювати нулю.

Аналіз формули (1.1) показує, що за всіх інших рівних умов збільшення вертикального навантаження на колесо зменшує буксування.

Експериментальна формула в роботі [7] встановлює залежність буксування від тягового зусилля та зчіпної маси:

$$\delta = a\mu_u + b\mu_u^c, \quad (1.4)$$

де a і b – постійні коефіцієнти, що відображають поєднання механічних властивостей ґрунту та конструктивних параметрів ведучого апарата трактора; c – ціле число (3, 4, 5 або 6); μ_u – коефіцієнт використання зчіпної маси.

Тиск у шинах є одним із найважливіших показників, що впливають на величину буксування. При зниженому тиску збільшується площа контакту шини з ґрунтом. Крім того, зниження тиску в шинах, а отже, підвищення їх еластичності, покращує тягові показники та знижує зношування протектора шини [5]. Із зменшенням тиску в шинах до певної межі знижується опір перекочуванню коліс трактора.

Опір перекочуванню та буксування рушіїв є взаємопов'язаними величинами [2, 8]. Залежність опору коченню від буксування автор пояснює тим, що буксування послаблює зв'язок між частинками ґрунту, у результаті чого збільшується глибина занурення коліс у ґрунт і, відповідно, зростають витрати на утворення колії. Збільшення опору перекочуванню, своєю чергою, сприяє зростанню буксування рушіїв трактора.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що збільшення діаметра шин ведучих коліс призводить до зменшення буксування. Найбільший ефект зниження буксування зі збільшенням діаметра шин ведучих коліс спостерігається при роботі на пухких ґрунтах. Збільшення ширини шини також призводить до значного зниження буксування, особливо на пухких ґрунтах [3].

Одним зі способів зменшення буксування є застосування двох ведучих мостів (МТЗ-82, Т-150К, К-700 та ін.).

1.2 Методи визначення коефіцієнта буксування

Під час випробувань тракторів застосовуються різні способи обчислення величини коефіцієнта буксування. Згідно з ДСТУ 7057-81 (методи польових випробувань сільськогосподарських тракторів) буксування визначається за формулою:

$$\delta = \frac{n_k - n_{xx}}{n_k} 100\%, \quad (1.5)$$

де n_k – число обертів ведучих коліс трактора при русі з навантаженням на гаку на горизонтальній ділянці шляху; n_{xx} – число обертів ведучих коліс на тій самій ділянці шляху при русі холостим ходом.

При цьому приймається, що коефіцієнт буксування при русі холостим ходом дорівнює нулю і теоретичний радіус кочення ведучих коліс на даному фоні не змінюється. Таке припущення не відповідає дійсності і, як показують численні дослідження [1, 3, 8], при русі тракторів холостим ходом буксування не дорівнює нулю, тому для підвищення точності іноді вимірюють число обертів холостого ходу при русі по твердій дорозі.

Згідно з міжнародним стандартом ISO та методикою РЕВ [7] за величину n_{xx} приймають усереднене значення числа обертів ведучих коліс за формулою

$$n_{xx} = \frac{n_1 + n_2}{2}, \quad (1.6)$$

де n_1 – середнє значення сумарного числа обертів ведучих коліс трактора на даній ділянці при русі холостим ходом; n_2 – середнє значення сумарного числа обертів ведучих коліс трактора на тій самій ділянці шляху при буксируванні.

При цьому способі буксування холостого ходу компенсується ковзанням ходового апарата, яке виникає під час протягування випробуваного трактора.

Автор роботи [6] пропонує визначати величину буксування способом, аналогічним попередньому, але за початок відліку $S=0$ рекомендується приймати режим буксирування трактора іншим тягачем. При цьому на довільній ділянці шляху S_0 вимірюється число обертів ведучих коліс n_0 . На інших режимах роботи визначається шлях (S), пройдений трактором за те саме число n_0 обертів колеса.

Коефіцієнт буксування обчислюється за формулою:

$$\delta = \frac{S_0 - S}{S_0}, \quad (1.7)$$

Слід зазначити, що величина δ , що визначена цим способом, буде дещо відрізнятися від дійсного буксування, оскільки в режимі буксирування виникає ковзання ведучих коліс.

Недоліком усіх зазначених методів є припущення про сталість динамічного радіуса. Насправді ж він безперервно змінюється, тому при

проведенні експериментів найбільш точні результати дає формула, відома з теорії трактора [11]:

$$\delta = \frac{V_m - V_\partial}{V_m} 100\%, \quad (1.8)$$

Теоретична і дійсна швидкості руху визначаються за такими формулами:

$$V_\partial = \frac{2\pi nr}{t}; \quad V_m = 0,377 n_\kappa r_\kappa, \quad (1.9)$$

де n і r – число обертів та радіус п'ятого колеса; t – час досліду; n_κ – число обертів ведучих коліс за хвилину; r_κ – радіус кочення ведучого колеса.

Недолік цього методу полягає в тому, що визначення радіуса кочення пов'язане з певними труднощами, зумовленими необхідністю визначення радіальної деформації шини.

Принципово величину буксування можна безпосередньо записувати на плівку осцилографа за допомогою буксометра. Випробування цього приладу показали, що його застосування на неусталеному режимі вносить похибку у вимірювану величину до 20%, тобто цей спосіб реєстрації буксування дає надійні результати лише при усталеному русі.

У роботі [4] пропонується визначати фактичний коефіцієнт буксування (без обчислення радіуса кочення) за такою формулою:

$$\delta_{сер} = \delta + \kappa - c_r P_{зак}, \quad (1.10)$$

де κ – величина буксування при холостому ході трактора; c_r – коефіцієнт, що характеризує питомі втрати швидкості трактора внаслідок зменшення динамічного радіуса при збільшенні тягового зусилля; δ – буксування, яке визначається за формулою:

$$\delta = 1 - \frac{V_\phi n_{xx}}{V_{xx} n_\kappa}, \quad (1.11)$$

де V_ϕ і V_{xx} – фактична швидкість та швидкість при холостому ході; n_{xx} і n_κ – число обертів за хвилину при холостому ході та під навантаженням відповідно.

Наведена формула справедлива лише для випадку роботи трактора по стерні при шинах розміром 12×38.

Обчислення коефіцієнта буксування за цією формулою ускладнюється тим, що величини κ і c_r необхідно визначати для кожного ґрунтового фону та певного розміру шин, а також потрібно знати число обертів і швидкість холостого ходу.

Таким чином, найбільш точно і просто коефіцієнт буксування при проведенні експериментів можна визначити за формулою (1.8).

1.3 Вплив швидкості руху трактора на коефіцієнт буксування

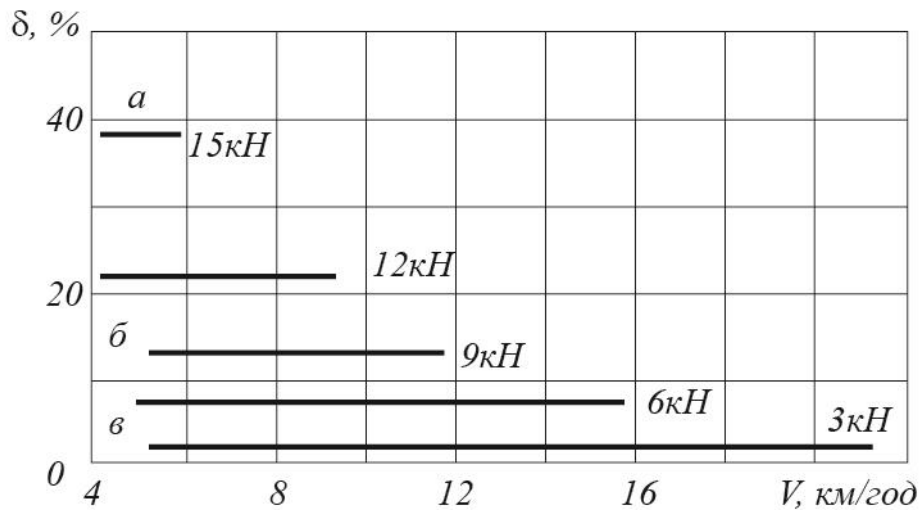
Питання впливу швидкості руху трактора на величину буксування нині має особливе значення, оскільки буксування є одним з основних параметрів, що визначають числове значення тягового ККД трактора. На важливість вивчення взаємозв'язку між швидкістю руху та буксуванням неодноразово вказував академік В.М. Болтинський [2, 4, 5].

Дослідженню роботи швидкісних тракторів присвячено численні роботи [5 – 7, 10 – 12, 15]. Експериментальні дані з цього питання є дуже суперечливими. Одні з них свідчать про незмінність [5], інші – про зменшення [10, 12], а треті – про збільшення [11, 15] коефіцієнта буксування зі зростанням швидкості руху.

В роботі [11] під час випробувань колісного трактора класу 1,4 т автори отримали дані, які показують, що збільшення швидкості руху до 20 км/год не викликає зміни коефіцієнта буксування на жодному з ґрунтових фонів (рис. 1.2).

В роботах [1, 9, 10] отримано зменшення буксування зі збільшенням швидкості руху при постійному навантаженні на гаку. На рис. 1.3 наведено експериментальні дані, отримані під час випробувань тракторів МТЗ-62Е

При тягових зусиллях, близьких до 15% маси трактора, величина зазначеного параметра є малою, а його залежність від швидкості – незначною. Аналогічні дані отримані як для гусеничного, так і для колісного трактора класу 1,4 т [12] при збільшенні швидкості руху до 16 км/год.



а – поле; б – стерня; в – ґрунтова дорога

Рисунок 1.2 – Втрати на буксування колісного трактора при різних швидкостях руху

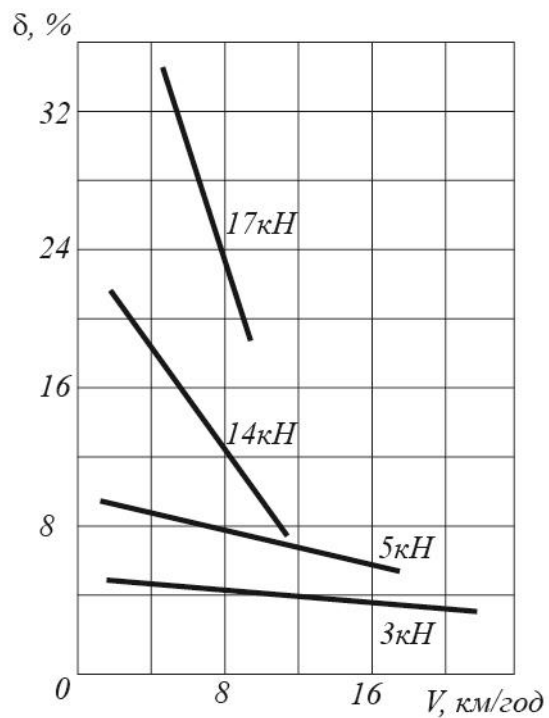


Рисунок 1.3 – Залежність коефіцієнта буксування від швидкості руху трактора МТЗ-62Е на зораному полі

В роботі [8] під час випробувань важкого колісного трактора класу 3 т автори отримали зниження коефіцієнта буксування зі збільшенням швидкості руху. Причому характер зміни кривих на графіках у роботах [7, 10] був

криволінійним. Тенденція до зниження коефіцієнта буксування зі зростанням швидкості зберігалася.

Зниження коефіцієнта буксування зі збільшенням швидкості руху пояснюється авторами зазначених робіт підвищенням опору ґрунту зсуву внаслідок зменшення часу взаємодії шини з ґрунтом [1, 3, 6].

Для аналізу зміни буксування зі збільшенням швидкості руху автор роботи [1] розглядає схему, показану на рис. 1.4.

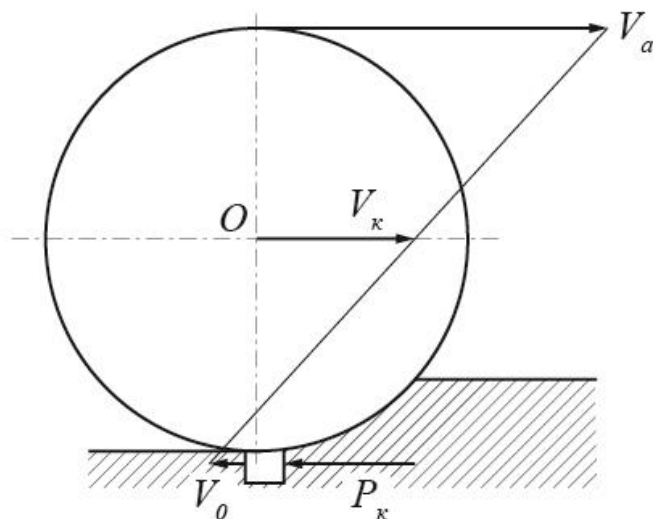


Рисунок 1.4 – Схема до аналізу впливу швидкості руху на буксування

Під дією дотичної сили тяги ґрунт деформується зі швидкістю V_0 . Використовуючи формулу Гуень-Ді-Хуа [3] для опору ґрунту деформуванню та приймаючи $P_h = P_k$, він отримав:

$$h = \frac{P_k - \frac{A\rho_0 V_0}{2g}}{P_0}, \quad (1.12)$$

де ρ_0 – густина деформованого ґрунту; h – горизонтальна деформація ґрунту; A – швидкість поширення деформації в ґрунті; V_0 – швидкість деформації ґрунту; g – прискорення вільного падіння; P_0 – питомий опір ґрунту деформуванню.

Розрахунки, проведені для пухкого ґрунту за формулою (1.12), показали, що зі збільшенням швидкості руху буксування зменшується. Аналізуючи роботу трактора по стерні, він доходить висновку, що внаслідок зменшення деформації ґрунту зі збільшенням швидкості руху буксування буде зменшуватись (за умови

сталості сил тертя), а при роботі на твердій дорозі – залишатись постійним. Залежність буксування від швидкості руху виражається формулою

$$\delta_v = \delta_n - KV, \quad (1.13)$$

де δ_v – поточне значення буксування при швидкості V ; δ_n – початкове значення буксування; K – кутовий коефіцієнт, що залежить від стану ґрунту та тягового зусилля.

Автор роботи [2] зазначає, що точної функціональної залежності коефіцієнта буксування від швидкості руху немає, але на основі експериментальних даних ця залежність може бути визначена виразом

$$\delta = \frac{\delta_m}{V^a}, \quad (1.14)$$

де a – коефіцієнт, що залежить від типу ходового апарата, ґрунту та інших факторів; δ_m – коефіцієнт буксування при максимальній силі тяги та швидкості 1 м/с.

