

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
“ ” 2023 р.
Зав. кафедри К.Т.Н., доцент
(науковий ступінь, вчене звання)
А.В. Войтік
(підпис) (ініціали, прізвище)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломної роботи
магістр
(освітній рівень)

тема роботи: «Підвищення надійності гусеничних машин шляхом обмеження пікових навантажень в елементах ходової частини трансмісії трактора при різних режимах руху»

Виконав: студент 2 курсу, групи 21м-ім
освітньої програми магістр
спеціальності 208
«Агроінженерія»
СТУЛЬКІВСЬКИЙ Микола Васильович
(прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., професор Дідур В.В.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

м. Умань – 2023 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Освітня програма магістр
Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
А.В. Войтік
“ ” 2023 р.

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

студенту Стульківському Миколі Васильовичу.
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Підвищення надійності гусеничних машин шляхом обмеження пікових навантажень в елементах ходової частини трансмісії трактора при різних режимах руху»

керівник роботи д.т.н., професор Дідур В.В.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від
“14” листопада 2023 р. № 01-06/261

2. Строк подання студентом роботи 25.11.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи: технічна характеристика трактора Білорусь-2103 та агрегованих з ним навісних машин; літературні джерела; патентне дослідження з удосконалення гусеничного ланцюга

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

- провести аналіз результатів відомих науково-дослідних робіт і огляд літератури щодо оцінки динамічної навантаженості елементів трансмісії і ходової частини гусеничних машин;
- визначити вплив навантаженості елементів трансмісії на показники надійності цих машин;
- розробити ефективні методи забезпечення показників надійності.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 20 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломної роботи: мета і завдання дослідження; технічна характеристика трактора Білорусь-2103 та агрегованих з ним навісних

машин; конструкції особливості гусеничних рушіїв; показники економічної ефективності.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., доцент		
Техніко-економічне обґрунтування	Дідур В.В., доцент		

7. Дата видачі завдання 23 квітня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	30.04.2023 р.	
2.	Розділ 1.	14.05.2023 р.	
3.	Розділ 2.	28.05.2023 р.	
4.	Розділ 3.	11.06.2023 р.	
5.	Розділ 4.	25.06.2023 р.	
6.	Розділ 5.	24.09.2023 р.	
7.	Виконання ілюстративної частини роботи	23.10.2023 р.	
8.	Представлення роботи керівнику на перевірку	25.11.2023 р.	

Студент

(підпис)

Стульківський М.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Дідур В.В.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Стульківський М.В. Підвищення надійності гусеничних машин шляхом обмеження пікових навантажень в елементах ходової частини трансмісії трактора при різних режимах руху (Дипломна робота, Уманський національний університет садівництва, 2023: пояснювальна записка на 82 сторінках, у т.ч. 5 розділів, 23 рисунки, 8 таблиць, 10 джерел літератури).

Робота присвячена покращенню тягово-зчіпних показників тракторів. Механічна дія рушіїв на ґрунт не може розглядатися тільки з боку ущільнюючої дії, оскільки одночасно з цим відбувається інтенсивне руйнування його структури під впливом буксування. Саме тому за об'єкт удосконалення вибрано гусеничний рушій.

Для реалізації поставленої мети в першому розділі було проаналізовано сучасні силові передачі гусеничних машин та вимог до них при агрегуванні.

В другому розділі проаналізовано конструктивні особливості гусеничних рушіїв та проведено патентне дослідження з удосконалення гусеничного ланцюга.

В третьому розділі розроблено конструктивне рішення по вдосконаленню шарніра гусеничного ланцюга. Розраховано сили і напруги діючі в шарнірі, проведено тяговий розрахунок трактора

Розроблено питання з охорони праці при експлуатації гусеничних тракторів.

Виконано економічне обґрунтування запропонованого удосконалення.

Ключові слова: ГУСЕНИЧНИЙ ТРАКТОР, ТРАНСМІСІЯ, ШАРНІР, ЛАНЦЮГ, СИЛОВА ПЕРЕДАЧА, ПИТОМИЙ ТИСК НА ГРУНТ, КОНСТРУКЦІЯ, АГРЕГАТУВАННЯ, ТЯГОВО-ЗЧІПНІ ПОКАЗНИКИ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1	
СУЧАСНІ СИЛОВІ ПЕРЕДАЧІ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН І ВИМОГИ ДО НИХ ПРИ АГРЕГАТУВАННІ.....	8
РОЗДІЛ 2	
АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ХОДОВИХ СИСТЕМ ГУСЕНИЧНИХ ТРАКТОРІВ.....	22
2.1 Технічна характеристика трактора Білорусь-2103 та агрегованих з ним навісних машин.....	22
2.2 Конструктивні особливості гусеничних рушіїв.....	24
2.3 Тенденції розвитку конструкцій рушіїв гусеничних тракторів.....	37
2.4 Патентне дослідження з удосконалення гусеничного ланцюга....	38
РОЗДІЛ 3	
КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА.....	49
3.1 Опис конструктивного рішення по вдосконаленню шарніра гусеничного ланцюга.....	49
3.2 Розрахунок сил і напруги діючих в шарнірі.....	53
3.3 Розподіл тиску гусеничного рушія на ґрунт.....	56
3.4 Тяговий розрахунок трактора.....	60
РОЗДІЛ 4	
ОХОРОНА ПРАЦІ.....	65
4.1 Загальні вимоги безпеки.....	65
4.2 Вимоги безпеки перед початком роботи.....	70
4.3. Вимоги безпеки під час роботи.....	71
4.4 Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях.....	73
4.5 Вимоги безпеки після закінчення роботи	74
РОЗДІЛ 5	
ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РОБОТИ.....	75
5.1 Обґрунтування початкових даних для розрахунку економічної ефективності.....	75
5.2 Розрахунок експлуатаційних витрат.....	76
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	81
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	82

ВСТУП

Основні завдання агропромислового комплексу – досягнення стійкого зростання сільськогосподарського виробництва, надійне забезпечення країни продуктами харчування і сільськогосподарською сировиною, об'єднання зусиль всіх галузей комплексу для отримання високих кінцевих результатів відповідно до продовольчої програми. Одне з найважливіших завдань, поставлених в продовольчій програмі, – неухильно підвищувати технічний рівень, якість і особливо надійність тракторів і інших сільськогосподарських машин.

У сучасних умовах, коли сільське господарство переходить на ринкові відносини, зростають вимоги до техніки. Ринкові відносини передбачають зміни як у великих так і дрібних господарствах. У зв'язку з цим збільшується попит на трактора загального призначення [1].

До основних експлуатаційних властивостей тракторів відноситься група техніко - економічних властивостей. Вони характеризуються, перш за усе, продуктивністю і паливною економічністю. Однак це призводить як до ускладнення конструкцій, так і розширення їх функціональних можливостей, що пов'язано із збільшенням числа їх вузлів (складальних одиниць) і маси. Велика вага підвищує дію механічної дії ходових систем на ґрунт – переущільнення ґрунту і інших негативних наслідків, що знижують її родючість і врожайність сільськогосподарських культур.

Механічна дія рушіїв на ґрунт не може розглядатися тільки з боку ущільнюючої дії, оскільки одночасно з цим відбувається інтенсивне руйнування його структури під впливом буксування. Саме тому за об'єкт удосконалення вибрано гусеничний рушій.

Різносторонні і різнопланові дослідження різних авторів показують, що сучасні гусеничні трактора вже мають хороші зчіпні властивості. Проте не враховується, що подальше покращення зчіпних якостей сільськогосподарського трактора за рахунок конструкції дозволить зменшити його вагу, тобто зменшити металоємність і заощадити паливо. Чим краще зчеплення трактора з ґрунтом, тим

стійкіший прямолінійний рух трактора і краще здійснити автоматизацію його управління. Чим менше опір коченню трактора, тим більший опір робочої машини він може долати, тобто мати вищу питому силу тяги на гаку (коефіцієнт використання ваги трактора), по якому часто і оцінюють зчеплення трактора з ґрунтом,

Отже, тягові і зчіпні властивості трактора пов'язані між собою. Забезпечення надійного зчеплення сільськогосподарського трактора з ґрунтом за граничних умов роботи веде до зменшення його буксування на типових режимах роботи

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНІ СИЛОВІ ПЕРЕДАЧІ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН І ВИМОГИ ДО НИХ ПРИ АГРЕГАТУВАННІ

Одним з найважливіших елементів гусеничного трактора є трансмісія. У сучасних тракторів маса трансмісій зазвичай становить близько 40% маси машини. Висока навантаженість деталей трансмісій гусеничних тракторів підтверджується даними про відмови і недостатнім ресурсом. Так, за даними експлуатації відмови трансмісій, що виникають через 4000-6000 мотогодин, складають до 20-25% від загального числа відмов. У той же час сучасні трансмісії енергонасичених машин повинні мати ресурс в межах 14000-16000 мотогодин до капітального ремонту [1].

Необхідно відзначити, що в експлуатації знаходиться великий парк раніше випущених тракторів, що мають високий ступінь зношеності, життєдіяльність яких підтримується великим обсягом ремонтних операцій і постійним збільшенням кількості поставляються заводами запасних частин [1]. У цих умовах важливо при ремонті використовувати модернізовані деталі і вузли, які задовольняють умові взаємозамінності, але при цьому мають більш високі технічні характеристики. Це дозволяє підвищити ресурс машин в післяремонтний період.

З досвіду експлуатації відомо [1], що для тракторної трансмісії характерним є різкозмінний режим навантаження, обумовлений як складними умовами експлуатації, так і внутрішніми динамічними процесами, пов'язаними зі змінною жорсткістю, деформаціями і недостатньою точністю виготовлення деталей. У міру експлуатації навантаженість силових елементів збільшується.

З аналізу даних про граничні станах високонавантажених зубчастих коліс трансмісії [1] слід, що вихід їх з ладу обумовлений, перш за все, контактними руйнуваннями, викликаними довгодіючими ударно-циклічними навантаженнями, або втомного руйнування зубів.

З огляду на викладене, слід констатувати, що актуальними є наукові дослідження, спрямовані на більш глибоке вивчення факторів, що впливають на навантаженість силових елементів трансмісій. Зокрема прискорень тягово-транспортного засобу, і розробка на цій базі науково-обґрунтованих методів і технічних рішень, що дозволяють не тільки більш вірогідно врахувати навантаження при розрахунках, а й розробити рекомендації, що забезпечують зниження навантаженості і підвищення експлуатаційних показників трансмісій, як машин, що знаходяться в експлуатації, так і модернізованих або знову створюваних машин.