Перевага формул (1.13) і (1.14) полягає в їх простоті та можливості легко визначити коефіцієнт буксування, величина якого залежить від правильності визначення коефіцієнтів A і K .

На противагу наведеним даним, в роботах [1, 3, 4] повідомлялося про збільшення коефіцієнта буксування зі зростанням швидкості руху колісних тракторів класу 1,4 т при постійному навантаженні на гаку. Зростання буксування у роботі [1] пояснюється тим, що коливання трактора при русі нерівним полем зі збільшенням швидкості до 13 км/год були значними, унаслідок чого навантаження на ведучі колеса безперервно змінювалося, що призводило до зменшення зчіпної маси, пульсації дотичної сили тяги та збільшення коефіцієнта буксування.

Із зростанням швидкості руху збільшуються частота та амплітуда вертикальних коливань трактора [3]. Безперервно змінювана величина опорної площадки шини при коливаннях приблизно пропорційна хорді AB . При збільшенні динамічного радіуса швидкість зміни хорди зростає. Отже, при

зменшенні навантаження на колесо опорна площадка шини змінюється швидше, ніж при його збільшенні (рис. 1.5).

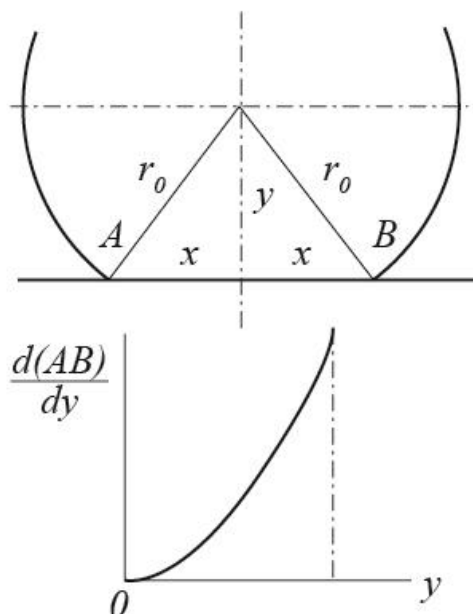


Рисунок 1.5 – Зміна опорної площадки шини при вертикальних коливаннях

Тоді несучі шари ґрунту при різних навантаженнях можна схематично подати так, як показано на рис. 1.6: A – несучий шар при $Q_{\max}$; B – несучий шар при $Q_{\min}$.

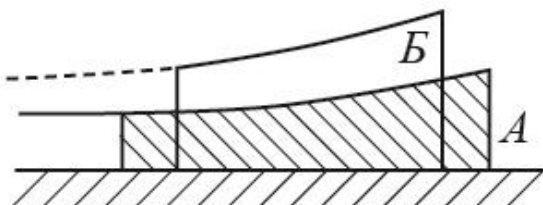


Рисунок 1.6 – Схема несучих шарів ґрунту при вертикальних коливаннях колісного трактора

Сумарні тангенціальні сили, що діють на опорні площадки, будуть однаковими, оскільки крутний момент на ведучому колесі не змінювався. Тангенціальні деформації шару B будуть більшими порівняно з деформацією несучого шару при нормальному навантаженні. Загальна деформація за один період коливань буде більшою, ніж за відсутності коливань, оскільки геометричні розміри шару B сприяють більшому збільшенню деформації, ніж зменшенню деформації шару A .

Таким чином, зі збільшенням швидкості руху буксування буде зростати, що підтверджується дослідями на тракторі Т-40 (рис. 1.7).

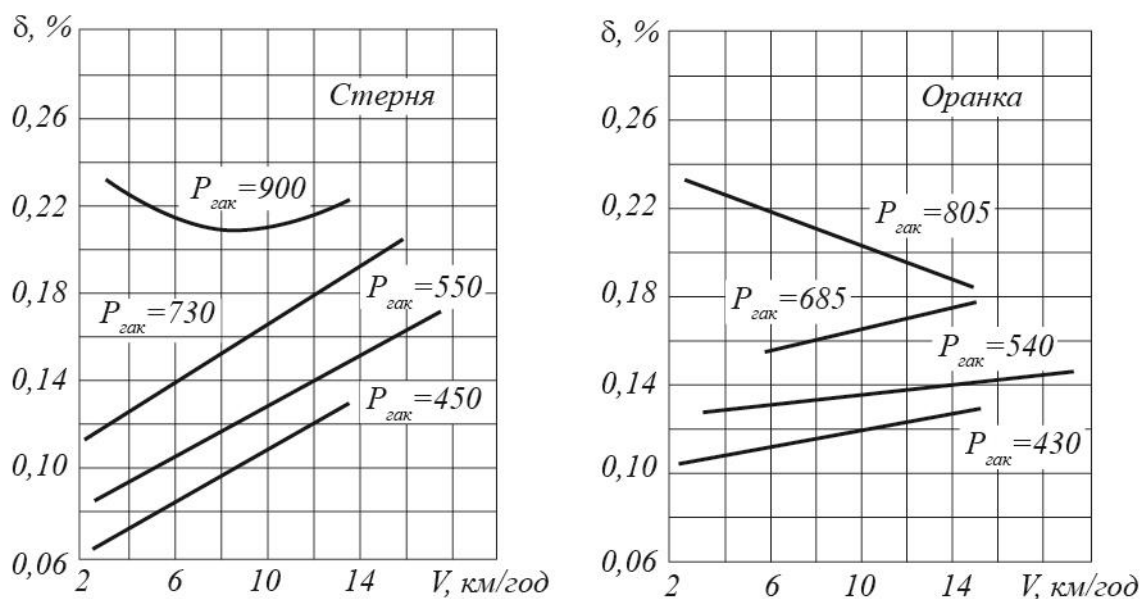


Рисунок 1.7 – Залежність коефіцієнта буксування трактора-макета на базі Т-40 від швидкості руху

Результати роботи [8] показують, що зі збільшенням швидкості руху при $P_{зак} = const$ буксування зростає (рис. 1.8). Автор пояснює це таким чином. Відомо, що буксування зростає при погіршенні зчеплення коліс із ґрунтом. Це зчеплення залежить від тертя між ґрунтом і шиною та зачеплення елементів протектора при упорі в ґрунт. Сили тертя зі збільшенням швидкості дещо зростають, що сприяє певному зменшенню буксування; сили ж зачеплення при цьому можуть як збільшуватись, так і зменшуватись залежно від ступеня ущільнення ґрунту під дією маси трактора. Чим довше діє маса трактора, тим сильніше ущільнюється ґрунт.

Із підвищенням швидкості, коли час контакту колеса з ґрунтом зменшується, зменшується і ущільнення ґрунту, у результаті чого ґрунт під дією дотичних сил руйнується інтенсивніше, що сприяє збільшенню буксування.

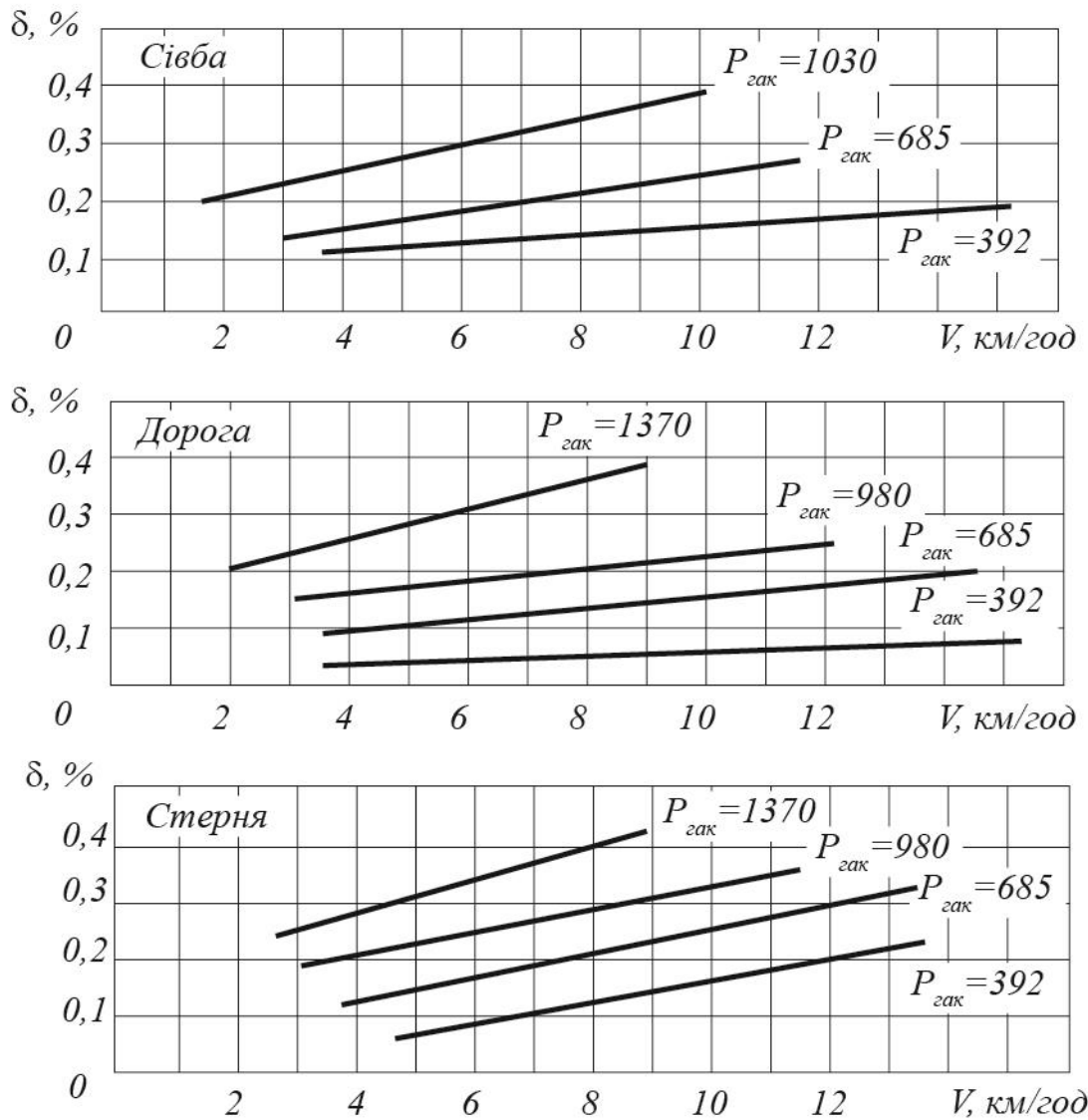


Рисунок 1.8 – Залежність коефіцієнта буксування трактора-макета типу МТЗ від швидкості

Узагальнений показник, що характеризує зниження несучої здатності ґрунту – відношення максимальних прискорень зміни деформації ґрунту до прискорення вільного падіння a/g – при будь-яких $P_{гак}$ підвищується зі збільшенням частоти коливань гакового навантаження. Помітний вплив на зниження несучої здатності ґрунту це відношення починає чинити при $P_{гак}$ до 1100 кгс, при коливаннях з періодом до 1,0 с. При цьому показник a/g при $T=0,5$ с, $P_{гак}=1280$ кгс та $\Delta P_{гак}=400$ кгс досягає значення 0,256, коефіцієнт внутрішнього тертя знижується до 70% від початкового значення. Максимальне тягове зусилля зменшується до 1800 кгс, а відносне тягове зусилля підвищується

до 0,79, що призводить до зростання коефіцієнта буксування до 0,314 проти 0,210 при стаціонарному режимі навантаження трактора [8].

Для зниження негативних явищ, викликаних періодичною зміною навантаження на гаку, необхідно зменшувати максимальні прискорення горизонтальної деформації ґрунту.

Таким чином, у роботах [5, 9] було встановлено, що зі збільшенням нерівномірності гакового навантаження коефіцієнт буксування трактора зростає. Слід зазначити, що у роботі вказується на ударні явища при взаємодії коліс із ґрунтом, при цьому швидкість зміни навантаження на гаку різко зростає, а це має вирішальний вплив на величину коефіцієнта буксування. Далі професор М.Г. Кузнецов пише: «І якщо не в силах змінити частоту впливу нерівностей (тобто частоту зміни гакового зусилля), то можна досягти зниження прискорень шляхом згладжування коливань гакового навантаження при передачі їх рушіями на ґрунт. Таке згладжування може бути досягнуте введенням у систему передачі навантажень на рушій елементів, які акумулюють енергію ударних явищ і розтягують її передачу на ґрунт протягом усього міжударного періоду часу. Сказане означає, що ведуче колесо трактора як орган, що передає всі навантаження на ґрунт, повинно бути ізольоване пружним елементом від усіх джерел збудження вібронавантажень».

Автор пропонує схему введення захисних пружних елементів від перелічених коливань (рис. 1.9). Інтенсивність коливань гакового зусилля знижується пружним елементом y_1 . Елемент y_2 знижує частоту власних коливань трактора та ударні навантаження на колеса трактора. Пружний елемент y_3 виконує роль захисного пристрою від високочастотних коливань крутного моменту двигуна. У колісних тракторів при правильному виборі жорсткості пружних елементів він може бути захисним пристроєм трансмісії та двигуна. Ефективність таких пристроїв на практиці добре відома на прикладі гідротрансформатора гусеничного трактора ДТ-175С. Дослідження застосування гідротрансформатора показали, що коефіцієнт буксування в цьому випадку знижується.

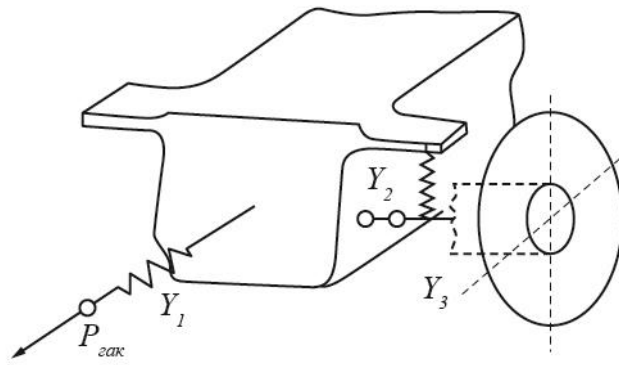


Рисунок 1.9 – Схема захисних пристроїв трактора від коливань

1.4 Застосування пружних пристроїв між трактором і сільськогосподарською машиною

Навантаження на гаку трактора при роботі зі знаряддям коливається у широких межах [2, 4, 5, 7].