Динамічна навантаженість силової передачі в експлуатації формується в результаті дії як зовнішніх, так і внутрішніх збурень. Найчастіше найбільшим шкідливою дією володіють мають велику динамічну складову зовнішні обурення. Основними серед них є флуктуації кривої навантаження, нерівномірність крутного моменту двигуна, обурення від коливань кістяка на підвісці, викликаних нерівністю дороги або поля, нерівномірність перемотування гусениці - для гусеничних машин, а також впливу з боку систем управління. Основними серед внутрішніх вважаються кінематичні і силові обурення від переацеплення шестерень, несоосності валів, нерівномірності обертання кардана, деформацій і зсувів корпусних деталей [2, 3].

Розглянемо питання призначення, основні вимоги та класифікація силових передач. Силова передача (трансмісія) призначається для передачі і перетворення силового потоку (СП) від приводного двигуна до рушія машини.

Основне призначення силової передачі - це узгодження частоти обертання валу приводного двигуна з частотою обертання рушіїв машини і забезпечення безперервного регулювання СП при прямолінійній русі і при повороті машини.

Конструктивно силова передача повинна бути компактною, легкою, надійною в роботі, компоновочно гнучкою і мати високий ККД на експлуатаційному режимі роботи [4].

Необхідне узгодження частот обертання валу двигуна і рушіїв машини

забезпечується наявністю в силовій передачі редукторів - механізмів, які мають постійне передавальне число, і трансформатора крутного моменту (ТКМ).

Силові передачі можна класифікувати за типом застосовуються в них ТКМ (див. рис. 1.1), їх склад наведено на рисунку 1.1. Силові передачі можуть бути також диференціальні і блокувальні. Диференціальна передача має міжосьові і міжколісні зв'язку з двома ступенями свободи, блокувана - з одним ступенем свободи [4].

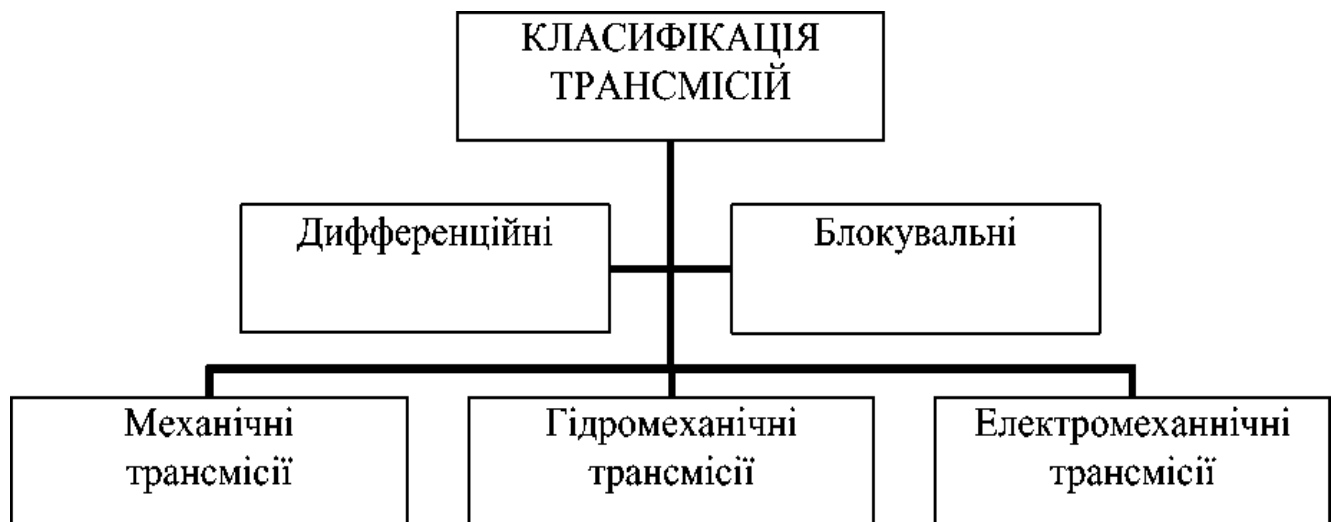


Рис. 1.1 Класифікація трансмісій

Розглянемо типи силових передач і схеми їх силових потоків. На рис. 1.2 представлена схема силової передачі гусеничної машини (а) і її силова передача (б).

Бортові фрикціони з гальмами утворюють механізм повороту гусеничної машини. Силова передача блокувана міжбортовими зв'язками.

Вимиканням одного з фрикціонів і пригальмовуванням гальма того ж борту здійснюється поворот машини.

Склад трансмісії гусеничних машин: головний фрикціон, коробка передач, вхідний редуктор, бортовий редуктор, механізм повороту.

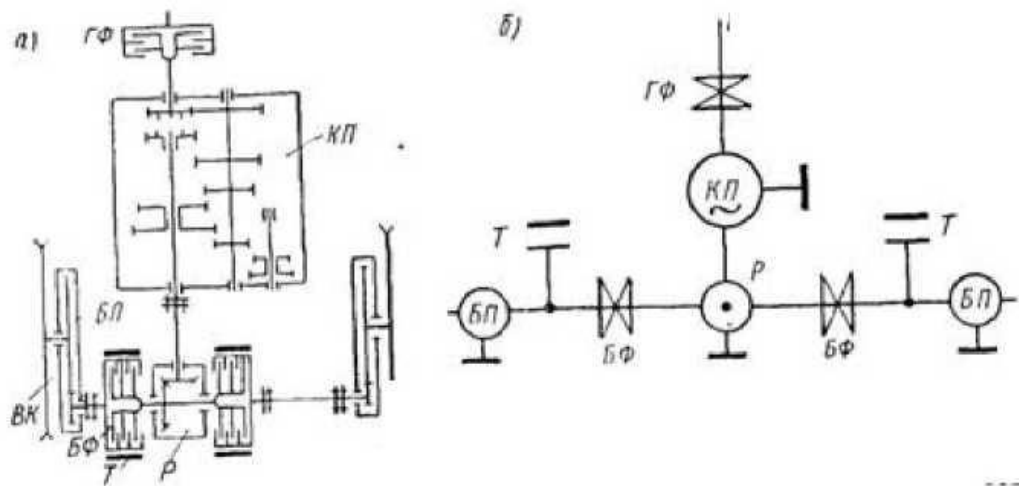


Рис. 1.2. Силова передача гусеничної машини

ГФ зчеплення (головний фрикціон), КП - коробка передач, Р - конічний редуктор, БФ - блокувальні муфти (бортові фрикціони), Т - гальма, БП - бортові передачі [4]

Основним елементом сучасних безперервних силових передач гідростатичного або електричного типу є мотор-колесо (рис. 1.3). Останнє утворює елемент ходової частини машини. Двигуни мотор-колесо приєднуються до генератора, встановленому спільно з приводним двигуном і живляться від нього.

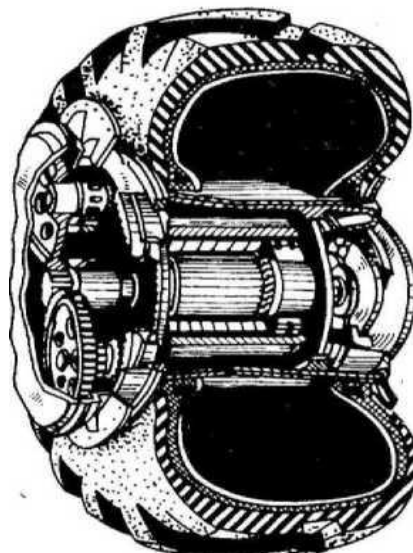


Рис. 1.3. Мотор-колесо [4]

На рис. 1.4, б приведена схема СП передачі. Зі схеми випливає, що двигуни

коліс Д підключені до генератора Г паралельно. При паралельному підключенні силова передача буде блокованою. [4].

В даний час електричні силові передачі типу мотор-колесо отримали широкий розвиток. Зокрема, є передачі, в яких змінний струм використовується в якості силового струму. В цьому випадку в мотор- колесах вбудовані асинхронні двигуни, а регулювання їх виробляється за рахунок зміни частоти струму. Однак частотне регулювання асинхронних двигунів - поки не вирішена проблема, хоча її рішенням видається велика увага [4]. На рис. 1.5 приведена схема трансмісії гусеничних тракторів фірми Кейс.

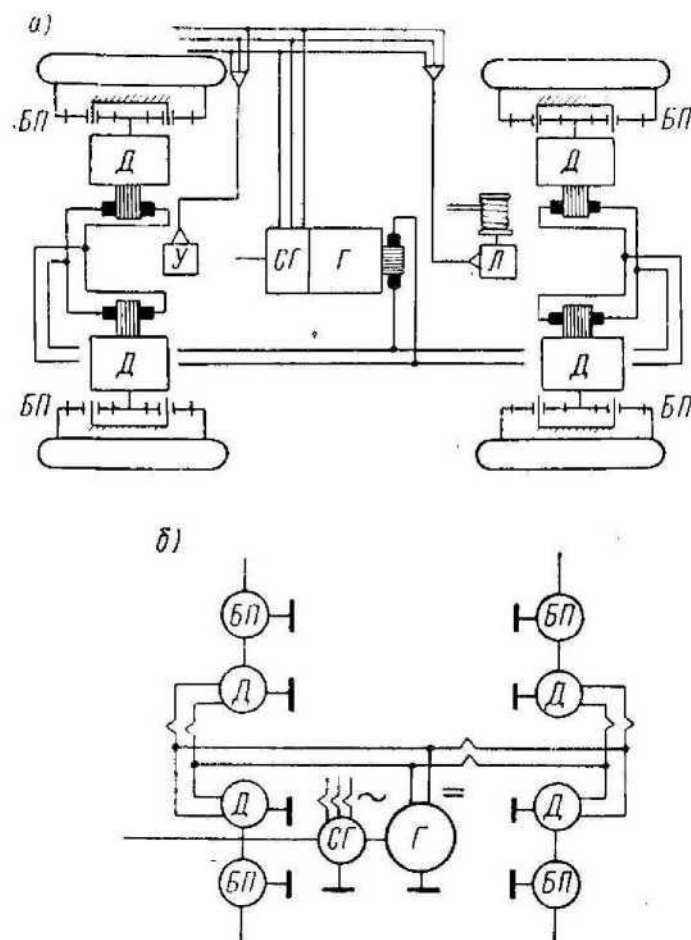
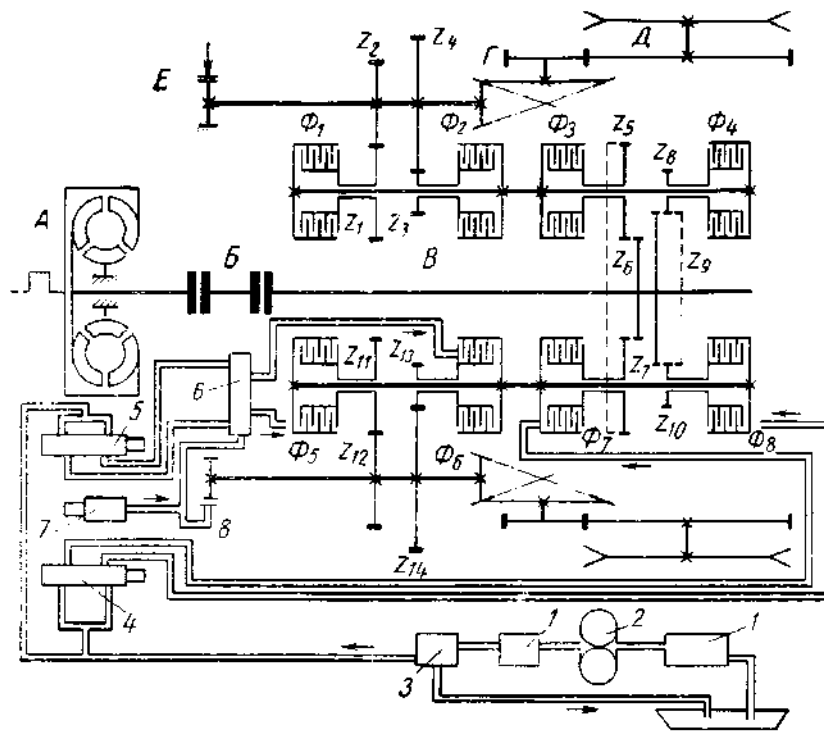


Рис.1.4. Силовая передача с мотор-колесами (а) і її СП (б) [4]

В останні десятиліття мав місце значний прогрес у розвитку аналітичних і чисельних методів дослідження нелінійних коливань. Серед робіт, присвячених цим методам, слід зазначити, перш за все, роботи: Дж. П. Ден-Гартога [5], І.Г. Малкіна [6], Є.П. Попова і І.П. Пальтова [7], та ін.



А - ГТКМ; Б - карданный вал; В - двошвидкісний коробка передач; Г - одноступенева головна передача; Д - одноступенева кінцева передача; Е - зупинний гальмо; 1 - фільтр; 2 - масляний насос; 3 - клапан зливу; 4 - золотник вибору напрямку; 5 - золотник вибору передачі; 6 - клапан виключення фрикційних муфт при гальмуванні; 7 - головний гальмівний циліндр; 8 - бустер зупинкового гальма.

Рисунок 1.5 - Кінематична і гідравлічна схеми трансмісії гусеничних тракторів 800 і 1000 фірми Кейс з незалежним приводом кожній гусениці

Вібраційні процеси можуть істотно зменшувати ресурс роботи або взагалі приводити до поломок силових передач. Завдання зниження зазначених навантажень є завданням вібраційного синтезу. Серед робіт, близьких по тематиці до цієї проблеми, слід, перш за все, відзначити роботи І.І. Вульфсона і М.З. Коловський [8], В.А. Троїцького [9].

Пошкодження і відмови деталей і вузлів гальмівних систем обумовлені, перш за все, умовами експлуатації [10]. Для багатьох типів машин характерним є

резкопеременною режим навантаження, що супроводжується появою прискорень машини в трьох площинах.

Загальний навантажувальний режим самохідної машини можна представити у вигляді суми квазистатичної і декількох динамічних складових. Статична складова описує фізичне взаємодія рушіїв при переміщенні по ґрунту, а також процес взаємодії робочих органів з ґрунтом. Численні експерименти свідчать про те, що статична складова режиму навантаження може бути описана стаціонарним випадковим процесом, характеристики якого для машини однієї моделі при експлуатації в однакових умовах є ідентичними [10].

Статична складова є основною складовою процесу навантаження гальмівної системи і може бути прийнята з відповідними коефіцієнтами, що враховують динамічні навантаження, за навантажувальний режим при розрахунках і проектуванні гальм.

Динамічні навантаження, що виникають в процесі експлуатації, можна розділити на постійно діючі при сталому русі з постійною швидкістю, і на виникаючі в перехідних процесах руху машини. Динамічні навантаження першої групи, викликані поздовжніми і кутовими коливаннями, взаємодією трансмісії і ходової частиною і підвіскою, мінливістю крутного моменту двигуна, а також нерівномірністю крутного моменту, що передається карданними і зубчастими передачами, в першому наближенні можуть бути описані квазістаціонарними випадковими процесами [10].

Динамічні навантаження, що виникають при перехідних процесах руху машини, таких як зрушення з місця, розгін і гальмування, перемикання передач, автоколивальних процесах при рушанні і буксованні, описуються нестаціонарними випадковими процесами.

Існує два принципових методи оцінки статичної складової навантажувального режиму на стадії проектування: моделювання руху самохідної машини по заздалегідь вибраним, так званим, «типовим» маршрутами руху і побудови векторної статичної моделі навантаження на підставі статистичної

обробки експериментальних даних випробувань моделі-аналога в різних експлуатаційних умовах. При розробці імітаційної моделі руху самохідної машини необхідно враховувати, що система «машина-водій-дорога» є статичною системою. Модель руху машини розглядається як детермінована модель з випадковими вхідними сигналами, що відображають змінні сумарний опір руху і дорожню обстановку [10].

Наведений вище аналіз дозволяє сформулювати загальні вимоги до трансмісіям транспортних засобів [wiki]:

- забезпечення високих тягових якостей і швидкості машини при прямолінійній русі і повороті;
- простота і легкість управління, що виключають швидку стомлюваність водія;
- висока надійність роботи протягом тривалого періоду експлуатації;
- малі маса і габаритні розміри агрегатів;
- простота (технологічність) у виробництві, зручність в обслуговуванні при експлуатації і ремонті;
- високий ККД;
- в машинах високого класу додається вимога безшумності.

Слід зазначити, що плавність ходу є необхідним фактором зниження динамічної навантаженості трансмісії трактора. Одним із шляхів зменшення динамічної навантаженості енергонасичених сільськогосподарських

тракторів, підвищення їх надійності та експлуатаційних якостей, є удосконалення системи підресорювання трактора, що сприяє зниженню загального рівня низькочастотних коливань.

До числа найважливіших експлуатаційних показників трактора, що забезпечують зниження динамічної навантаженості вузлів і деталей трактора, зменшення стомлюваності тракториста, підвищення тягово-зчіпних якостей трактора, продуктивності, поліпшення агротехнічних показників роботи, є плавність ходу. Особливо актуальною проблема поліпшення плавності ходу стала при масовому впровадженні в сільське господарство енергонасичених швидкісних

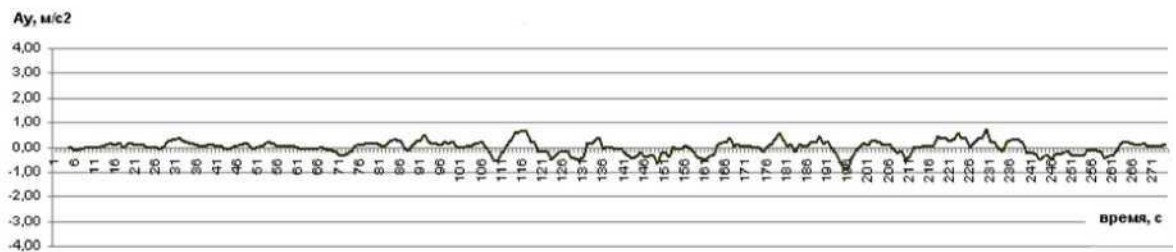
тракторів. Відомо, що на плавність ходу трактора впливає компоновка агрегатів і вузлів, база і колія трактора, демпфирующие властивості системи підресорювання, ходової системи в цілому і трансмісії, а також характеристики нерівностей шляху і сили тяги на гаку. До числа найбільш значущих конструктивних факторів, що впливають на плавність ходу, відносяться характеристики системи підресорювання і динамічні характеристики трансмісії. Внаслідок кінематичних особливостей роботи гусеничного рушія робота пружних елементів підвіски в значній мірі впливає на крутильні коливання валів трансмісії, які істотно залежать від типу і параметрів трансмісії. При цьому тип трансмісії надає певний вплив на роботу пружних елементів підвіски, на зміну рівня низькочастотних коливань і показники плавності ходу трактора. Так як коливання підресореного остова і валів трансмісії взаємопов'язані, зниження рівня вібронавантаження швидкісних с.-г. тракторів може бути забезпечено як за рахунок раціонального компонування трактора і оптимального вибору характеристик системи підресорення, так і за рахунок зниження крутильних коливань в системі "двигун-трансмісія". У роботах В.Я. Аніловіча, Г.М. Кутькова, І.Б. Барского і інших вказується на незадовільну плавність ходи гусеничних швидкісних с.-г. тракторів класу 3. У роботі [11] приводяться прискорення під час руху трактора по опорній поверхні (рис. 1.6)

Плавність ходу трактора, автомобіля та іншої самохідної машини характеризується здатністю машини долати нерівності шляху без збільшення тряски, галопування. Стосовно до с.-г. тракторам плавність ходу проявляється в здатності поглинати поштовхи, окремі удари, надмірне розгойдування при русі по нерівностях шляху і характеризується вібронавантаженістю остова і робочого місця тракториста. Найбільш істотний вплив на плавність ходу надають характеристики мікропрофілю, викликаючи випадкові коливання, відповідні низькочастотної частини спектра коливань підресорених мас машини, що несуть основну частину загальної енергії коливальних процесів. Зниження рівня низькочастотних коливань дозволяє знизити стомлюваність тракториста,

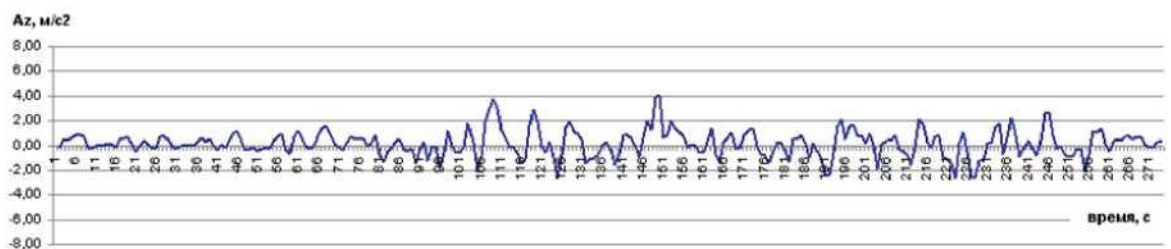
поліпшити якість виконуваних с.-г. операцій, підвищити надійність, економічність роботи МТА і продуктивність праці, і є найважливішим завданням у вирішенні проблеми плавності ходу трактора.