На змінний характер тягового опору сільськогосподарських знарядь вказував академік В.П. Горячкін [4]. На підставі аналізу тягового опору машин і знарядь ним була виведена формула:

$$P_{\text{зак}} = G_n f + abk + \varepsilon abV^2, \quad (1.15)$$

де G_n – вага плуга; f – коефіцієнт тертя плуга; a , b – глибина оранки та ширина захвату; ε – коефіцієнт пропорційності; V – швидкість руху; k – коефіцієнт опору ґрунту при деформації.

Найбільший вплив на опір знаряддя мають коефіцієнт опору ґрунту k , глибина оранки a , ширина захвату b та швидкість руху. Ударні навантаження зростають при підвищених швидкостях. Академік В.П. Горячкін писав: «коли між двигуном і знаряддям немає пружини, знаряддя отримує швидкість і далі його швидкість не змінюється, оскільки робота деформації зникає без руху. Зміна швидкості відбувається за дуже короткий час. Отже, середня сила P може бути дуже великою. Якщо двигун і знаряддя з'єднані пружиною, то імпульс двигуна $P\Delta t$, розтягуючи пружину, надає знаряддю швидкість V . Тривалість удару при цьому розтягується на більш тривалий проміжок часу Δt , і при тому ж значенні імпульсу середнє значення навантаження на гаку буде меншим, ніж при непружному ударі» [4].

Пружні елементи у зчіпному пристрої застосовувалися при дослідженнях [10]. Автором була отримана експериментальна залежність:

$$P_{жс} = 1,035V^{0,02}P_{зак}, \quad (1.16)$$

де $P_{жс}$, $P_{зак}$ – середнє тягове зусилля при жорсткому та пружному зчіпних пристроях відповідно.

Жорсткість пружини у цій роботі визначалася за формулою:

$$C = \frac{P_m}{S_{\max}} + \frac{V^2 + V\sqrt{V^2 + 4S_{\max}M_c^2P_m}}{2S_{\max}^2M_c^2}, \quad (1.17)$$

де P_m – тягове зусилля трактора (приймається постійним); $S_{\max}$ – максимальна

деформація пружини; V – швидкість руху агрегату; $M_c^2 = \frac{M_1 + M_2}{M_1M_2}$; M_1 і M_2 –

маса трактора та плуга відповідно.

У дослідях, описаних у роботі [2], встановлено, що при оранці пружний пристрій знижує середнє тягове зусилля на 6%, а при рушанні – на 25%. Зменшення навантаження на гаку за рахунок пружного зчіпного пристрою між колісним трактором і причіпною машиною було отримано і в роботі [4].

За рахунок застосування пружних пристроїв і гідроамортизаторів покращується процес розгону машинно-тракторного агрегату [14]. Також відзначалося зменшення динамічних навантажень, зниження частоти коливань навантаження на гаку, більш плавне навантаження трактора та робота двигуна у кращих умовах.

У роботі [3] повідомлялося про зниження коливань навантаження на гаку на 15%. Нерівномірність обертання колінчастого валу двигуна зменшилася на 17...20%. Ступінь завантаження двигуна знизився на 10%, а годинна витрата палива – на 10%.

За рахунок застосування пружних пристроїв (пружної зчіпки) на оранці трактора К-700 підвищилася швидкість руху та знизилися коливання навантаження на гаку.

У роботі [8] доведено необхідність встановлення пружних пристроїв між трактором і навіскою сільськогосподарської машини.

У роботі [5] досліджено пружний пристрій у навісній системі гусеничного трактора. Слід зазначити відмінність цієї роботи від інших, яка полягає в тому, що раніше досліджувалися пружини у зчепному пристрої. Тут же вводяться пружні елементи у вигляді циліндричних пружин у навісну систему. Пружини розташовані у горизонтальній площині та дозволяють змінювати їх жорсткість. Це показано на рис. 1.10.



Рисунок 1.10 – Механізм навіски з пружними елементами

На тракторі ДТ-175С пружні елементи встановлені у серійний механізм навіски. Для цього змінено конструкцію навісного механізму.

Механізм навіски трактора 1 (рис. 1.10) включає: нерухому плиту 5 зі стрижнями 9 та напрямною балкою 6, жорстко закріпленими на корпусі трактора; рухому плиту 7 із повзуном 12 та приєднаними до плити нижньою 2 і верхньою 3 осями з важелями та тягами; пружні елементи (пружини) 8.

Нерухома плита 5 являє собою прямокутну рамку, закріплену на кронштейнах і стійках рами трактора. До плити приєднані чотири стрижні 9. Напрямна балка 6 має квадратний переріз і кріпиться до нерухомої плити та кронштейнів трактора.

Рухома плита 7 також виконана у вигляді прямокутної рамки та жорстко з'єднана з повзуном 12, виконаним на підшипниках кочення. Через нього, спираючись на напрямну балку 6, вона переміщується відносно остова трактора 1 у горизонтальній площині. У рухомій плиті 7 виконані отвори для стрижнів 9 і гідроциліндра, а також закріплені опори для нижньої та верхньої осей механізму навіски. На опорах закріплюються нижня та верхня осі у зборі з важелями і тягами механізму навіски.

Гідроциліндр механізму навіски кріпиться до остова трактора і, проходячи через нерухому та рухому плити, з'єднується з важелями механізму навіски на рухомій плиті. Таке кріплення гідроциліндра передбачене тому, що під час виконання сільськогосподарських робіт він перебуває у плаваючому положенні та не перешкоджає зворотно-поступальному переміщенню рухомої плити разом із механізмом навіски.

На балці 6 з можливістю переміщення по ній встановлена рухома плита 7, яка з'єднана з нерухомою плитою 5 за допомогою регульованих пружних елементів 8, встановлених на стрижнях 9.

Для фіксації положення пружних елементів 8 встановлені тарілчасті шайби 10, а гайки 11 дозволяють регулювати попередній натяг пружних елементів 8.

Механізм навіски працює таким чином.

Під час роботи трактора 1 з навісними знаряддями, зануреними у ґрунт, виникають різкі коливання навантаження на гаку через нерівномірний опір ґрунту. При збільшенні навантаження на гаку трактора відбувається стискання пружних елементів 8 рухомою плитою 7, яка переміщується разом із повзуном 12 по напрямній балці 6, дозволяючи трактору віддалятися від знаряддя. Таке явище спостерігається як під час рушання з місця та розгону, так і при усталеному русі через різкі коливання навантаження.

Після подолання навантаження рухома плита 7 під дією пружних елементів 8 повертається у початкове положення, тобто наближається до нерухомої плити 5, переміщуючись разом із повзуном 12 по напрямній балці 6.

При роботі з коливаннями навантаження на гаку пружні елементи 8 постійно працюють, згладжуючи ці коливання.

На різних сільськогосподарських роботах залежно від опору знарядь можна змінювати граничне навантаження на гаку, на яке реагуватиме механізм навіски, шляхом попереднього підтискання пружних елементів 8 за допомогою гайок 11. Також можна змінювати жорсткість самих пружних елементів. Для відключення цього пристрою замість пружин 8 встановлюють втулки, тобто притискають одна до одної рухому та нерухому плити.

Недоліком цієї навісної системи є те, що пружним елементом слугують пружини. Для підбору оптимальної жорсткості при виконанні тієї чи іншої сільськогосподарської операції необхідне трудомістке переналагодження, пов'язане з вибором і заміною пружного елемента.

У роботах [5, 8] на основі технічного проєкту, розробленого авторами, був виготовлений механізм навіски трактора з пневмогідравлічним пружним елементом. Механізм навіски представлений на рис. 1.11.

Механізм навіски трактора 1 містить гасник коливань тягового зусилля 2, який складається з верхніх 3 і нижніх 4 кривошипів, шарнірно з'єднаних з одного боку з верхніми 5 та нижніми 6 опорами, закріпленими на тракторі 1 і жорстко попарно з'єднаними відповідно верхньою 7 та нижньою 8 осями, які шарнірно з'єднані спільною ланкою 9.

Гідроциліндр 10 шарнірно з'єднаний штоком з нижньою віссю 8, а корпусом – з верхніми опорами 5 верхніх кривошипів 3.

Гасник коливань 2 через кривошипи 3 та вісь 7 з'єднаний з верхньою тягою 11, а через нижній кривошип 4, вісь 8 та спільну ланку 9 – з нижніми тягами 12. Через верхню 11 та нижні 12 тяги навіска з'єднана із сільськогосподарським знаряддям 13.

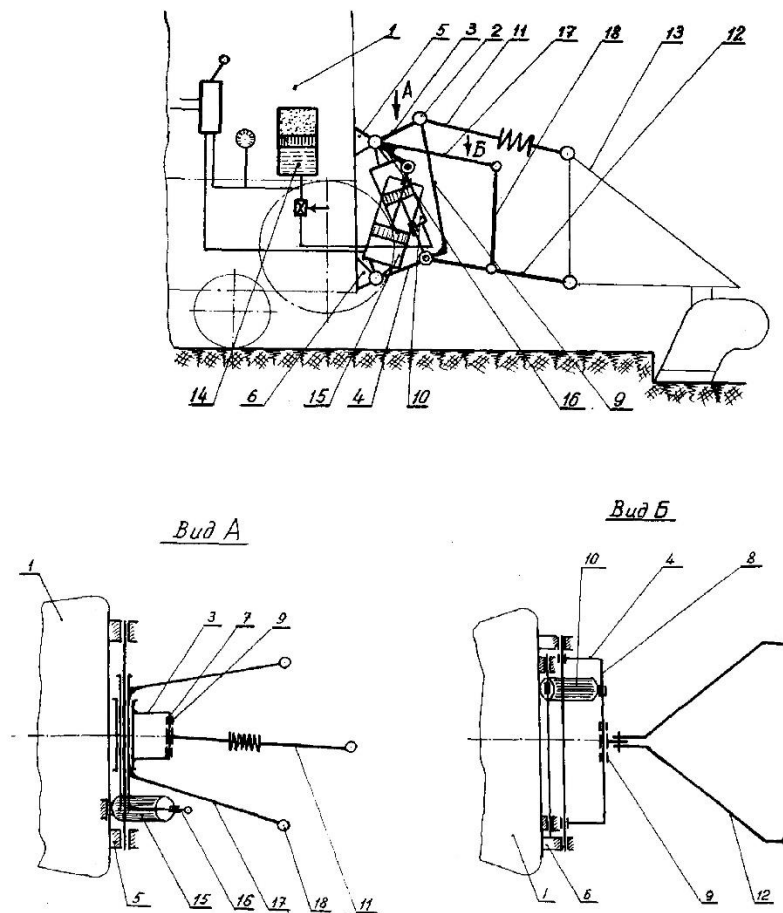


Рисунок 1.11 – Механізм навіски трактора з пневмогідравлічним пружним елементом

Гідроциліндр 10 штоковою порожниною з'єднаний з рідинною порожниною пневмогідроаккумулятора 14 та гідросистемою трактора, а поршневою порожниною – з атмосферою (рис. 1.11).

Гідроциліндр 15 підйому знаряддя шарнірно з'єднаний з важелем 16, який жорстко з'єднаний з важелем 17 та шарнірно – з тягою 18 підйому навіски.

Механізм навіски працює таким чином. При роботі трактора 1 з навісним знаряддям 13, зануреним у ґрунт, виникають різкі коливання навантаження на гаку трактора через нерівномірність опору ґрунту. Від знаряддя 13 через верхню 11 та нижні 12 тяги коливання навантаження передаються на гасник коливань 2, у якому через спільну ланку 9, верхню 7 та нижню 8 осі коливання передаються на верхні 3 та нижні 4 кривошипи, забезпечуючи їх поворот навколо шарнірних опор на однаковий кут.

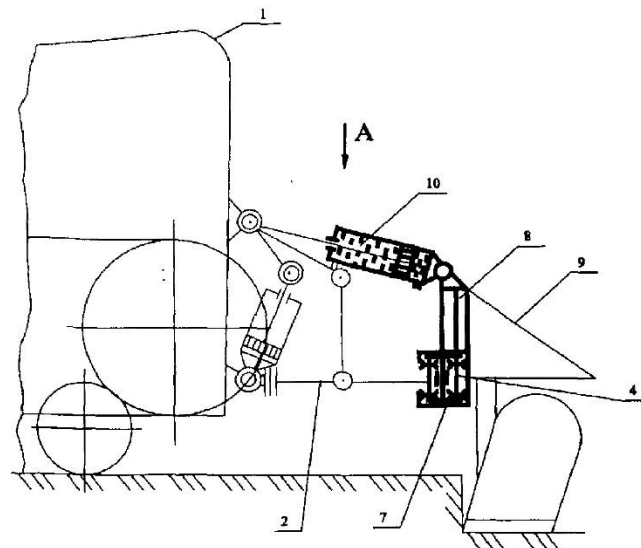
При цьому нижні кривошипи 4, шарнірно з'єднані з нижньою віссю 8 та штоком гідроциліндра 10, переміщують його, змінюючи об'єм рідинної порожнини гідроциліндра 10. Завдяки з'єднанню рідинної порожнини гідроциліндра 10 з рідинною порожниною пневмогідроаккумулятора 14 відбувається перетікання рідини з однієї порожнини в іншу, що змінює тиск рідини в обох порожнинах.

Зміна тиску в рідинній порожнині пневмогідроаккумулятора 14 приводить у рух його поршень, що змінює тиск у повітряному відсіку, який забезпечує почергове накопичення енергії у стисненому газі та її витрату при зміні навантаження на гаку. Це дозволяє забезпечувати рівновагу в системі між тяговим зусиллям на гаку трактора та приведеним зусиллям навіски стисненого газу під час роботи.

Енергія стисненого газу передається через поршень пневмогідроаккумулятора 14 у його рідинну порожнину та рідинну порожнину гідроциліндра 10, діючи на поршень з боку штока та переміщуючи його. Цей рух через нижню вісь 8 та спільну ланку 9 передається на нижній 4 і верхній 3 кривошипи гасника коливань 2. Вони повертаються та через верхню 11 і нижні 12 тяги передають певний рух знаряддю.

Недоліком цієї навісної системи є те, що пружний елемент (гідроциліндр) розташований не в одній площині із силою тягового опору сільськогосподарського знаряддя та сприймає складову тягового опору під певним кутом.