а)



б)



в)

Рисунок 1.6 - Зміна поздовжніх, бічних і вертикальних прискорень безпружинних мас ТТС при русі по ґрунті: а - поздовжні прискорення; б - бічні прискорення; в - вертикальні прискорення.

В дослідженні низькочастотних коливань і плавності ходу колісних і гусеничних машин можна виділити три основні напрямки:

1. Дослідження низькочастотних коливань колісних машин (автомобілів, тракторів, комбайнів та ін.).
2. Дослідження низькочастотних коливань гусеничних машин (тягачів,

тракторів та ін.).

3. Дослідження низькочастотних коливань транспортних машин і характеру впливу коливань на людину. Великий внесок у розвиток теорії підресорювання автомобілів і гусеничних транспортних машин внесли А.А. Хачатуров, Б.Б. Цимбалін, А.К. Бируля, А.Д. Дербаремдікер, Д.В. Гельфгата, А.А. Силаєв, В.Ф. Платонов, Н.А. Потішника, Б.Л. Афанасьєв, О.К. Прутчиков і інші вчені. В роботі Д.А. Чудакова наводиться методика розрахунку центру пружності і моменту інерції трактора, розглядається вплив на коливання кістяка коефіцієнтів розподілу мас і жорсткості підвіски з урахуванням установки гідроамортизаторів в систему підресорювання сидіння. Однак взаємозв'язок коливань кістяка і деталей трансмісії не враховується. В роботі Д.А. Попова найбільш повно сформульовані основні завдання розрахунку лінійних і нелінійних систем підресорювання гусеничних тракторів. Для розрахунку підвісок з нелінійною характеристикою запропоновано використовувати метод гармонійної лінеаризації, що дозволяє виконувати розрахунки нелінійної коливальної системи з достатньою для практичного використання точністю і наближати результати розрахунку до експериментальних.

У роботі[11] наведені результати досліджень плавності ходу колісних с.-г. тракторів з підресореним переднім мостом. Встановлено, що основним джерелом коливань кістяка і сидіння є нерівності шляху, вплив яких на трактор залежить від суперечливості руху. За результатами досліджень розроблені методики розрахунку параметрів плавності ходу колісних тракторів, визначені оптимальні значення параметрів підвіски і зроблені висновки про доцільність підресорення переднього моста, введення гідроамортизаторів в підвіску остова і сидіння.

Питання теоретичного і експериментального дослідження плавності ходу гусеничних с.-г. тракторів з полужестійкою підвіскою остова розглянуті в роботах Платонова В.Ф., Кримського А.Н. і ряді інших. Запропонований метод теоретичного і експериментального дослідження плавності ходу гусеничних тракторів з різними системами підресорювання. Проведено дослідження

коливання швидкісних с.-г. тракторів з урахуванням впливу коливання в системі підресорювання на крутильного коливання валів трансмісії. Виявлено, що головного причиною низькочастотних коливань кістяка є нерівності шляху и в меншій мірі - коливання тягового опору.

Підвищення швидкостей руху МТА і викликане цим збільшення динамічної навантаженості всіх коливальних систем трактора, в тому числі системи підресорювання, висунуло проблему плавності ходу в ряд найважливіших. З метою зниження рівня низькочастотних коливань, поліпшення плавності ходу проведені дослідження, спрямовані на вдосконалення системи підресорювання кістяка, кабіни і сидіння трактора, вдосконалення інших коливальних систем трактора, зниження рівня зовнішніх збурюючих впливів шляхом підготовки безрезонансних мікрорельєфів полів. Як показано в роботах В.І.Анохіна, радикальним засобом захисту двигуна від коливань зовнішнього навантаження і зменшення крутильних коливань валів трансмісії є застосування в трансмісії гусеничного трактора непрозорого ГТ. У ряді робіт вивчено вплив ГМТ на коливання і плавність ходу швидкісних гусеничних с.-г. тракторів. Запропоновані спрощені математичні моделі не дозволяють провести досить повний аналіз впливу ГМТ на різні параметри плавності ходу. В даний час при дослідженні коливань і розрахунку систем підресорювання тракторів і автомобілів широко використовуються методи теорії коливань і статистичної динаміки. Однак вплив типу трансмісії на параметри коливальної системи трактора вивчені мало. Пропоновані методи конструювання і розрахунку систем підресорювання гусеничних машин і с.-г. тракторів не враховують вплив типу трансмісії на динамічну навантаженість деталей підвіски.

Для досить повного аналізу плавності ходу трактора з ГМТ становлять найбільший інтерес такі оціночні параметри.

1. Параметри, що характеризують коливання підресорених мас остова - вертикальні переміщення підресорених мас остова в зоні центру мас щодо горизонтальній площині і поздовжньо-кутові переміщення.

2. Параметри, що характеризують динамічну навантаженість остова - вертикальні і горизонтальні прискорення кістяка в зоні центру мас.

3. Параметри, що характеризують динамічну та теплову навантаженість деталей підвіски остова - наведені вертикальні деформації пружних елементів.

4. Параметри, що характеризують роботу підвіски сидіння і умови праці тракториста - приведена до напрямку, перпендикулярно підлозі кабіни, деформація пружного елемента, горизонтальні і вертикальні прискорення умовної точки кріплення сидіння до підлоги кабіни і точки, пов'язаної з платформою сидіння, на рівні ший.

5. Параметр, що характеризує вплив коливань трактора на агротехнічні показники роботи - вертикальне переміщення точки причепа відносно горизонтальної площини.

Проте, ні в одній з розглянутих робіт не запропонована методика оцінки енергетичних втрат, пов'язаних з вертикальними деформаціями ґрунту, яка враховувала б взаємозв'язок коливань кістяка і деформацій ґрунту під опорними катками і вплив на енергетичні втрати типу трансмісії. По плавності ходу гусеничних с.-х. тракторів з ГМТ виконано порівняно невелика кількість досліджень, результати яких не дозволяють дати достатньо повну оцінку впливу прискорень проєктованих тракторів на динамічну навантаженість трансмісії.

Поява цифрової обчислювальної техніки дозволило вирішувати з високою точністю будь-які формалізовані завдання. Застосування в обчислювальній техніці систем зв'язку з зовнішніми пристроями уможливило створення систем управління і діагностики будь-якої складності. Таким чином, становить інтерес моделювання роботи силових передач гусеничних машин з метою визначення їх динамічної навантаженості.

Висновки по розділу

1. Проведений аналіз результатів відомих науково-дослідних робіт і огляд літератури показали відсутність рекомендацій щодо оцінки динамічної

навантаженості елементів трансмісії і ходової частини гусеничних машин, що не дозволяє визначити її вплив на показники надійності цих машин і розробити ефективні методи забезпечення цих показників надійності.

2. На підставі наведеного аналізу можна зробити висновок про те, що деталі, вузли і агрегати самохідних машин працюють в умовах багатофакторного впливу. Це призводить до зниження необхідного рівня надійності та відмов в умовах експлуатації.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ХОДОВИХ СИСТЕМ ГУСЕНИЧНИХ ТРАКТОРІВ

2.1 Технічна характеристика трактора Білорусь-2103 та агрегованих з ним навісних машин

Серед всіх тракторних заводів країн ближнього зарубіжжя Мінський тракторний завод єдиний, який випускає моделі тракторів всіх існуючих класів, - від маленьких садово-городнього потужністю від 8 к. с. до потужних 190-сильних - гусеничних та 300-сильних колісних тракторів.

У дипломній роботі до розгляду узято трактор (рис. 2.1), який є на балансі господарства Беларус- 2103: трактор класу 4 тонна сили – гусеничний, загального призначення, для роботи в сільському господарстві з навісним (включаючи фронтальне і бічне навішування), напівнавісними, причіпними, гідрофікованими, комбінованими машинами і знаряддями (табл. 2.1) [12].



Рисунок 2.1 – Загальний вигляд трактора Беларус – 2103

Трактор призначений для виконання оранки середніх і важких ґрунтів на

глибину до 350 мм, дискування ґрунту, суцільної культивуації, посіву, прибиральних, транспортних, дорожньо-землерийних робіт, робіт в зрошувальному землеробстві і роботи з вантажними матеріалами. Для виконання оранки важких ґрунтів або глибокої оранки, трактор добре агрегатуватися з восьми корпусним плугом.

Тягові і швидкісні показники при роботі трактора на стерні наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Тягові і швидкісні показники при роботі трактора на стерні

Найменування параметра	Показник
Номінальне тягове зусилля, кН:	
- номінальне	40
- максимальне (при тривалій роботі)	60

Основні показники, які характеризують трактор Беларус – 2103 наведено в таблиці 2.2 [12].

Таблиця 2.2 – Експлуатаційні показники трактора.

Найменування параметра	Показник
Повздовжня база, мм	1800...1900
Колія, мм	1300...1400
Дорожній просвіт, мм	430...450
Маса баластового вантажу, кг	400...500
Довжина з навісним обладнанням, мм	5600
Ширина, мм	1800...1900
Висота, мм	3000-3100
Експлуатаційна маса, кг	7600...7700
Середній тиск на ґрунт (без баласта), кПа	30-40
Ширина гусениць, мм	460...480
Довжина	6250

Оскільки удосконаленню підлягає ходова система трактора, то проаналізуємо його трансмісію. Силова передача трактора механічна багатоступінчаста передача с дистанційним перемиканням на ходу без зупинки трактора. Механізм повороту повинен забезпечувати стійкий прямолінійний рух при зміщенні з точки прикладання тягового зусилля до 150 мм від повздовжньої осі трактора і плавних поворотів в кінці гону, з агрегатами, робочі органи яких не виключаються (зубові борони, дискові борони і т.д.).