Для того щоб зменшити коливання тягового зусилля за рахунок введення пружних зв'язків між трактором і сільськогосподарською машиною, в роботі [10] була розроблена конструкція пружної навісної системи, яка представлена на рис. 1.12.



Вид А

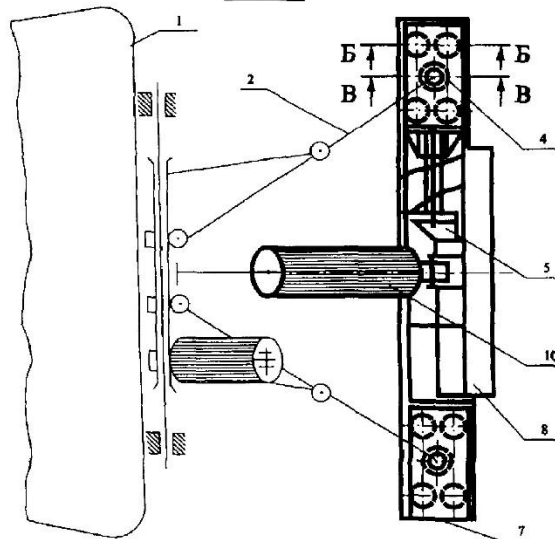


Рисунок 1.12 – Кінематична схема пневмогідравлічної навісної системи гусеничного трактора класу 3

Механізм навіски трактора 1 містить нижні тяги 2, які через пальці 3 шарнірно з'єднані з каретками 4, одна з яких шарнірно з'єднана зі штоком, а інша – з корпусом демпфуючого гідроциліндра 5, та встановлені на напрямних 6 поперечного С-подібного бруса 7, з'єднаного через несучий елемент 8 із сільськогосподарським знаряддям 9. Поршневі порожнини демпфуючого 5 та стабілізуючого 10 гідроциліндрів з'єднані з рідинною порожниною пневмогідроаккумулятора 11 та гідросистемою трактора, а їх штокові порожнини – між собою.

Стабілізуючий гідроциліндр 10 шарнірно з'єднаний з несучим елементом 8 та трактором 1.

Механізм навіски працює таким чином.

Під час роботи трактора з навісним сільськогосподарським знаряддям 9, заглибленим у ґрунт, виникають різкі коливання, тобто зміни навантаження на гаку через нерівномірність опору ґрунту та інші причини. Від сільськогосподарського знаряддя 9 через несучий елемент 8 навісного пристрою та поперечний брус 7 зусилля передається на нижні тяги 2. Оскільки тяги 2 нахилені до напрямку руху трактора, у них виникає тангенціальна складова зусилля, спрямована перпендикулярно до його руху.

Ця складова тягового зусилля через пальці 3, які шарнірно з'єднують тяги 2 з каретками 4, переміщує останні по напрямних 6 поперечного С-подібного бруса 7. При переміщенні кареток 4 відбувається переміщення бруса 7 у поздовжньому напрямку. Рух кареток 4 змінює тиск рідини, що знаходиться у поршневій порожнині демпфуючого гідроциліндра 5 та рідинній порожнині пневмогідроаккумулятора 11, які з'єднані між собою, що також викликає зміну тиску у повітряній порожнині останнього.

Крім того, зміна тиску рідини у демпфуючому гідроциліндрі 5 передається у стабілізуючий гідроциліндр 10, який, впливаючи на несучий елемент 8, дозволяє зберігати його вертикальне положення.

Повітряна порожнина пневмогідроаккумулятора 11 забезпечує почергове накопичення енергії стисненого повітря та її витрачання при зміні навантаження на гаку. Це дає можливість забезпечити рівновагу в системі між тяговим зусиллям на гаку трактора та приведеним зусиллям навіски від стисненого повітря під час роботи.

Енергія стисненого повітря передається через поршень пневмогідроаккумулятора 11 у його рідинну порожнину та в рідинну порожнину демпфуючого гідроциліндра 5, діє на поршень і переміщує його. Цей рух через шток і корпус гідроциліндра 5 передається кареткам 4, які, переміщуючись по

напрямних 6, приводять у рух кінці тяг 2, шарнірно з'єднаних через пальці 3 з каретками 4.

У результаті такого руху відстань між трактором і сільськогосподарським знаряддям змінюється, збільшуючись або зменшуючись відповідно при збільшенні або зменшенні навантаження на гаку трактора. Слід зазначити, що частина енергії у процесі роботи витрачається на тертя у шарнірах механізму навіски.

Залежно від зміни величини тягового зусилля каретки 4 можуть переміщуватися у брусі 7 всередину або назовні від його середини. При збільшенні тягового зусилля на гаку каретки переміщуються до середини бруса, відбувається збільшення відстані між сільськогосподарським знаряддям і трактором. При зменшенні тягового опору знаряддя каретки переміщуються від середини бруса назовні, відбувається зменшення відстані між трактором і сільськогосподарським знаряддям.

Переміщення сільськогосподарського знаряддя відбуватиметься до моменту відновлення рівноваги між тяговим опором знаряддя та енергією стисненого газу. При порушенні рівноваги у механізмі навіски виникають зазначені переміщення.

Таким чином, збереження початкового положення площини несучого елемента, який з'єднує сільськогосподарське знаряддя з навісною системою, та демпфуючої системи (накопичення й витрата енергії) дозволяє гасити коливання, що виникають на гаку трактора, згладжуючи небажані пікові навантаження, які діють на деталі та вузли навіски трактора. Крім того, це забезпечує збереження заданої глибини роботи робочих органів і знижує негативний вплив на якість виконуваної роботи у момент демпфування.

На нашу думку, основним недоліком цієї навісної системи є складність її виготовлення.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1 Вплив коливань навантаження на гаку на буксування

Аналіз літературних джерел щодо дослідження роботи машинно-тракторних агрегатів показує, що теоретичні дослідження проводяться або шляхом знаходження функціональних залежностей досліджуваних показників, тобто виведенням аналітичних формул, або встановленням регресійних залежностей на основі експериментальних даних.

Теоретичні дослідження дають аналітичні залежності буксування від коливань навантаження на гаку, коливань самого трактора та змін горизонтальної деформації ґрунту [8].

У межах даного розділу розглядається вплив лише одного з перелічених факторів на коефіцієнт буксування, а саме – коливань тягового опору та збільшення його середнього значення, оскільки дослідження виконувалися з метою зниження коливань $P_{\text{гак}}$, а отже – зменшення буксування та опору пересуванню, покращення тягових якостей трактора, підвищення продуктивності й економічності.

Таким чином, у даній роботі доцільно використовувати аналітичний спосіб розв’язання поставленої задачі.

Через нелінійність залежності $\delta = f(P_{\text{гак}})$ розрахований середній за період коливань навантаження на гаку коефіцієнт буксування може виявитися більшим за коефіцієнт буксування трактора при роботі з постійним навантаженням, рівним її середньому значенню за період [8].

Якщо навантаження на гаку коливається відносно свого середнього значення $P_{\text{гак}0}$ з амплітудою $\Delta P_{\text{гак}}$, то при його зменшенні до мінімального значення $P_{\text{гак}0} - \Delta P_{\text{гак}}$ коефіцієнт буксування зменшується до δ_{min} , а при збільшенні до максимального $P_{\text{гак}0} + \Delta P_{\text{гак}}$ – зростає до δ_{max} .

Аналіз рис. 2.1 показує, що $0,5(\delta_{\text{max}} + \delta_{\text{min}}) = \delta_{\text{од}} > \delta_{\text{сер}}$, тобто зміни буксування відбуваються відносно динамічного положення рівноваги.

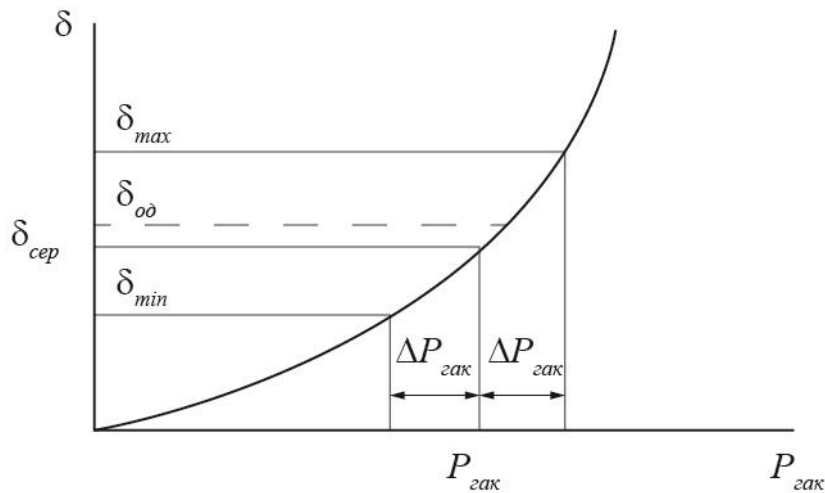


Рисунок 2.1 – Схема до визначення динамічного коефіцієнта буксування

Інерційні сили трактора, які виникають унаслідок зміни дійсної швидкості руху при зміні коефіцієнта буксування, впливають на його граничні значення: $\delta_{\min}$ стає дещо більшим, а $\delta_{\max}$ – дещо меншим, ніж при аналогічній зміні в межах від $P_{\text{гак}} - \Delta P_{\text{гак}}$ до $P_{\text{гак}} + \Delta P_{\text{гак}}$.

Представлена модель (рис. 2.1) свідчить про те, що приріст буксування $\delta_{\text{од}} - \delta_{\text{сер}}$ залежить від амплітуди коливань навантаження на гаку, тобто чим вона більша, тим більшим є буксування.

Величина динамічного коефіцієнта буксування також визначається середнім значенням навантаження на гаку, а саме – зі зростанням середнього значення $P_{\text{гак.сер}}$ він збільшується.

Вплив частоти зміни навантаження на гаку на динамічний коефіцієнт буксування має складніший характер. Для його пояснення пропонується розділити можливі причини збільшення частоти коливань тягового зусилля на дві групи [8]: до першої належать причини, пов'язані зі зміною фізико-механічних властивостей ґрунту перед робочими органами сільськогосподарських машин; до другої – причини, зумовлені наявністю перешкод на полі та зміною швидкості трактора під час їх переїзду.

У першому випадку трактор, рухаючись рівним полем, буде періодично змінювати свою швидкість унаслідок зміни навантаження на гаку. Причому чим більшою є частота цих змін, тим вищими будуть прискорення трактора, тому за

рахунок інерційних сил область зміни коефіцієнта буксування $\delta_{\max} + \delta_{\min}$ звужується, а динамічний коефіцієнт $\delta_{od} = 0,5(\delta_{\max} + \delta_{\min})$ при незмінній амплітуді ΔP_{zak} зменшується.

У другому випадку, коли трактор рухається нерівним полем, навіть при незмінному технологічному тяговому зусиллі робоче зусилля на гаку змінюватиметься з частотою, що дорівнює частоті перешкод.

При цьому прискорення машинно-тракторного агрегату визначатиметься за формулою [8]:

$$a = \frac{g \left[H_n + \frac{2k}{v^2} V \sqrt{\frac{2H_n}{r_{cm}}} + A_n \sin(n\lambda t + E_n) \right]}{B_n \left[1 + \frac{Q_m}{K_r} \left(\frac{1}{l_n} + \frac{1}{B_n} \right) \right]}, \quad (2.1)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с²; H_n – геометрична висота перешкоди, см; k – коефіцієнт, що характеризує сили опору коливанням, рад/с; v – частота власних коливань заднього моста на шинах, рад/с; V – швидкість руху трактора, км/год; r_{cm} – вільний радіус колеса, см; E_n – коефіцієнт, що враховує зсув за фазою; A_n – амплітуда зміни горизонтальної деформації ґрунту, см; λ – частота вимушених вертикальних коливань трактора, рад/с; t – висота ґрунтозачепа, см; B_n – геометрична ширина перешкоди, см; Q_m – вертикальне навантаження, що припадає на міст трактора (з відповідним індексом), Н; l_n – відстань між перешкодами; K_r – приведений коефіцієнт радіальної жорсткості шини моста, Н/см.

Ця формула показує, що при постійній кількості перешкод на одиницю шляху зміна прискорення залежить від швидкості руху трактора, тобто чим більшою є швидкість трактора, тим більшим буде розмах прискорення. Максимум прискорення настає при ударному резонансі, що впливає з другого і третього членів цієї формули в чисельнику.

Зі збільшенням швидкості руху трактора при русі по одній і тій самій ділянці розмах коливань тягового навантаження зростає і при виникненні

ударного резонансу, тобто при $v = \lambda$, відбувається нелінійне збільшення прискорення, що призводить до зростання коефіцієнта буксування.

Під час роботи на реальних полях зустрічаються нерівності з відстанню 140, 105, 75 і 35 см. При цьому доводиться знижувати робочу швидкість машинно-тракторного агрегату.

Рух такими полями з великими швидкостями може викликати деформацію ґрунту в горизонтальному напрямку, що призводить до збільшення буксування.

Під час роботи трактора на таких полях пропонується визначати амплітуду коефіцієнта буксування A_δ . Тоді амплітуда горизонтальної деформації ґрунту становитиме

$$A' = A_\delta S,$$

де S – крок ґрунтозачепа.

При гармонічній зміні навантаження на гаку коливання коефіцієнта буксування будуть близькими до гармонічних. Прискорення цих коливань дорівнюють

$$a = A' \lambda^2 \cos \lambda t.$$

Максимальні прискорення визначаються виразом:

$$a_{\max} = A_\delta S \lambda^2.$$

Збільшення цього прискорення призведе до зниження несучої здатності ґрунту.

Для визначення несучої здатності ґрунту при коливаннях можна використовувати експериментальні криві, побудовані в залежності від максимальних значень коливань (рис. 2.1).

По осі ординат відкладено значення тангенса кута внутрішнього тертя, а по осі абсцис – відношення максимального прискорення коливань деформації до прискорення вільного падіння.

При великих частотах коливань тягового зусилля середнє значення буксування буде вищим. При цьому через нелінійність залежності $\delta = f(p)$

зміниться і амплітуда коливань коефіцієнта буксування, тобто зі збільшенням нерівномірності навантаження на гаку коефіцієнт буксування зростатиме.

2.2 Вплив коливань навантаження на гаку на опір руху трактора

У роботі [3] отримано формулу для визначення опору руху ведучих коліс трактора

$$P_{fB} = \frac{1}{1 - \mu_k Q r_B} \left\{ \left[\frac{cBK_n^2}{(1 - \delta)^2} + \frac{\alpha C_r}{r_0 e} \right] \frac{e^2}{2} + \frac{\mu_k M_m Q r_B}{r_0 - e} \right\}, \quad (2.2)$$

де μ_k – коефіцієнт кругової еластичності шини, рад/Н·м; Q – вертикальне навантаження ведучого колеса, Н; r_B – радіус шини, см; B – ширина шини, см; c – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту, що характеризує вертикальну жорсткість ґрунту, Н/см³; K_n – приведений коефіцієнт відносної жорсткості шини; δ – коефіцієнт буксування трактора; α – коефіцієнт гістерезисних втрат у шині; C_r – коефіцієнт радіальної жорсткості циліндричної шини – рівномірно розподілене навантаження, що діє на ділянку шини з кутовим розміром 1 рад нормально до зовнішньої поверхні, Н/см·рад; r_0 – вільний радіус, см; e – максимальна деформація шини, см.

За цією формулою рекомендується визначати і повний опір руху трактора при роботі з постійним навантаженням на гаку.

В залежності від мікронерівностей і швидкості руху опір пересуванню трактора визначають за формулою

$$P_f = \frac{1}{2} \left[\frac{cBK_n^2}{(1 - \delta)^2} + \frac{\alpha C_r}{r_0 - e} \right] \left[\left(e + \frac{\Delta Q_{мсер}}{K_r} \right)^2 + \left(\frac{\Delta Q_m g l_n}{Q_m \pi B_n} \right)^2 \frac{1 - \cos \frac{2\pi B_n}{l_n}}{(v^2 - \lambda^2)^2 + 4K^2 \lambda^2} \right], \quad (2.3)$$

де $\Delta Q_{мсер}$ – середнє за коливання прирощення вертикального навантаження на міст трактора, Н; Q_m – вертикальне навантаження, що припадає на міст трактора (з відповідним індексом), Н; B_n – ширина ґрунтозачепа, см.

Із цього виразу випливає, що силові втрати колісного трактора на зминання шини та ґрунту при роботі на нерівних полях визначаються динамічним

збільшенням навантаження і є параболічною функцією, що залежить від кількості нерівностей на одиницю шляху, оскільки $\Delta Q_{сер}$ лінійно залежить від кількості нерівностей. Для практичних розрахунків збільшення опору коченню за рахунок $\Delta Q_{сер}$ є незначним.

Тому можна вважати, що опір, витрачений на зминання ґрунту, можна визначати за формулою:

$$P_{fзм} = \frac{1}{2} \left[\frac{cBK_n^2}{(1-\delta)^2} + \frac{\alpha C_r}{r_0 - e} \right] \left(e + \frac{\Delta Q_{сер}}{K_r} \right)^2. \quad (2.4)$$

Сумарний опір коченню ведучого колеса при русі нерівними полями рекомендується визначати за формулою

$$P_{fB} = \frac{1}{2} \left\{ \left[\frac{cBK_n^2}{(1-\delta)^2} + \frac{\alpha C_r}{r_0 - e} \right] \left(e + \frac{\Delta Q_{сер}}{K_r} \right)^2 + \frac{\Delta Q_{мсер} H}{B_n} \right\} + \frac{\mu_k M_k Q_{rB}}{r_0 - e}, \quad (2.5)$$

де H – максимальна глибина колії колеса, см; M_k – крутний момент рушія, Н·м; Q – вертикальне навантаження ведучого колеса, Н.

Для практичних розрахунків цілком достатньо використовувати формулу для визначення опору руху трактора у такому вигляді [8]:

$$P_f = \frac{cBK_n^2 e^2}{(1-\delta)^2} + \frac{\alpha C_r e^2}{r_0 - e} + \frac{\mu_k M_k Q_{rB}}{r_0 - e}. \quad (2.6)$$

Із цієї формули випливає, що опір руху трактора залежить від тягового навантаження у першому члені через коефіцієнт буксування δ . Таким чином, у разі застосування пружних пристроїв у навісній системі з правильно підібраною жорсткістю, при зменшенні буксування δ буде знижуватися і опір коченню трактора P_f .

РОЗДІЛ 3 ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНА НАВІСНА СИСТЕМА ТРАКТОРА МТЗ-80

Навісна система, схема якої зображена на рис. 3.1, включає верхні та нижні тяги, що складаються з півтяг 4,10, які мають можливість згинатися.

Між собою вони з'єднані таким чином, щоб забезпечувалася додаткова ступінь вільності для сільськогосподарської машини 6 у горизонтальному напрямку вздовж осі руху трактора.

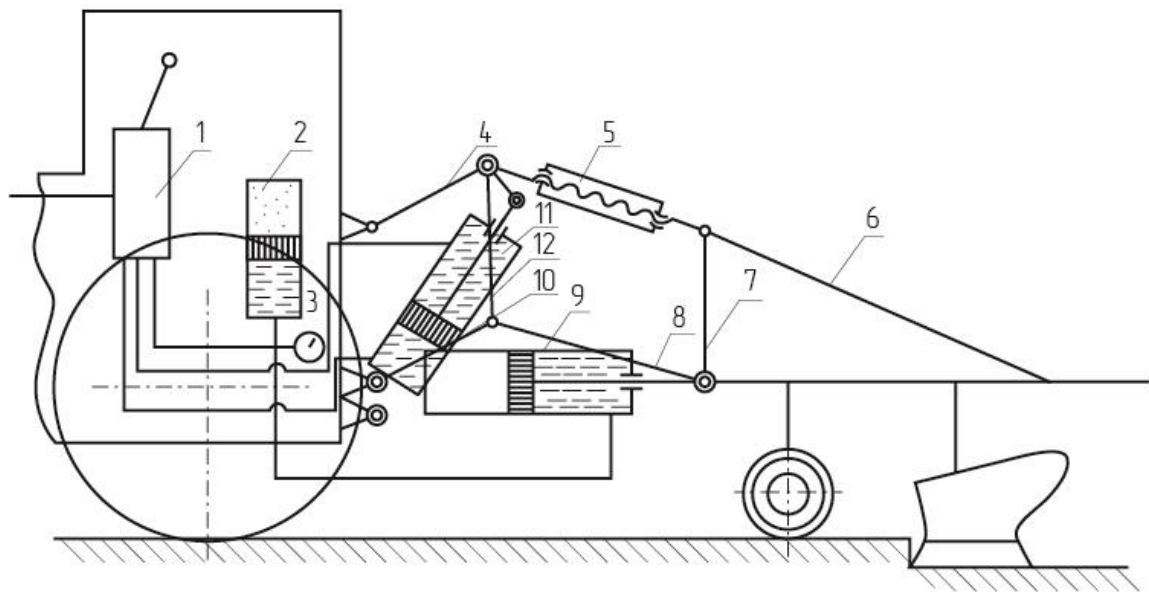


Рисунок 3.1 – Схема дослідної пневмогидравлічної навісної системи трактора

Півтяги 4,10 одним кінцем кріпляться до остова трактора, а іншим – з'єднуються з півтягами 5,8, до яких кріпиться трикутник 7 зчпного пристрою.

Роль пружного елемента виконує гідроциліндр 9 з подовженим штоком, що з'єднаний штоковою порожниною з гідравлічною порожниною пневмогидроакумулятора 2 та з гідросистемою трактора.

Розташування пневмогидроакумулятора на тракторі наведене на рис. 3.1. Тиск у штоковій порожнині створюється від робочої гідросистеми трактора шляхом відкриття клапана гідророзподільника 1 та контролюється візуально за допомогою манометра 3, розміщеного в кабіні трактора.

Гідроциліндр 9 розташовується між остовом трактора і трикутником 7 зчїпки таким чином, щоб при роботі з типовими сільськогосподарськими машинами 6 він був близьким до горизонтального положення та закріплювався шарнірно.

Під час роботи рукоятка або золотник гідроциліндра керування циліндром 11 підйому знаряддя перебуває у плаваючому положенні. Тяговий опір повністю сприймається демпфувальним циліндром 9.

3.1 Визначення жорсткості пневмогідравлічного пружного пристрою в навісній системі трактора МТЗ-80

Основним завданням при теоретичному дослідженні цього питання є підбір жорсткості пружного елемента при виконанні різних сільськогосподарських операцій колісного машинно-тракторного агрегату.

Для цього використаємо теоретичні розробки, виконані в роботі [8]. При дослідженні приймається, що з боку сільськогосподарської машини на пружний пристрій діє стала сила з часом дії $\Delta\tau$; імпульси сили діють через однакові проміжки часу, а система здійснює гармонічні коливання. Під дією імпульсу сили $P\Delta\tau$ виникають коливання системи відносно положення рівноваги (рис. 3.2).

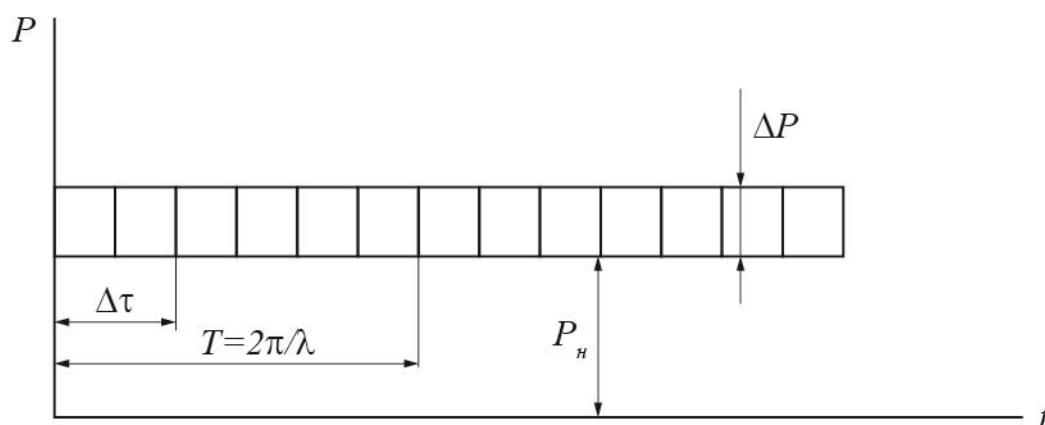


Рисунок 3.2 – Вплив ґрунту на пружний елемент

Під дією ударних імпульсів виникає збільшення тягового опору сільськогосподарської машини на величину ΔP . Ударні явища визначаються

нерівномірністю фізико-механічних властивостей ґрунту та нерівностями поля. Ці негативні явища повністю усунути неможливо, однак їх можна зменшити введенням пружних пристроїв у з'єднання між трактором і сільськогосподарським знаряддям, тобто в навісну систему.

З теорії удару відомо, що результат взаємодії двох тіл, які співударяються, оцінюється втратою кінетичної енергії рухомого тіла при наїзді на перешкоду:

$$A = \Delta \left(\frac{m_{MTA} V^2}{2} \right), \quad (3.1)$$

де A – енергія, що викликається зростанням імпульсу сили при ударі; m_{MTA} – приведена маса машинно-тракторного агрегату; Δ – знак диференціала; V – швидкість руху МТА.

Тоді

$$A = \frac{m_{MTA} V^2}{2} \Delta V = m_{MTA} V \Delta V. \quad (3.2)$$

При прискоренні імпульсу сили в проміжку часу між співударяннями енергія удару визначиться через приріст сили

$$A = \Delta P V T = \Delta P V \frac{2\pi}{\lambda}, \quad (3.3)$$

де T – період між співударяннями, λ – частота вимушених коливань або співударянь.

Прирівнюємо вирази:

$$\Delta P V \frac{2\pi}{\lambda} = m_{MTA} V \Delta V. \quad (3.4)$$

Зміна швидкості руху при зустрічі з перешкодою становитиме

$$\Delta V = \frac{\Delta P 2\pi}{\lambda m_{MTA}}. \quad (3.5)$$

Аналіз цього виразу показує, що для зменшення динамічної складової тягового опору сільськогосподарського знаряддя необхідно знизити ΔV при зустрічі з перешкодою. Цього можна досягти застосуванням пружних пристроїв у навісній системі трактора, що дає можливість плугу або іншому

сільськогосподарському знаряддю зменшити швидкість наїзду на перешкоду, накопичити енергію удару для подальшого її корисного використання.

На підставі всіх вищевказаних припущень уповільнення наїзду на перешкоду можна визначити за формулою

$$a = \frac{\Delta p}{m}, \quad (3.6)$$

де a – прискорення (уповільнення) сільськогосподарської машини при наїзді на перешкоду в результаті стискання пружного пристрою; m — маса сільськогосподарської машини.

Стискання пружного пристрою при рівноприскореному уповільненні становить

$$x = \frac{at^2}{2} = \frac{\Delta P}{C_r}, \quad (3.7)$$

де C_r – жорсткість пружного елемента.

Звідки:

$$t = \sqrt{\frac{2\Delta P}{C_r a}}. \quad (3.8)$$

Максимальне зниження швидкості сільськогосподарського знаряддя при зустрічі з перешкодою становитиме

$$V_{zn} = at = \frac{\Delta P}{m} \sqrt{\frac{2\Delta P}{C_r} \frac{m}{\Delta P}} = \frac{\sqrt{2\Delta P}}{mv}, \quad (3.9)$$

де $v = \sqrt{\frac{C_r}{m}}$ – частота власних коливань сільськогосподарської машини (1/с).

Динамічну складову тягового опору в момент зустрічі сільськогосподарської машини з перешкодою можна виключити за такої умови:

$$\Delta V - V_{zn} = \Delta P \left(\frac{2\pi}{\lambda m_{MTA}} - \frac{\sqrt{2}}{mv} \right) = 0. \quad (3.10)$$

На підставі цієї умови визначається жорсткість пружного пристрою між трактором і сільськогосподарською машиною, тобто

$$\frac{2\pi}{\lambda m_{MTA}} = \frac{\sqrt{2}}{mv} \text{ або } v = \frac{\sqrt{2}}{2\pi} \frac{m_{MTA}}{m} \lambda. \quad (3.11)$$

Приведена маса машинно-тракторного агрегату становитиме

$$m_{MTA} = \delta m_{mp} + m, \quad (3.12)$$

де m_{mp} – маса трактора; m – маса сільськогосподарської машини; δ – коефіцієнт урахування обертових мас, який визначається за формулою [1]:

$$\delta = 1,04 + 0,05 i_k^2. \quad (3.13)$$

де i_k – передаточне число коробки передач.