Ходовий апарат і підвіска трактора повинні забезпечувати необхідні умови роботи тракториста і збереження машини при роботі на підвищених швидкостях при виконанні сільськогосподарських операцій і транспортуванні навісних знарядь. Конструкція гусениці трактора повинна забезпечувати нормальну роботу в зимових і літніх умовах. Має бути передбачена можливість установки спеціальних гусениць для роботи з штучним покриттям. Періодичність поповнення мастила в ходовій системі – не частіше ніж через 1000 годин [12].

2.2 Конструктивні особливості гусеничних рушіїв

Гусеничний ланцюг є головним елементом гусеничного рушія, через який реалізуються основні позитивні якості гусеничного трактора. Зазвичай на тракторі встановлюють рушії з двома гусеницями. Існують конструкції зчленованих тракторів з чотирма гусеницями. Гусениці призначені для створення великої опорної поверхні, що забезпечує необхідний тиск на ґрунт при значній вазі трактора і надійне зчеплення його з ґрунтом, а також для створення нескінченних рейкових шляхів для перекочування опорних катків рушія і перетворення крутного моменту, що підводиться до привідних коліс, через тягу, що переміщає тракторний агрегат [13].

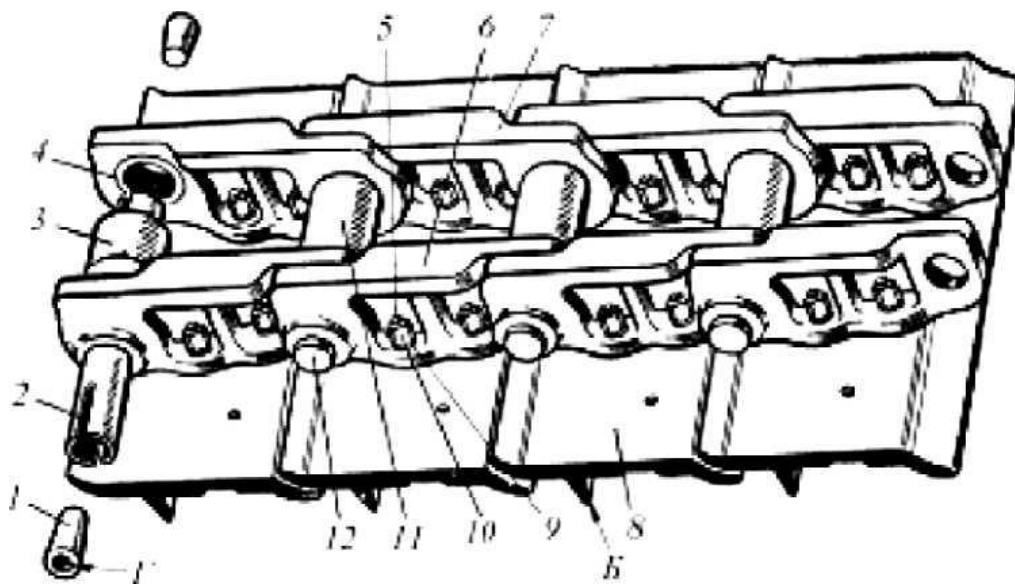
Враховуючи призначення гусеничного ланцюга, і важкі зовнішні умови їх роботи, до них пред'являють ряд вимог: вони повинні мати підвищену міцність і зносостійкість при можливо меншій металоємності; бути гранично простими і недорогими у виготовленні, експлуатації і ремонті.

Сучасні гусениці класифікують, в першу чергу, за типом їх загальної конструкції. Перші – традиційні, такі, що складаються з окремих металевих шарнірносполучених ланок, а другі – монолітні гумоармовані, на вітчизняних тракторах раніше не застосовувалися.

Подальшу основну класифікацію металевих гусеничних ланцюгів проводять по конструктивному виконанню їх ланок – вони бувають складені і суцільнолиті. Окрім цього ланки гусеничних ланцюгів можна розрізняти: за типом бігової доріжки опорних катків – рейкові і плоскі; по розташуванню шарніра на ланці – підведений і опущений; за типом шарніра – закритий, відкритий, пружний (гумовометалевий) [13].

Гусеничний ланцюг рейкового типу з підвищеними закритими шарнірами

Складена ланка гусеничного ланцюга рейкового типу з підвищеним закритим шарніром на сільськогосподарських тракторах історично з'явилася раніше литої плоскої ланки. Вона складається (рис. 2.2, а) з двох окремих штампованих щок (рейок) 6 і 7 дзеркальних конфігурації, з'єднувальних деталей – втулки 11 і пальця 12, опорної профільної плити 8 (зазвичай званою черевиком) і болтів 5 з шайбами 9 і гайками 10 [13, 14].



а)

поверхнею черевика. Закритий шарнір забезпечується тим, що (див. рис.2, б) виступаючі кінці втулок 11 входять в кільцеві виточки «А» складних зовнішніх щок 6 і 7, утворюючи лабіринтове ущільнення «В», що перешкоджає попаданню зовнішнього абразиву в його внутрішню частину.

Оскільки ланки запресовуються з великим зусиллям, близько 1000 кН, то для установки гусеничного ланцюга або його зняття з рушія одна з її ланок робиться легкозамкнутою. У цій ланці (рис. 2.2, а) втулку 3 роблять коротшою, щоб вона не виходила за межі отворів щок, в які вона запресована, а кінці сполучного пальця 2 найчастіше роблять з конічними отворами і подовжнім розрізом. При замиканні гусениці сполучний палець 2 вільно входить в малі отвори зовнішніх щок і сполучну втулку 3, після чого в його кінці запресовують стопорні конуса 1, заклинюючі кінці пальця в отворах щок. Для того, щоб випресувати конуса 1 при розбиранні гусеничного ланцюга в них виконані різьбові отвори «Г», закриті під час роботи зазвичай дерев'яними пробками. Додаткові кільця (шайби) 4, замінюючі відсутні виступаючі кінці сполучної втулки 3, забезпечують створення лабіринтового ущільнення закритого шарніра замикаючої ланки.

Дана гусениця має цівкове зачеплення з привідним колесом рушія, де роль цівки виконує зовнішня поверхня сполучної втулки ланки.

Перевагами гусеничного ланцюга рейкового типу є:

- наявність закритого шарніра, що ізолює його внутрішні поверхні тертя від попадання на них абразиву, що значно знижує їх зношування і підвищує довговічність його роботи;
- підвищення шарніра над черевиком, що також забезпечує захист від попадання в нього абразиву;
- підведений над ґрунтом чистіший рейковий шлях забезпечує менший опір коченню опорних катків;
- краща ремонтпридатність, що дозволяє замінювати зношені деталі складеної ланки і при необхідності, - збільшувати (зменшувати) опорну поверхню башмаків або встановлювати на них додаткові гумові підкладки для руху трактора

по дорогах з твердим покриттям.

Основними недоліками цих гусеничних ланок є:

- велика металоємність (що досягає до 25% від маси трактора) [14];
- велика складність і трудомісткість їх виготовлення в порівнянні з суцільнолитими гусеничними ланками;
- складність в експлуатації, що вимагає спеціальних запресовувальних пристосувань для їх розбирання і збирання під час ремонту.

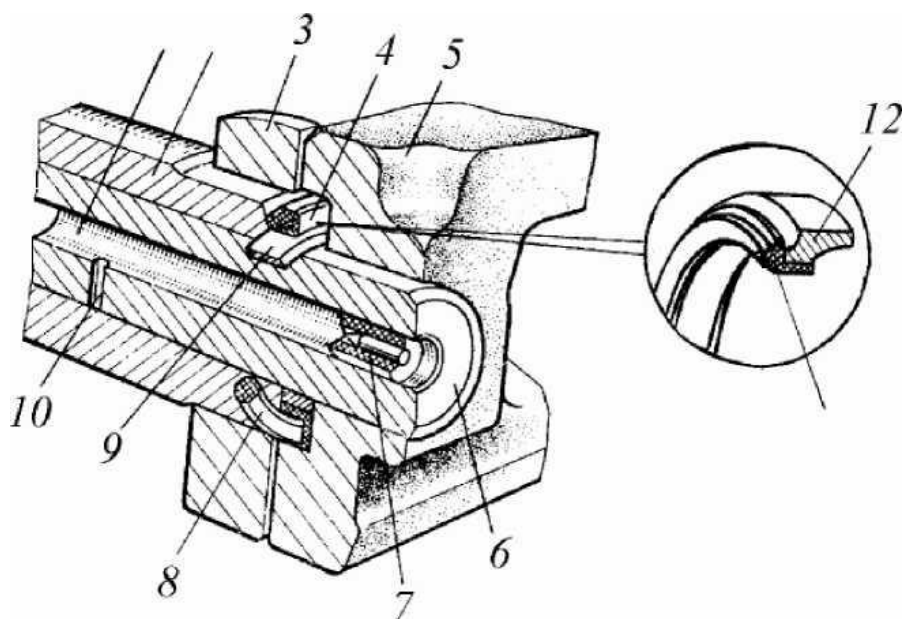
Проте, незважаючи на відмічені недоліки складені рейкові гусеничні ланцюги мають дуже широке застосування на тракторах, особливо – великих тягових класів, що працюють на піщаних ґрунтах, головним чином із-за високої довговічності шарнірів закритого типу і їх ремонтпридатності.

Для підвищення довговічності шарнірів і зниження в них втрат потужності на тертя в кращих їх конструкціях (рис. 2.3) застосовують рідинне мащення пар тертя і додаткові ущільнення. У цих шарнірах з'єднувальна втулка 2 по довжині така ж, як в замикаючій ланці, що не виходить за межі отвору щоки 3, але з ретельно обробленими торцями, які використовують як поверхні тертя торцевого ущільнення. До них і до розточеного торця в штоці 5 підібрані сторони гумових кілець ущільнювачів 4 з розжимним гумовим кільцем 8. Одночасно, ущільнення 4, знаходячись на поверхні поліуретанових кілець 9, додатково захищає внутрішню порожнину шарніра від проникнення в нього абразиву.

З'єднувальний палець 6 виготовлюють порожнистим для заправки мастилом і з отвором 10 для її подачі на поверхні тертя шарніра. У торці пальця 6 запресовуються гумові заглушки 7 з отвором для закачування мастила, закритим пластиковою пробкою.