Частота власних коливань сільськогосподарської машини з урахуванням коефіцієнта обертових мас визначається за формулою

$$v = \frac{\sqrt{2}}{2\pi} \frac{\delta m_{mp} + m}{m} \lambda. \quad (3.14)$$

Тепер жорсткість пружного пристрою в навісній системі трактора, що знижує динамічну складову тягового опору при ударі, можна знайти як:

$$C_r = mv^2. \quad (3.15)$$

Вихідні дані для розрахунку оптимальної жорсткості пневмогідравлічного пружного пристрою трактора МТЗ-80 з культиватором КПЕ-3,8 такі: $m_{mp} = 3200$ кг; $m_k = 600$ кг; $m_{eH} = 70$ кг.

Частота власних коливань становитиме

$$v = \frac{\sqrt{2}}{2\pi} \frac{1,56 \cdot 3200 + (600 + 70)}{(600 + 70)} \lambda = 1,9 \lambda. \quad (3.16)$$

За літературними джерелами [1, 3] частота коливань λ дорівнює $9,1 \text{ с}^{-1}$, тоді

$$v = 1,9 \cdot 9,1 = 17,3 \text{ с}^{-1}. \quad (3.17)$$

Звідси

$$C_r = 0,67 \cdot 17,3^2 = 200,6 \text{ кН/м}. \quad (3.18)$$

3.2 Визначення об'єму пневмогідравлічного пружного елемента

При розрахунках пневмогідроакумулятора (рис. 3.3) необхідно визначити конструктивний (повний) об'єм V_k та корисний об'єм рідини, що витісняється газом з акумулятора при його повному розрядженні, тобто при зниженні тиску газу в заданому інтервалі [1].

Розглянемо схему газогідравлічного акумулятора (рис. 3.3).

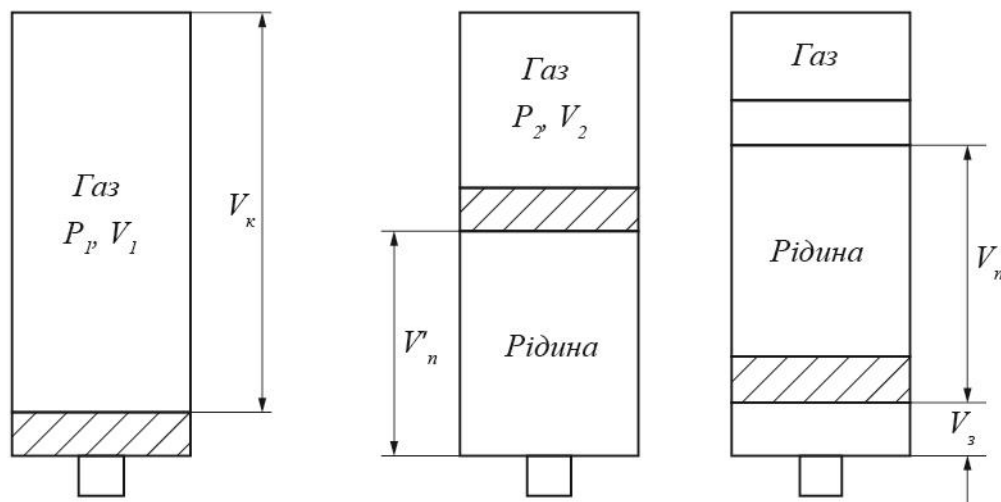


Рисунок 3.3 – Схема до визначення корисного об'єму пневмогідравлічного пружного елемента

Зовнішня робота або енергія акумулятора визначається як добуток корисного об'єму на середній тиск газу в даному діапазоні тисків.

При зарядженні акумулятора відбувається стискання газу, підвищується його температура та відведення теплоти через стінки у зовнішнє середовище. При розрядженні, тобто розширенні газу, температура знижується і відбувається підведення теплоти ззовні. Розширення та стискання газу відбуваються зі швидкостями, що відповідають політропному процесу ($n > 1$).

На підставі цього для політропної зміни стану газу запишемо [1]:

$$\frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}}; V_2 = V_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} = V_k \left(\frac{P_n}{P_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}}; P_2 = P_{\max} = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n = P_n \left(\frac{V_k}{V_2} \right)^n, \quad (3.19)$$

де P_1 і V_1 – початкові тиск та об’єм газу до заповнення (зарядження) акумулятора рідиною; P_2 і V_2 – кінцеві тиск та об’єм газу наприкінці заповнення (зарядження) акумулятора рідиною.

Об’єм V_1 газу до заповнення акумулятора рідиною дорівнює конструктивній місткості V_κ акумулятора ($V_1 = V_\kappa$), а корисний об’єм рідини (V'_n) дорівнює зміні об’єму газу при зарядженні або розрядженні акумулятора:

$$V'_n = V_1 - V_2. \quad (3.20)$$

або

$$V'_n = V_1 \left(1 - \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} = V_\kappa \left(1 - \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (3.21)$$

Це рівняння буде справедливим при повному витісненні рідини з акумулятора під час розрядження.

Тиск P_1 називається початковим або попереднім тиском зарядження акумулятора газом (без рідини) і позначається через P_κ , а тиск P_2 – максимальним робочим тиском наприкінці зарядження його рідиною і позначається $P_{\max}$. Тоді, на підставі сказаного, можна записати:

$$V'_n = V_\kappa \left(1 - \frac{P_\kappa}{P_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (3.22)$$

При роботі розрядження акумулятора не доводять до повного витіснення рідини, а залишають запас V_z рідини, необхідний для забезпечення надійної роботи після зниження тиску рідини до мінімального робочого значення $P_{\min}$. Конструктивний об’єм акумулятора тоді використовується не повністю, тобто акумулятор частково заповнений невикористаним об’ємом V_z , який зменшує його корисну місткість.

Цей об’єм має бути мінімальним, і тоді повинна виконуватися умова $P_{\min} > P_\kappa$. Початковий тиск газу необхідно вибирати якомога ближчим до

мінімального робочого тиску P_{min} . Стискання газу від початкового P_n до мінімального робочого тиску P_{min} відбувається за тими самими законами:

$$V_3 = V_\kappa \left(1 - \frac{P_n}{P_{min}} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (3.23)$$

З урахуванням запасу об'єму, корисний об'єм зменшиться за інших рівних умов на величину V_3 і становитиме:

$$V_n = V'_n - V_3. \quad (3.24)$$

Знаходимо корисний об'єм акумулятора за умови, що $P_{min} > P_n$:

$$V_n = V'_n - V_3 = V_\kappa \left(1 - \frac{P_n}{P_{min}} \right)^{\frac{1}{n}} - V_\kappa \left(1 - \frac{P_n}{P_{max}} \right)^{\frac{1}{n}} = V_\kappa \left(\frac{P_n}{P_{min}} - \frac{P_n}{P_{max}} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (3.25)$$

або остаточно

$$V_n = V_\kappa \left(\frac{P_n}{P_{min}} - \frac{P_n}{P_{max}} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (3.26)$$

Задавшись об'ємом V_κ і вибравши тиски акумулятора, визначають корисний об'єм акумулятора.

Корисна місткість при розширенні та стисканні в політропному процесі зменшується через температурні зміни. Це очевидно з рівняння, яке показує, що об'єм рідини в акумуляторі при $n = 1$ більший, ніж при $n > 1$.

3.3 Визначення максимального зусилля на штоку та ходу поршня гідроциліндра

Розглянемо принципову схему пневмогідравлічного пружного елемента, застосованого нами в механізмі навіски трактора МТЗ-80 (рис. 3.4).

Вона складається з гідробака 1, насоса 2 та розподільника 3, наявних на тракторі. Додатково встановлюються пневмогідравлічний акумулятор 5, манометри 4, гідроциліндри 6.

При прикладанні гакового навантаження тиск газу в результаті стискування підвищується до $P_2 = P_{max}$. Перепад тиску наприкінці та на початку стискування становитиме:

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \frac{1}{\beta} \frac{\Delta V_u}{V_{u1}}; P_2 = P_1 + \Delta P = P_1 + \frac{1}{\beta} \frac{\Delta V_u}{V_{u1}}, (3.27)$$

де $\frac{\Delta V_u}{V_{u1}}$ – відносна зміна об'єму при зміні тиску ΔP .

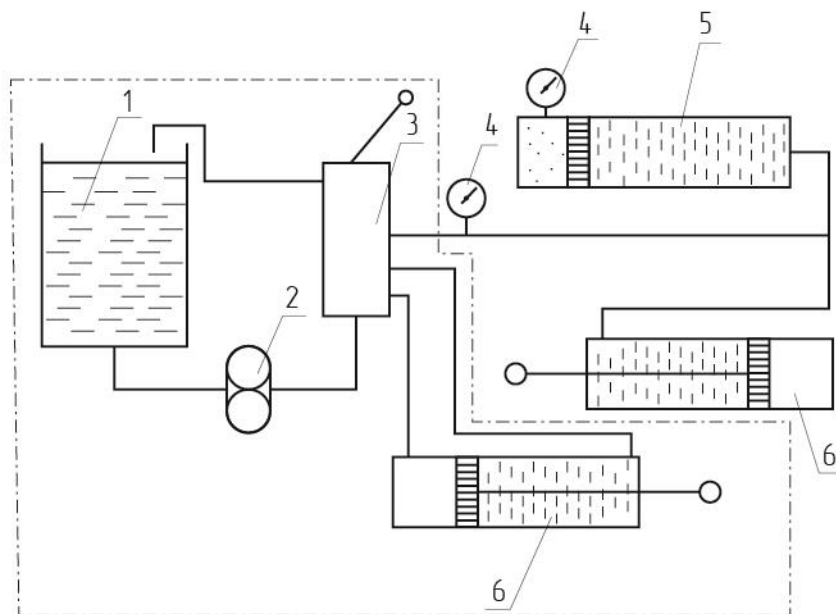


Рисунок 3.4 – Принципова схема пневмогидравлічного пружного пристрою
Тоді об'єм газу зміниться на величину:

$$\Delta V_u = V_{u1} - V_{u2} = V_{u1} \Delta P \beta, (3.28)$$

де V_{u1} і V_{u2} – об'єм газу в акумуляторі при початковому тиску та об'єм при зміні тиску на ΔP ; β – коефіцієнт стисливості газу.

Зусилля на штоку гідроциліндра наприкінці стискування становитиме:

$$P_u = fP_2 = f \left(P_1 + \frac{1}{\beta} \frac{\Delta V_u}{V_{u1}} \right). (3.29)$$

Аналіз цього рівняння показує, що пружний елемент має змінну жорсткість, тобто при стисканні його жорсткість збільшується, оскільки

коефіцієнт β стисливості газу залежить від тиску, зменшуючись зі збільшенням останнього.

Зменшення об'єму для гідроциліндра дорівнює:

$$\Delta V = fl, \quad (3.30)$$

де f – площа поршня; l – його хід.

Підставивши значення ΔV у рівняння, отримаємо:

$$P_2 = P_1 + \frac{1}{\beta} \frac{fl}{V_{y1}}. \quad (3.31)$$

Звідки знайдемо хід штока для даної зміни тиску:

$$l = \beta(P_2 - P_1) \frac{V_{y1}}{f}. \quad (3.32)$$

Таким чином, визначено максимальне зусилля на штоку демпфувального гідроциліндра P_2 та хід поршня або штока, які залежать від навантаження на гаку.

Залежно від ходу штока можна виконувати компонування з'єднувального пристрою з тягами навісної системи трактора.

3.4 Визначення попереднього тиску в пневмогідравлічному пружному пристрої

При використанні пневмогідравлічних пристроїв у навісній системі колісного трактора МТЗ-80 необхідно створювати попередній тиск P_1 у пневмогідроаккумуляторі та демпфувальному гідроциліндрі під час виконання різних сільськогосподарських операцій.

Із формули (3.31) знайдемо тиск попереднього стискування у пневмогідросистемі:

$$P_1 = P_2 - \frac{1}{\beta} \frac{fl}{V_1}. \quad (3.33)$$

Із теорії параметрів стану газів відомо [1], що величина, яка обернена коефіцієнту стисливості β , називається модулем пружності $E_{нов}$:

Модуль об'ємної пружності повітря $E_{нов}$ в ізотермічному процесі чисельно дорівнює тиску, під яким воно перебуває, тобто $E_{нов} = P_в$

А в політропному режимі:

$$\beta = \frac{1}{E_{нов}} = \frac{1}{nP_2} = \frac{1}{1,3P_2}. \quad (3.34)$$

де $n = 1,3$ – показник політропи.

Кінцевий тиск у пневмогідроаккумуляторі залежатиме від навантаження на гаку і визначатиметься за формулою:

$$P_2 = \frac{P_{ш}}{f}. \quad (3.35)$$

де $P_{ш} = P_{гак}$ – зусилля на штоку гідроциліндра або тягове навантаження на гаку.

У розглянутій схемі демпфувальний гідроциліндр розташований горизонтально, а хід штока або поршня збігається з переміщенням сільськогосподарського знаряддя, яке за умовами техніки безпеки не повинно бути надто великим. Використовуючи дані інших дослідників [5], переміщення сільськогосподарської машини за рахунок стискання пневмогідролічного елемента приймаємо рівним 60 мм.

Знаючи діапазон зміни тягового опору при роботі з різними сільськогосподарськими машинами, можна визначити кінцевий тиск у пружному пневмогідролічному пристрої P_2 . Розрахункові дані подано у вигляді табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків кінцевого тиску у пружному пневмогідролічному пристрої P_2

$P_{гак}$, кН	14	12	10	8	6	4	2	1
P_2 , МПа	1,78	1,52	1,27	1,02	0,76	0,51	0,3	0,12

За кінцевим тиском у демпфувальному гідроциліндрі можна визначити попередній тиск P_1 . Для цього необхідно визначити коефіцієнт стисливості повітря β , значення якого наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Значення коефіцієнта стисливості повітря β

P_2 , МПа	1,78	1,52	1,27	1,02	0,76	0,51	0,35	0,12
β	0,043	0,05	0,06	0,077	0,102	0,154	0,256	0,64

Довжина циліндра L_1 дорівнює 150 мм, а $f = 78,5$ см², тоді $V_1 = fL_1 = 78,5 \cdot 15 = 1177$ см³.