У деяких конструкціях подібного шарніра замість ущільнення 4 застосовують натискне кільце ущільнювача 11 з щільної гуми, закріпленого в

металевій обоймі 12, яка запресовується в розточувальний отвір щоки 5 так, щоб торець кільця 11 був підібраний до торця втулки 2.



1 – палець; 2 – з'єднувальна втулка; 3 – щока; 4 – ущільнювач; 5 – шток; 6 – палець з'єднувальний; 7 – заглушка; 8 – кільце гумове; 9 – кільце поліуретанове; 10 – отвір; 11 – кільце ущільнювача; 12 – обойма.

Рисунок 2.3 - Шарнір ланки гусеничного ланцюга з рідинним мащенням пара тертя

Складені рейкові ланки дозволяють значно збільшити опорну поверхню гусеничного рушія шляхом заміни звичайних поверхонь ширшими. Для цього до звичайного гусеничного ланцюга кріпляться розширені опорні поверхні.

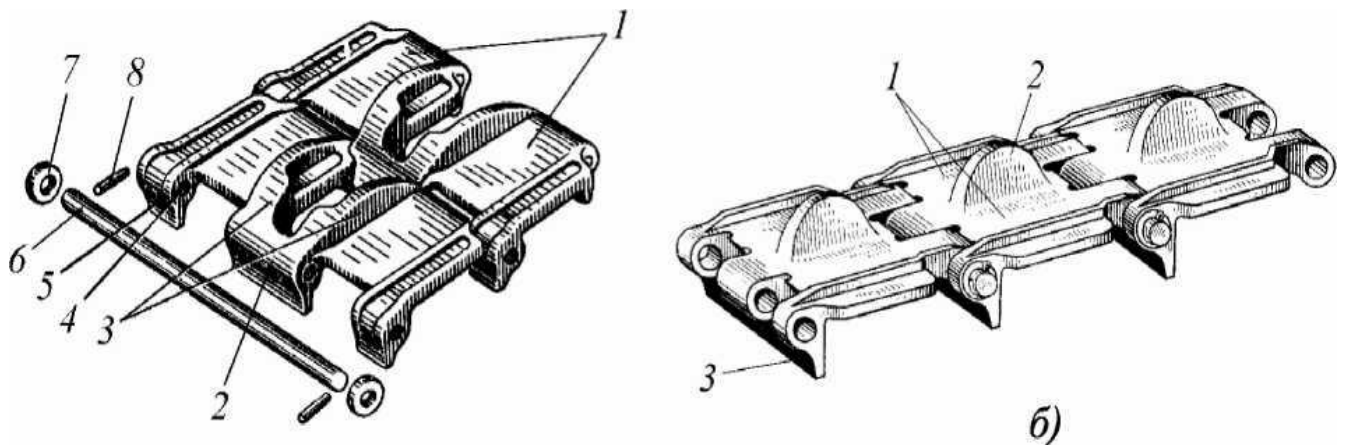
Гусеничний ланцюг з ливарними ланками

Суцільновилиті ланки гусениць виготовляють ливарним способом з використанням високомарганцевих сталей. По типу бігової доріжки вони бувають плоскими або рейковими [14].

Плоскими необробленими ланками гусеничного ланцюга для зачеплення з приводним колесом (рис. 2.4, а) є литі фасонні плити з біговими доріжками 1, які в середній частині з'єднанні широкою перемичкою -провушиною 2. Щоб гусениця не зіскакувала під час роботи, на ланках відлито направляючі гребені 3 для кочення опорних катків. Ланки з'єднуються одина з одною за допомогою цементованих і загартованих сталевих пальців 6, вільно вставлених в отвори 4

з'єднувальних провусин і закріплених в них за допомогою шайб 7 і штифтів 8. Число провусин залежить від ширини ланки. Зазвичай застосовують п'яти і семипровусинні шарніри, тому що в такому конструктивному виконанні зменшується концентрація напруги в кромках із-за вигину пальця, що дозволяє підвищити довговічність шарніра відкритого типу.

Для кращого зчеплення ланок з ґрунтом на стороні провусин звернених до нього виконані приливи – ґрунтозачепи у вигляді шпор 5.



а) – з цівковим зачепленням; – з гребневим зачепленням; 1 – доріжка бігова; 2 – перемичка-провушина; 3 – гребінь направляючий; 4 – отвір; 5 – ґрунтозачеп; 6 – палець; 7 – шайба; 8 – штифт.

Рисунок 2.4 – Гусеничні ланцюги з суцільнолитими ланками:

Плоскі литі ланки гусениць для гребневого зачеплення (рис. 2.4, б) мають бігові доріжки 1, аналогічні раніше розглянутим. Основні відмінності цієї ланки від попереднього полягають в наявності центрального гребеня 2, розташованого між біговими доріжками, яка призначена для зачеплення ланки з привідним колесом і забезпечення напрямку руху опорних катків, при наявності одного суцільного поперечного ґрунтозацепа 3.

Перевагою литих плоских ланок в порівнянні із складеними рейковими, являються простота їх виготовлення і обслуговування, невелика вартість і відносно мала маса.

Основним недоліком цих ланок є низька довговічність, що не перевищує на

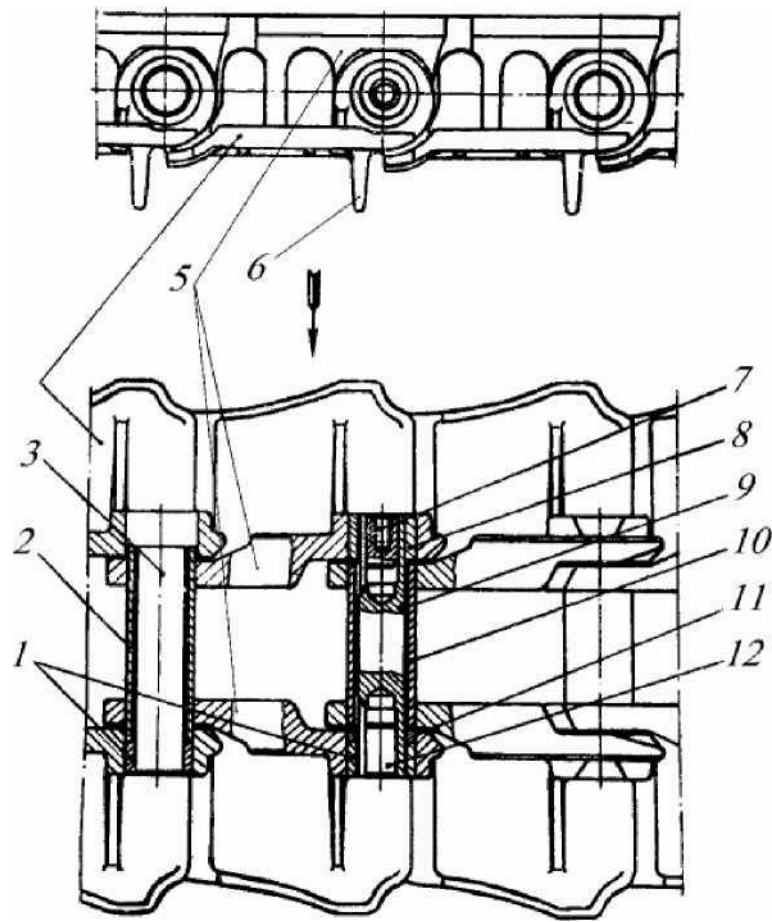
звичайних ґрунтах 1200...2000 год., а на піщаних опускаючись навіть до 250...350 год. Головною причиною цього є відкритий шарнір низького розташування, що дозволяє абразиву вільно проникати в провушини і призводити до швидкого зношування з'єднання, роблячи ланку неремонтопридатною, що в цілому призводить до здорожчання експлуатації трактора [15].

Додатковим недоліком гусеничного ланцюга з суцільнолитими ланками є підвищений опір коченню опорних катків по плоских бігових доріжках, покритих землею при роботі трактора на м'яких і рихлих ґрунтах.

Ливарні гусеничні ланцюги рейкового типу

Суцільновідлиті гусеничні ланки рейкового типу (рис. 2.5) представляють собою фігурні сталеві відливка, які складаються з плоскої опорної плити 4 (черевика) з ґрунтозачепом 6 на її нижній стороні і двох направляючих фігурних щок 5 (рейка) – на верхній. Щоки мають, в основному, таку ж конфігурацію, як штамповані щоки складеної рейкової ланки – з отворами для втулки і з'єднального пальця. При цьому внутрішні щоки однієї ланки при збиранні входять в простір між зовнішніми щоками іншої ланки.

Перед збиранням гусеничного ланцюга в кожен отвір однієї зовнішньої сторони щоки запресовують малі втулки 1. Потім послідовно поєднують отвори зовнішніх і внутрішніх щок ланок, що з'єднуються, і запресовують в останніх втулку 2 так, щоб її кінці дещо входили в отвір зовнішніх щок. Палець 3, виконаний ступінчастим з потовщеною голівкою, вільно входить у втулку 2 і запресовується кінцем в раніше встановлену втулку 1, а голівкою – в отвір протилежної зовнішньої щоки, утворюючи тим самим закритий підведений шарнір. Виступаючі кінці втулки 2 однієї ланки і отвори щок іншої ланки, утворюють лабіринтове ущільнення, яке запобігає попаданню абразиву в шарнір, як в раніше розглянутих складених ланках рейкового типу [16].



1 – щока; 2 – втулка; 3 – палець; 4 – плита опорна; 5 – рейка; 6 – ґрунтозачеп; 7 – пробка; 8 – втулка коротка зовнішньої щоки; 9 – палець замикаючий; 10 – втулка коротка внутрішньої щоки; 11 – кільце; 12 – конус стопорний.

Рисунок 2.5 – Суцільновідлиті гусеничні ланки рейкового типу

Перед з'єднанням гусеничного ланцюга в отвір зовнішньої щоки запресовують коротку втулку 8, а в отвір протилежної зовнішньої щоки встановлюють додаткове кільце 11. У внутрішні щоки іншої замикаючої ланки запресовують коротку втулку 10, не виступаючи за габарити щік. Потім поєднують отвори з'єднувальних ланок і вільно вставляють палець 9 з подовжньорозрізаними кінчними отворами на його торцях. Після цього вставляють стопорні конуса 12 в отвори пальця і запресовують їх через оправку. Різьбові отвори в конусах, закриті пробками 7, що призначені для випресовування конусів при розмиканні гусеничного ланцюга. Гусеничний ланцюг має цівкове

зачеплення з приводним колесом, причому зазвичай воно забезпечується через один зуб.

Перевагою литих гусеничних ланок рейкового типу є їх довговічність в порівнянні з плоскими литими ланками (приблизно у 1,5...2 рази) і відносна простота виготовлення. Окрім цього вони мають і ряд інших позитивних якостей складених рейкових ланок.

В той же час їх недоліком є велика металоємність, що досягає 20...22 % від маси трактора, шумність в роботі і погана ремонтпридатність, що стримує їх широке застосування в гусеничних рушіях [16].

Гусеничні ланцюги з гумометалевими шарнірами

Щоб підвищити термін експлуатації шарнірів плоских литих гусеничних ланцюгів було запропоновано багато способів, серед яких найбільш перспективним є застосування гумометалевих шарнірів. Розглянемо в якості прикладу схему гумометалевого шарніру з обмежувачами радіальної деформації гумових втулок (рис. 2.6).

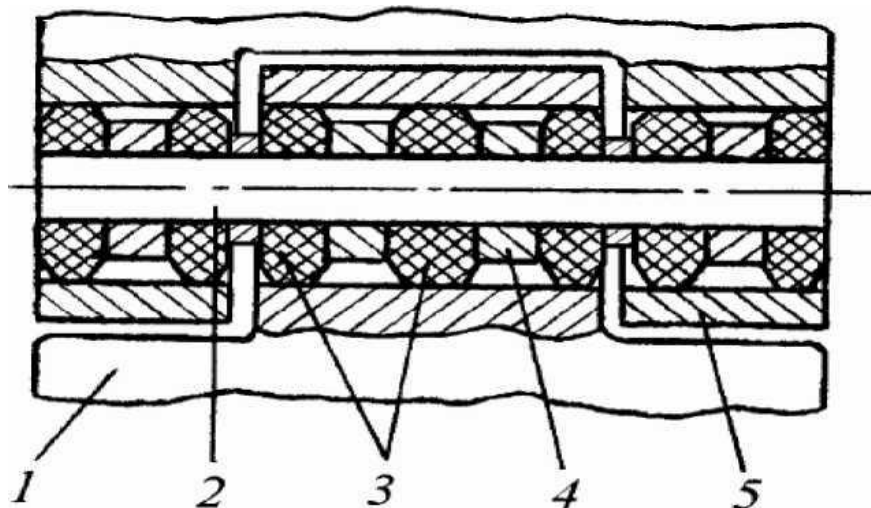


Рисунок 2.6 – Схема гумометалевого шарніра обмежувачами радіальної деформації гумових втулок.

На палець 2 заздалегідь по черзі встановлюють обмежувальні металеві втулки 4 із зовнішнім діаметром меншим, ніж отвір в провусині і гумові втулки 3

із зовнішнім діаметром на 35...40 % більше діаметру отвора в провушині, які потім вулканізуються. Після цього комплект «палець – втулки» запресовується в заздалегідь розточені провушини з'єднувальних ланок 1 і 5. У звичайних умовах експлуатації під дією тягового зусилля стискаються тільки гумові втулки 3. Коли ж сила тяги наближається до максимальної в контакт з провушиною вступають металеві втулки 4, запобігаючи тим самим руйнуванню гумових. Поворот ланки 1 відносно ланки 5 призводить до закручування гумових втулок 3. При цьому втулки, запресовані в провушини ланок 1 і 5, закручуються в різні боки. Щоб зменшити деформацію скручування гумових втулок при перегибах гусениці в її русі з ведучим і направляючим колесами рушія, ланки гусеничного ланцюга заздалегідь з'єднують один з одним під кутом $12...14^\circ$ [16].

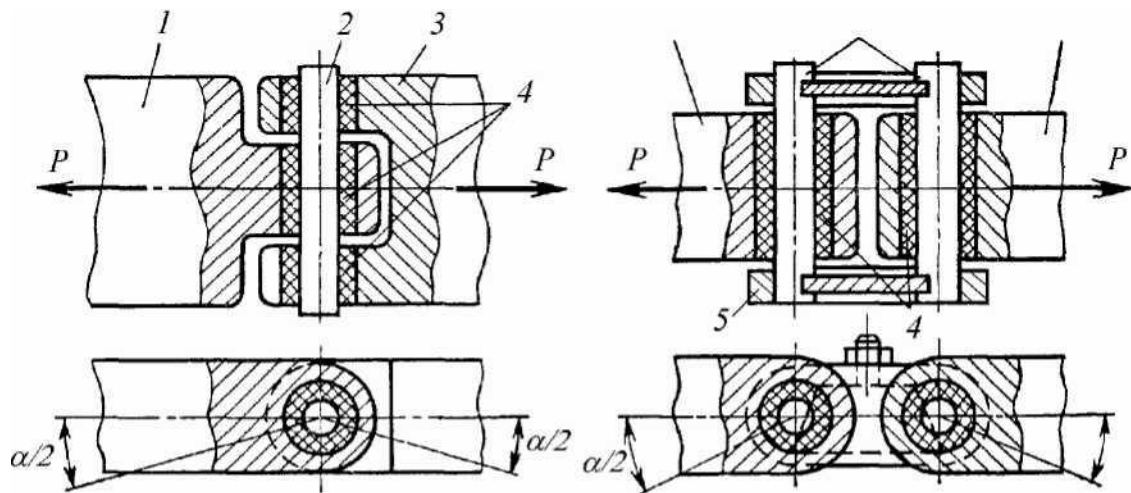
Таким чином, в гусеничних ланцюгах з гумометалевими шарнірами є можливість складання ланок (траків) один відносно одного в точках перегину обводу з використанням пружного елементу. Найбільш поширеними в якості пружних елементів в гусеничних ланках отримали гумові втулки, що працюють на стискання і кручення. При цьому залежно від схеми розташування гумових втулок розрізняють два види пружних шарнірів:

- з послідовним розташуванням пружних елементів (рис. 2.7, а);
- з паралельним розташуванням пружних елементів (рис. 2.7, б).

У послідовному гумометалевому шарнірі (рис. 2.7, а) ланки 1 і 3 гусеничного ланцюга з'єднують один з одним пальцем 2. При цьому сила тяги P від однієї ланки до іншої передається через гумові втулки 4, які в точках перегину обводу скручуються на кут $\alpha/2$ в кожній провушині, де α – кут відносного повороту ланок 1 і 3 гусеничного ланцюга. У зібраному виді гумові елементи сусідніх ланок гусеничного ланцюга складають один блок з по чергово послідовно розташованих уздовж осі пальця втулок провушин.

У паралельному гумометалевому шарнірі (рис. 2.7, б) розтягуюче зусилля P від ланки 1 на ланку 3 передається за допомогою двох пальців 2 і скоб 5. Гумові втулки 4 кожної ланки, як і у послідовному гумометалевому шарнірі, скручуються в точках перегину на кут $\alpha/2$. У паралельного гумометалевому шарнірі в

зібраному виді пружні елементи суміжних ланок гусеничного ланцюга складають два блоки.



1, а - з послідовним шарніром; б - з паралельним шарніром; 1, 3 – ланки гусеничного ланцюга; 2 – палець; 5 – скоба.

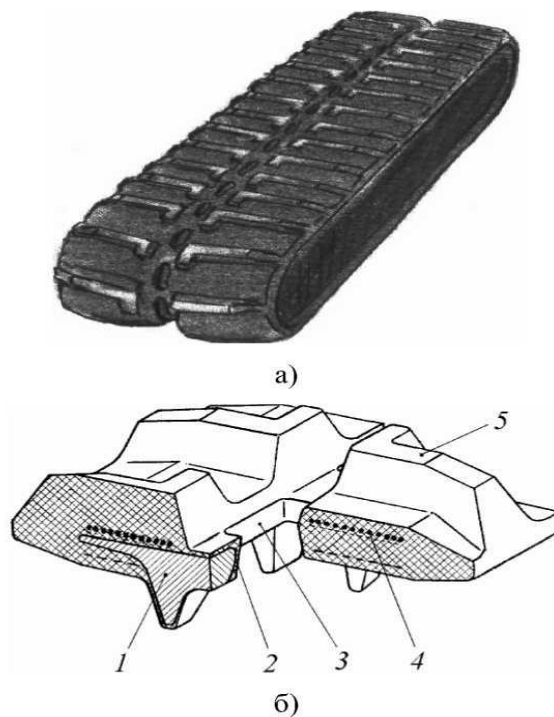
Рисунок 2.7 – Схема гусеничного ланцюга гумометалевим шарніром

У гусеничних ланцюгах з паралельним гумометалевим шарніром розбирання конструкції забезпечується за допомогою з'єднувальних скоб 5, які зазвичай кріплять до пальців болтами з клиновими голівками. Для забезпечення розбирання гусеничних ланцюгів з послідовним гумометалевим шарніром доводиться шарнір робити у вигляді складеного блоку з гумометалевих втулок (гумове кільце привулканізовано до металевого кільця) і сполучного пальця. При цьому нерухомість втулок на пальці досягається тим, що палець і внутрішні отвори втулок робляться фасонними, найчастіше шестигранними. Втулки стягуються на пальцьові гайками. Довжина гумових втулок, через які передається тягове зусилля P (рис. 2.7) в гусеничному ланцюзі з послідовними гумометалевим шарніром складає 45...50 % від загальної ширини гусеничного ланцюга, у гусениці з паралельними гумометалевим шарніром – 60...70 % [16, 17]. Тому гусеничні ланцюги з паралельним гумометалевим шарніром доцільно застосовувати тільки на потужних тракторах великих тягових класів, оскільки вони забезпечують вищу стабільність зусилля гаку при зміні тягового зусилля.

Проте, незважаючи на значне підвищення довговічності гусеничного ланцюга з гумометалевим шарніром (до 6000 год.) і меншу шумність роботи, їх широке застосування на тракторах обмежено підвищеною вартістю виробництва і складністю експлуатації.

Гумовоармованні гусеничні ланцюги

Гумовоармованні гусеничні ланцюги мають монолітну конструкцією, яка армована сталевими тросами і закладними металевими елементами, що завулканізовані в кордову гумову стрічку. Останні забезпечують для цівкового зачеплення гусеничного ланцюга з приводним колесом рушія. Загальний вигляд гумовоармованного гусеничного ланцюга представлено на рисунку 2.8, а, а умовний її розріз по заставному елементу і цевці показано на рисунку 2.8, б [17].