Знаючи всі дані, визначаємо тиск попереднього стиснення P_1 у пневмогідроаккумуляторі для різних тягових опорів та заносимо результати в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку тиску попереднього стиснення P_1

$P_{\text{зак}}$, кН	14	12	10	8	6	7	2	1
P_1 , МПа	0,85	0,74	0,61	0,49	0,36	0,24	0,12	0,6

Характеристику пневмогідролічного пружного елемента навіски трактора МТЗ-80 будуюмо за формулою

$$P_2 = P_1 + \frac{1}{\beta} \frac{f_1 l}{V_1}, \quad (3.36)$$

де P_2 – тиск, який виникає в гідроциліндрі при прикладанні навантаження на гаку.

Помноживши P_2 на площу поршня, отримаємо зусилля на штоку гідроциліндра, яке для даної схеми дорівнює тяговому опору, тобто

$$P_2 f = P_{\text{ш}} = P_{\text{зак}}. \quad (3.37)$$

Надаючи значення l від 1 до 6 см (0,06 м) у формулі (3.36), будуюмо теоретичну характеристику пневмогідролічного пристрою в навісній системі (рис. 3.5) для різних попередніх тисків P_1 : 0,85; 0,65 та 0,45 МПа.

Приймаючи, що максимальне стиснення пружного елемента при вищевказаних попередніх тисках і різних навантаженнях на гаку дорівнює 0,06 м, можна визначити оптимальні жорсткості для роботи з плугом, культиватором та сівалкою.

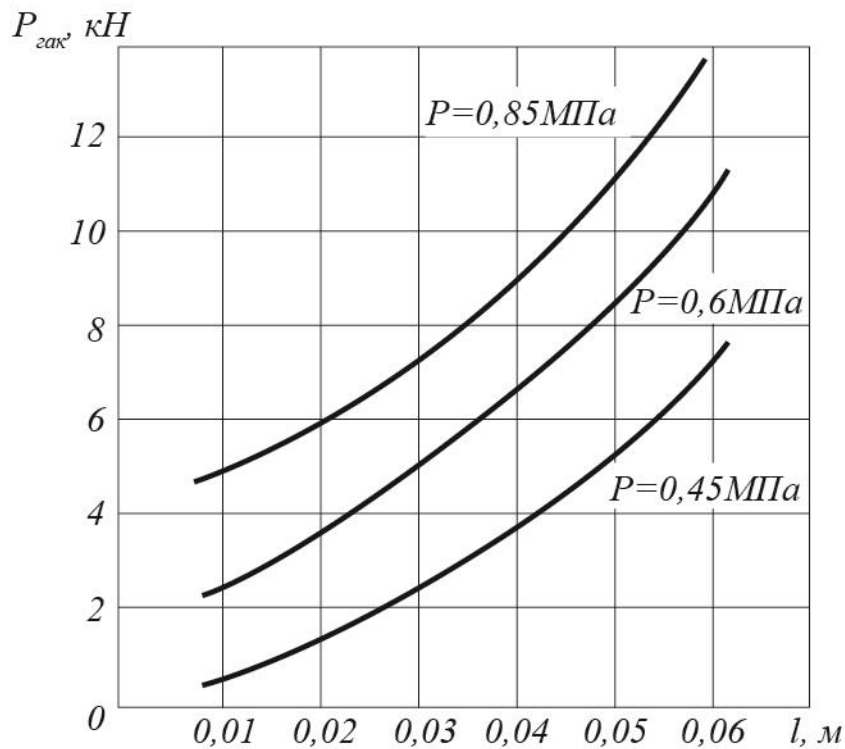


Рисунок 3.5 – Характеристики пневмогідравлічного пружного пристрою

Із аналізу характеристики видно, що вона являє собою сімейство кривих, які залежать від початкового тиску P_1 у пневмогідроаккумуляторі.

Таким чином, оператор повинен задавати попередній тиск у пневмогідросистемі залежно від виконуваної сільськогосподарської операції.

Однак можна задати одне значення попереднього тиску для різних навантажень на гаку. У цьому випадку максимальне стискання пружного елемента буде різним. Використовуючи формулу (3.36) і задавши попередній тиск 0,65 МПа, побудуємо загальну теоретичну характеристику.

Задаючи тиск P_2 , або, що еквівалентно, $P_{зак} = P_{ш}$, знайдемо переміщення сільськогосподарського знаряддя за рахунок стискання пневмогідравлічного пружного пристрою за формулою:

$$l = \frac{(P_2 - P_1)\beta V_1}{f}, \quad (3.38)$$

та будуюмо характеристику пневмогідравлічного пружного пристрою для одного значення попереднього тиску $P_1 = 0,65$ МПа.

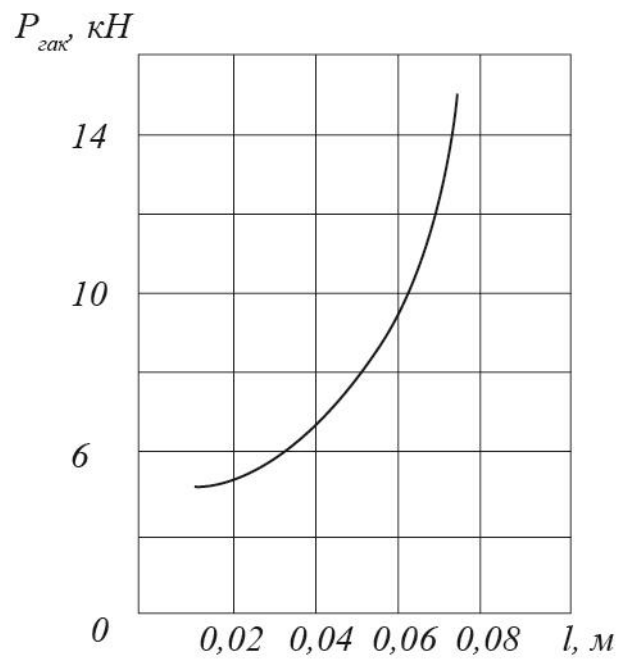


Рисунок 3.6 – Характеристика пневмогідравлічного пружного елемента при $P_1 = 0,65$ МПа

Жорсткість у будь-якій точці в даному випадку являє собою тангенс кута нахилу дотичної до кривої характеристики.

РОЗДІЛ 4 АНАЛІЗ РОБОТИ АГРЕГАТУ З ЗАПРОПОНОВАНИМ ТЕХНІЧНИМ РІШЕННЯМ

Одним із шляхів підвищення продуктивності МТА є робота на підвищених швидкостях. Однак, за даними багатьох дослідників, зі збільшенням швидкості руху підвищуються коефіцієнт буксування та опір пересуванню під час роботи із сільськогосподарськими машинами.

Дослідження коефіцієнта буксування є важливим з точки зору правильності вибору ККД ходової системи при визначенні тягових показників тракторів.

У ряді робіт професора Н.Г. Кузнєцова [5, 8] наведені дослідження та доведено, що зменшення буксування й опору пересуванню можливе за рахунок застосування пружних пристроїв у навісних системах тракторів.

На рис. 4.1 показано теоретичну зміну коефіцієнта буксування залежно від навантаження на гаку для серійного та модернізованого тракторів МТЗ-80.

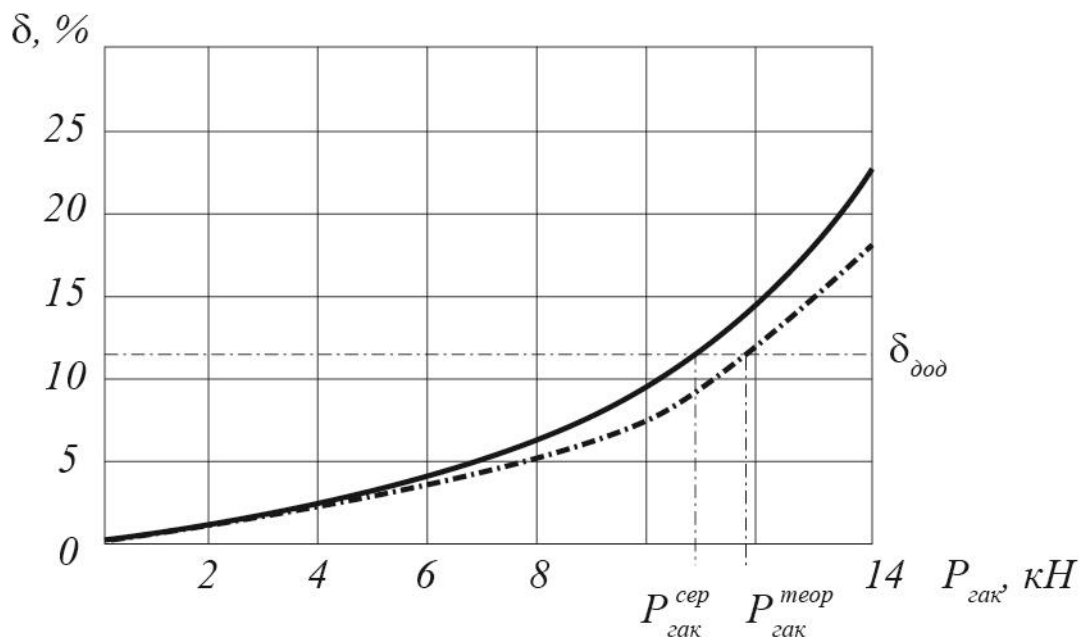


Рисунок 4.1 – Залежність коефіцієнта буксування колісного трактора МТЗ-80 від навантаження на гаку з серійною (1) та розробленою (2) навіскою при агрегуванні з плугом ПЛН-3-35 по стерні озимої пшениці

При русі трактора на 4-й передачі з навантаженням на гаку 14 кН із серійною навісною системою коефіцієнт буксування досягає 22%. При роботі трактора з тим самим плугом ПЛН-3-35, але з пневмогідравлічним пристроєм у навісній системі середнє тягове зусилля зменшиться до 13 кН, знизиться і буксування – до 15%, тобто на 7% менше порівняно із серійною навісною системою (в абсолютних значеннях).

Інша серія розрахунків була проведена на 5-й передачі при найбільшому буксуванні (моделювання роботи з культиватором КПЕ-3,8). При навантаженні на гаку 14 кН коефіцієнт буксування із серійною навісною системою досягав 30%, при навантаженні 12 кН буксування становило 20%, а при 10 кН – 13%.

При роботі трактора з тим самим сільськогосподарським знаряддям, але з пневмогідравлічним пристроєм у механізмі навіски, коефіцієнт буксування досягав 23% при гаковому навантаженні в 14 кН. У результаті «виглиблення робочих органів» (зниження навантаження на гаку) були отримані такі значення: при навантаженні на гаку 12 кН буксування становило 16%, а при 10 кН – 10%.

Із наведеного вище випливає, що при роботі трактора з одним і тим самим сільськогосподарським знаряддям на одній і тій самій ділянці середнє значення горизонтальної складової тягового зусилля з пневмогідравлічним пристроєм у навісній системі трактора зменшується. Відповідно збільшується робоча швидкість, а зі збільшенням швидкості підвищується продуктивність і знижується погектарна витрата палива. Крім того, знижується інтенсивність зростання буксування.

4.1 Вплив пневмогідравлічного пружного елемента в навісній системі трактора на частоту коливань навантаження на гаку

У серії цих розрахунків досліджувався вплив типу навіски на частоту коливань навантаження на гаку колісного трактора МТЗ-80 при підвищенні швидкості руху.

Результати цих дослідів подані у вигляді графічних залежностей – рис. 4.2.

Розрахунок проводився для стерні озимої пшениці і для плугу ПЛН-3-35, при зміні швидкості від 2,6 до 7,5 км/год. При навантаженні на гаку в 14 кН частота коливань навантаження змінювалась від 0,8 до 2 Гц для серійної навісної системи.

При введенні в роботу пневмогідравлічного пружного елемента з жорсткістю 233 кН/м у навісній системі при цій самій швидкості частота коливань навантаження на гаку знижувалась на 0,4...1,5 Гц.

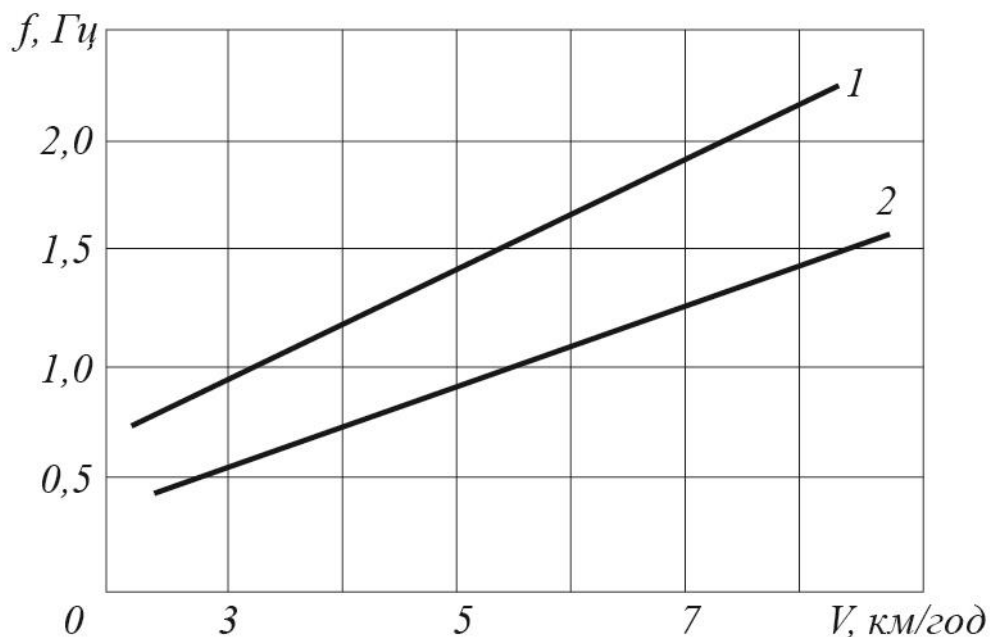


Рисунок 4.2 – Вплив швидкості руху на частоту коливань навантаження на гаку колісного трактора МТЗ-80 при русі по стерні озимої пшениці з жорсткою (1) та пружною (2) навісними системами

Частота коливань навантаження на гаку трактора зі збільшенням швидкості руху зростає для обох типів навісних систем. Найбільш ефективною в цьому випадку є навісна система, оснащена пневмогідравлічним пружним елементом, оскільки вона помітно знижує частоту коливань.

При швидкості руху 2,6 км/год частота коливань зменшилась на 0,4 Гц, а при збільшенні швидкості руху до 7,5 км/год частота коливань навантаження на гаку знизилась на 0,7 Гц порівняно з жорсткою навісною системою.

РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОЇ ПРУЖНОЇ НАВІСНОЇ СИСТЕМИ

В основу аналізу ефективності машинно-тракторного агрегату з пружною навіскою трактора покладено порівняльний метод. Оскільки експериментальний трактор включає навіску, що містить пневмогідравлічний пружний елемент, то ефективність використання даного трактора визначається відніманням показників ефективності агрегату із серійним трактором від показників трактора з пружною навіскою.

Показники економічної ефективності розраховувалися згідно з методиками та типовими нормами виробітку на механізовані польові роботи в сільському господарстві.

Балансову вартість трактора з новими додатковими вузлами визначаємо за порівняльною масою:

$$C_{БД}^{TP} = C_{БС}^{TP} \frac{G_D}{G_C}, \quad (5.1)$$

де $C_{БС}^{TP}$ – балансова вартість серійного трактора, грн.; $C_{БД}^{TP}$ – балансова вартість експериментального трактора, грн.; G_D – маса експериментального трактора, кг; G_C – маса серійного трактора, кг.

Маса трактора з новими вузлами дорівнює:

$$G_D = G_C + G_{ВУЗ}, \quad (5.2)$$

де $G_{ВУЗ}$ – маса нових вузлів, кг.

Показники економічної ефективності МТА визначаємо за трьома операціями: оранка, культивування та сівба.

Годинна продуктивність агрегату $W_{год}$ дорівнює:

$$W_{год} = 0,1 B_p V_p \eta, \quad (5.3)$$

де B_p – робоча ширина захвату агрегату, м; V_p – середня робоча швидкість агрегату, км/год; η – коефіцієнт використання робочого часу.

Змінну продуктивність агрегату визначаємо за формулою:

$$W_{зм} = W_{год} T_{зм}, \quad (5.4)$$

де $T_{зм}$ – тривалість зміни, год.

Сезонна продуктивність агрегату:

$$W_{сез} = W_{год} T_{річ}^{зн}, \quad (5.5)$$

де $T_{річ}^{зн}$ – час річного завантаження знаряддя.

Витрати праці на одиницю роботи в процесі експлуатації:

$$B_n = \frac{1}{W_{год}}. \quad (5.6)$$

Витрату палива на гектар визначаємо за формулою:

$$G_{га} = \frac{G_{год}}{W_{год}}, \quad (5.7)$$

де $G_{год}$ – годинна витрата палива, кг/год.

Експлуатаційні витрати в розрахунку на одиницю роботи визначаються за формулою:

$$B_e = B_{зн} + B_a + B_{пр} + B_{пмм}, \quad (5.8)$$

де B_a – витрати на амортизацію трактора та сільськогосподарської машини, грн.;

$B_{зн}$ – витрати на заробітну плату з нарахуваннями трактористу-машиністу, грн.;

$B_{пр}$ – витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування трактора та сільськогосподарської машини, грн.; $B_{пмм}$ – витрати на паливно-мастильні матеріали, грн.

Визначаємо витрати на заробітну плату:

$$B_{зн} = \frac{C_{год} K_{доп}}{W_{год}}, \quad (5.9)$$

де $C_{год}$ – годинна тарифна ставка тракториста-машиніста; $K_{доп}$ – коефіцієнт, що враховує додаткову оплату та нарахування.

Витрати на амортизацію трактора та знаряддя визначаються за формулою:

$$B_a = \frac{C_B^{TP} H_a^{TP}}{100 T_{річ}^{TP} W_{год}} + \frac{C_B^{3H} H_a^{3H}}{100 T_{річ}^{3H} W_{год}}, \quad (5.10)$$

де C_B^{TP} – балансова вартість трактора, грн.; H_a^{TP} – норма амортизаційних відрахувань для трактора; C_B^{3H} – балансова вартість знаряддя, грн.; H_a^{3H} – норма амортизаційних відрахувань для знаряддя; $T_{річ}^{TP}$ та $T_{річ}^{3H}$ – час річного завантаження трактора і знаряддя.

Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування МТА визначаємо за виразом:

$$B_{np} = \frac{C_B^{TP} H_p^{TP}}{100 T_{річ}^{TP} W_{год}} + \frac{C_B^{3H} H_p^{3H}}{100 T_{річ}^{3H} W_{год}}, \quad (5.11)$$

де H_p^{TP} – норма відрахувань на поточний ремонт трактора; H_p^{3H} – норма відрахувань на поточний ремонт знаряддя.

Витрати на паливно-мастильні матеріали визначаємо:

$$B_{пмм} = G_{га} \Pi_{\kappa}, \quad (5.12)$$

де Π_{κ} – комплексна вартість 1 кг паливно-мастильних матеріалів.

Економія експлуатаційних витрат за сезон дорівнює:

$$E_{ep} = (E_e^C - E_e^D) W_{сез}, \quad (5.13)$$

де E_e^C – експлуатаційні витрати на одиницю роботи МТА із серійним трактором; E_e^D – експлуатаційні витрати на одиницю роботи МТА з експериментальним трактором.

Приведені витрати визначаються за формулою:

$$\Pi B = E_e + K_{ен} K_{nut}, \quad (5.14)$$

де E_e – експлуатаційні витрати, грн.; $K_{ен}$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень; K_{nut} – питомі капітальні вкладення на одиницю роботи, грн.

Питомі капітальні вкладення на одиницю роботи визначаємо з виразу:

$$K_{nut} = \frac{\left(\frac{C_B^{TP}}{T_{pich}^{TP}} + \frac{C_B^{3H}}{T_{pich}^{3H}} \right)}{W_{zod}}. \quad (5.15)$$

Річний економічний ефект на один трактор МТЗ-80 з пружною пневмогідравлічною навіскою дорівнює:

$$E_{pich} = (PB^C - PB^D)W_{сез}, \quad (5.16)$$

де PB^C – приведені витрати серійного МТА; PB^D – приведені витрати експериментального МТА.

Зростання продуктивності одного агрегату за годину визначається за формулою:

$$\Pi_T = \frac{W_{zod}^D - W_{zod}^C}{W_{zod}^C} 100\%. \quad (5.17)$$

Термін окупності експериментальної навіски становить:

$$T_{OK} = \frac{G_{БД}^{TP} - G_{БС}^{TP}}{E_{pich}}. \quad (5.18)$$

За цією формулою отримано термін окупності навіски 1,3 року.

Результати розрахунків наведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 Економічна ефективність використання трактора із серійною та експериментальною навісками

№ з/п	Показник	Розмір ність	Позначе ння	Види агрегатів								
				ПЛН-3-35		Ефектив ність	КПЕ-3,8		Ефектив ність	СПЧ-6		Ефектив ність
				сер. нав.	екс. нав.		сер. нав.	екс. нав.		сер. нав.	екс. нав.	
1	Балансова вартість МТА	грн	C_B^{MTA}	285000	295200	—	314000	324200	—	347220	357420	—
2	Маса МТА	кг	G_{MTA}	3650	3720	—	3800	3870	—	4000	4070	—
3	Продуктивність МТА:											
	а) за 1 год. змінного часу	га/год	$W_{год}$	0,654	0,756	+	3,375	3,763	+	4,345	4,953	+
	б) за зміну	га/зм	$W_{зм}$	4,578	5,292	+	23,625	26,341	+	30,415	34,671	+
	в) за сезон	га/сез	$W_{сез}$	91,56	105,84	+	607,5	677,34	+	217,25	247,65	+
4	Витрати праці на одиницю роботи	люд. год/га	B_n	1,530	1,322	+	0,296	0,266	+	0,230	0,202	+
5	Погектарна витрата палива	кг/га	$G_{га}$	18,654	16,539	+	3,787	3,522	+	2,932	2,672	+

Продовження табл. 5.1

6	Експлуатаційні витрати:	грн./га	B_e	228,01	202,08	+	46,2	42,79	+	38,5	33,12	+
	а) заробітна плата	грн./га	B_{zn}	23,96	20,70	+	4,63	4,17	+	4,23	3,72	+
	б) амортизація	грн./га	B_a	1,65	1,32	+	0,37	0,36	+	0,31	0,27	+
	в) ТО та Р	грн./га	B_{np}	1,27	1,11	+	0,32	0,28	+	0,29	0,27	+
	г) вартість ПММ	грн./га	$B_{пмм}$	201,46	178,62	+	40,90	38,03	+	31,67	28,86	+
7	Економія експлуатаційних витрат на сезон	грн.	$I_{ев}$	—	3630,20	+	—	2309,73	+	—	837,06	+
8	Питомі капітальні вкладення на одиницю роботи	грн/га	K_{nut}	57,80	52,30	+	13,70	12,81	+	30,1	26,8	+
9	Приведені витрати	грн/га	$ПВ$	285,81	254,64	+	59,90	55,60	+	66,60	62,0	
10	Річний економічний ефект	грн	E_p		3999,03	+		2912,56	+		1634,49	+
11	Ріст продуктивності	%	$П_m$		9,2	+		8,1	+		6,9	+

ВИСНОВКИ

Аналіз теоретичних розробок з тягової динаміки колісних машинно-тракторних агрегатів на важких ґрунтах показав, що кінематичні та силові втрати колісних тракторів під час виконання сільськогосподарських операцій зростають зі збільшенням швидкості руху, а їх приріст залежить від частоти та амплітуди коливань тягового опору.

Встановлена раціональна жорсткість пневмогідравлічного пружного елемента в системі навіски, яка становить: при оранці – 200...250 кН/м; при культивуванні – 170...225 кН/м; при сівбі – 125...175 кН/м.

Раціональні значення жорсткості пружного елемента забезпечили зниження середнього тягового зусилля при використанні пружного елемента в навісці порівняно із серійною навіскою на 1 кН при виконанні однакових технологічних операцій; зменшення середніх амплітуд коливань навантаження на гаку на 40...50%; зниження частоти коливань на 0,3...0,7 Гц за рахунок підвищення плавності переїзду дрібних нерівностей.

Зниження показників динамічності процесу навантаження сприяє зменшенню кінематичних втрат (коефіцієнта буксування) на 5...8% (в абсолютних величинах) та силових втрат – на 16%.

Стабілізація навантажувального режиму машинно-тракторного агрегату в цілому забезпечує підвищення його продуктивності на 7...9% та зниження погектарної витрати палива на 7...8%.

Додаткові витрати на створення пневмогідравлічного навісного пристрою становили 10200 грн., а строк його окупності – 1,3 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Kim W.S., Lee D.H., Kim Y.J. et al. Influence of soil moisture content on the traction performance of agricultural tractors. *Soil and Tillage Research*, 2021, Vol. 207. DOI: 10.1016/j.still.2020.104851
2. Sun X., Song Y., Lu Z., Deng X. Research on a Coordinated Control Method of Tractor Electro-Hydraulic Hitch Tillage Depth and Travel Speed Based on Optimal Overall Efficiency and Economic Performance. *Agriculture*, 2025, Vol. 15(21), 2232. DOI: 10.3390/agriculture15212232
3. Čupera J., Bauer F., Sedlák P. The role of traction-control cylinder pressure on tractor–plough set performance. *Smart Agricultural Technology*, 2024. DOI: 10.1016/j.atech.2024.100552
4. Martelli M., Molari G., Mattetti M. Comprehensive lumped parameter and multibody approach for tractor dynamic performance simulation. *IET Cyber-Systems and Robotics*, 2023. DOI: 10.1049/csy2.12092
5. Bulgakov V., Pascuzzi S., Ivanovs S. et al. Improving the performance of a ploughing tractor by means of a modular draft device. *Journal of Agricultural Engineering*, 2021, Vol. 52(1). DOI: 10.4081/jae.2021.1109
6. Fanigliulo R., Biocca M., Grilli R. et al. Comparative Tests of Two Tire Models for Agricultural Tractors under Heavy Soil Conditions. *Environments*, 2026, Vol. 13(3), 150. DOI: 10.3390/environments13030150
7. Liao Q., Yang J., Rakheja S. et al. Wheel Dynamic Load Estimation Method Based on Gas Pressure of Hydro-Pneumatic Suspension. 2026. DOI: 10.48550/arXiv.2603.14242
8. Crolla D. *Vehicle Dynamics Theory and Application*. Springer, 2022. ISBN: 978-3030764890
9. Wong J.Y. *Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering*. 3rd Edition, Elsevier, 2022. ISBN: 978-0323902946
10. Rahman M., Chen Y. *Soil–Machine Interaction for Conservation Farming*. Springer, 2021. ISBN: 978-9811606793

11. Zhang Q. Precision Agriculture Technology for Crop Farming. CRC Press, 2021. ISBN: 978-0367570859
12. Wang J., Li Y., Zhao Z. Dynamic modelling and vibration characteristics of tractor–implement systems under field conditions. *Biosystems Engineering*, 2022, Vol. 214. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2021.11.012
13. Guan X., Xu L., Ji J. Effects of wheel slip on fuel consumption and traction efficiency of agricultural tractors. *Agriculture*, 2023, Vol. 13(2). DOI: 10.3390/agriculture13020358
14. Molari G., Mattetti M., Sedoni E. Energy demand and efficiency in agricultural tractor operations under different soil conditions. *Applied Sciences*, 2021, Vol. 11(3). DOI: 10.3390/app11030925
15. Grisso R., Pitman R., Perumpral J. Tractor Management for Conservation Agriculture. ASABE, 2021. ISBN: 978-1888626193
16. Nadykto V., Kyurchev V., Verkholtantseva V. Dynamics and stability of machine-tractor units during tillage operations. *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*, 2021, Vol. 7(2). DOI: 10.23939/ujmems2021.02.041
17. Bulgakov V., Adamchuk V., Arak M. et al. Theoretical study of oscillatory processes in tractor mounted systems during ploughing. *Agriculture*, 2022, Vol. 12(9). DOI: 10.3390/agriculture12091367
18. Jia H., Wang G., Li M. Ride comfort and vibration reduction of agricultural tractors equipped with hydro-pneumatic suspension systems. *Shock and Vibration*, 2021. DOI: 10.1155/2021/6643218
19. Sharma A., Azad M. Recent advances in tractor traction mechanics and soil–tire interaction modelling: A review. *Journal of Terramechanics*, 2023, Vol. 107. DOI: 10.1016/j.jterra.2023.02.004
20. Sakai K., Upadhyaya S. *Advances in Agricultural Machinery and Technologies*. Springer, 2021. ISBN: 978-9813364189

ДОДАТКИ