а) загальний вигляд гумовоармованного гусеничного ланцюга; б) розріз по армуючому елементу; – закладний металевий елемент з направляючим виступом для фіксації кочення опорних катків і направляючого колеса; 2 – обгумована цівка заставного елемента; 3 – отвір в гумовому корді для зуба приводного колеса; 4 – переріз сталевих тросів; 5 - гумові ґрунтозачеми.

Рисунок 2.8 - Гумовоармованні гусеничні ланцюги

Існують конструкції гумовоармованих гусеничних ланцюгів, в яких відсутні закладні металеві елементи. Тут передача крутного моменту з ведучого колеса на гусеничний ланцюг здійснюється за рахунок сил тертя між ними. При цьому привідне колесо виконується гладким з гумовим бандажем або пневматичною шиною для збільшення тертя з гусеничним ланцюгом. Такі конструкції гумовоармованих гусеничних ланцюгів менш перспективні, оскільки вимагають сильного натягу гусеничного ланцюга, що призводить до зниження їх довговічності. Перспективнішими є гумовоармованні гусеничні ланцюги із закладними металевими елементами, що зачіпляються з привідним колесом.

Гумовоармованні гусеничні ланцюги починають знаходити усе більш широке застосування в сучасних тракторах, завдяки ряду їх позитивних якостей [17]:

- висока довговічність (до 6000 год.), приблизно в два рази більше в порівнянні з гусеничними ланцюгами з відкритими металевими шарнірами;
- можливість виконання трактором транспортних робіт на асфальтовому і бетонному покриттях без їх руйнування;
- на 25...30 % зменшена ущільнююча дія на ґрунт при однаковій ширині з металевими гусеничними рушіями;
- можливість установки гумовоармованного гусеничного ланцюга на серійний гусеничний трактор без переобладнання конструкції рушія.

Окрім цього, вони володіють доброю самоочищувальною здатністю від бруду при будь-якій вологості ґрунту і виключення сповзання трактора при роботі на узгір'ях. До недоліків гумовоармованих гусеничних ланцюгів слід віднести відносну складність виробництва і складність установки гусеничного рушія на трактор в польових умовах.

2.2 Тенденції розвитку конструкцій рушіїв гусеничних тракторів

Розвиток конструкцій рушіїв гусеничних тракторів направлено на зниження ущільнюючої дії рушія на ґрунт, підвищення їх тягово-зчіпних якостей,

забезпечення необхідної довговічності вузлів і механізмів і поліпшення умов праці тракториста [18].

У зв'язку з цим намічається тенденція ширшого застосування гумовоармованного гусеничного ланцюга на сільськогосподарських тракторах загального призначення. При цьому велика увага приділяється вдосконаленню способів передачі руху гумовоармованного гусеничного ланцюга від привідного колеса.

В той же час триває вдосконалення і металевих гусеничних ланцюгів, головним чином у вирішенні проблеми надійного шарніра трака, матеріалу і форми його ущільнення, конструкції з'єднувального трака, а також створення надійних пружних накладок для складених і суцільновідлитих траків з гумометалевим шарніром.

З метою підвищення довговічності металевих гусеничних рушіїв пропонується застосування рідинного мащення шарнірів. Ширше застосування отримають гумові пружні елементи як в рушію, так і в підвісці.

Передбачається застосування привідних і направляючих коліс з внутрішньою амортизацією (установкою між матчиною колеса і ободом гумового пружного елемента), що забезпечує їх внутрішнє підресорювання. Проводяться роботи по вдосконаленню ходової системи тракторів з трикутною формою гусеничного обводу. Ці роботи головним чином спрямовані на забезпечення більш рівномірного розподілу тиску гусениць на ґрунт з метою зниження ущільнюючої дії і підвищення їх тягово-зчіпних якостей.

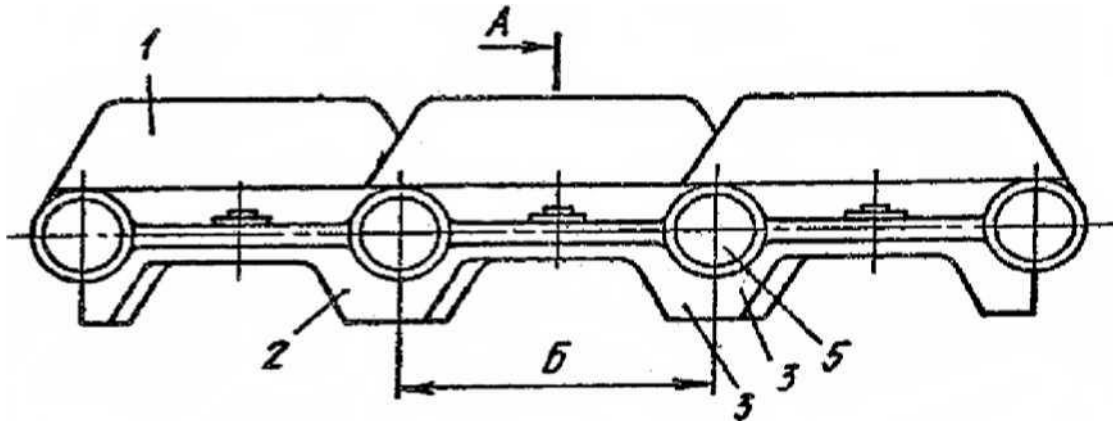
Велика увага приділятиметься типізації і уніфікації деталей і вузлів ходової системи трактора [18, 19].

2.3 Патентне дослідження з удосконалення гусеничного ланцюга

Гусеничний ланцюг з еластичними армованими накладками

Суть винаходу: гусеничний ланцюг містить шарнірно з'єднанні між собою ланки 1 (рис. 2.9) і прикріпленні до них накладки 2. Еластичні армовані накладки

2 виконанні з ґрунтозачепами, які розміщені під шарнірами суміжних ланок з можливістю щільного прилягання один до одного по площині, що проходить перпендикулярно біговій доріжці ланки. Накладка 2 виконана по довжині, рівній або з виступом, відносно ланки гусеничного ланцюга [19].



1 – ланка; 2 – накладка армована; 3 – ґрунтозачеп; 4 – доріжка бігова; 5 – шарнір.

Рисунок 2.9 - Гусеничний ланцюг з еластичними армованими накладками

Відомі гусеничні ланцюги, що складаються з відлитих багатопровушинних або штампованих складених ланок з відкритими або закритими шарнірами, з металевими ґрунтозачепами на плиті ланки або знімному траку. Одним з недоліків таких гусеничних ланцюгів є неможливість використання гусеничних транспортних засобів для руху по дорогах з твердим покриттям.

При застосуванні відомих конструкцій знімних накладок без ґрунтозачепів необхідно возити їх на тракторі, встановлювати для руху по дорогах з твердим покриттям і знімати після прибуття на полі. У зв'язку з цим такі накладки не набули широкого поширення.

Відомі також гусеничні ланцюги, з'єднанні між собою шарнірним зв'язком, що містять, ланки і прикріплені до них еластичні армовані накладки, які виконані з ґрунтозачепами [19]. Переважно такі накладки виконують гладенькими і призначені переважно для експлуатації їх на дорогах з асфальтовим покриттям.

Одним серед недоліків таких гусеничних ланцюгів є підвищене буксування їх на тягових гусеничних машинах при виконанні сільськогосподарських (тягових) робіт. Підвищене буксування призводить до ущільнення ґрунту,

порушення його структури, вітрової ерозії і зниження родючості.

Зменшення впливу ущільнюючої дії на ґрунт шляхом обмеження зворотного кута складання гусеничного ланцюга досягається тим, що в гусеничному ланцюзі, що містить сполучені між собою шарнірним зв'язком ланки і прикріплені до них еластичні армовані накладки, виконані з ґрунтозачепами, кожен ґрунтозачеп розташований під шарніром суміжних ланок і утворений з двох частин, кожна з яких розташована по кінцях суміжних ланок з можливістю щільного прилягання один до одного торців вказаних частин суміжних ланок по площині, що проходять перпендикулярно біговій доріжці ланки, при цьому розмір накладки по довжині не менше кроку ланки гусениці [19, 20]. Запропонований гусеничний ланцюг складається з відлитої або штампованих ланок, сполучених між собою шарнірно і знімних або незнімних накладок.

Ланки гусениці мають гребінь для зачеплення з привідним колесом, провущини для шарнірного з'єднання ланок, бігові доріжки і реборди для опорних катків, а також опорні ланки. Для литих ланок може бути виконана система оребрення плити ланки для підвищення міцності деталі. У запропонованій конструкції гусеничного ланцюга ланка виконана без ґрунтозачепів. Знімна накладка виконана з еластомеру, переважно з гуми, армованої металевим каркасом, що має на кінцях в поздовжньому напрямку ґрунтозачеми з основного матеріалу накладки, без армування. Ґрунтозачеми накладок розміщені під шарнірами, що з'єднують ланки між собою і виконані так, що кожен ґрунтозачеп складається з двох частин, виконаних одна на одній, а інша на сусідній накладках. Елементи ґрунтозачепів кожної накладки при горизонтальному розташуванні гусеничного ланцюга дотикаються до елементів ґрунтозачепів сусідньої накладки по площині, яка проходить перпендикулярно біговій доріжці ланки, і утворюють складений ґрунтозачеп гусеничного ланцюга в цілому. Таким чином, накладка виконана по довжині рівному кроку ланки або дещо більше, при установці в горизонтально розташований гусеничний ланцюг, що створює певний підпір на сусідню накладку і отримує зусилля опору при зворотньому складанні гусеничного ланцюга, забезпечуючи перерозподіл

навантаження від опорного катка на сусідні ланки. Тому зменшується коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині опорної поверхні гусеничного ланцюга без інтервалу вибору проміжку між опорами ланок і вирівнюються епюри максимального тиску на ґрунт. Введена всередину накладки з еластомеру металевої арматури дозволяє забезпечити надійне з'єднання з ланкою гусеничного ланцюга та створенню жорсткої основи накладки. Однак щільне його прилягання до опорної ділянки ланки створить складну поверхню. Оскільки арматура накладки не входить в елемент ґрунтозачепа, то це дозволить забезпечити його пружність. Розташовуючись горизонтально при зіткненні гусеничного ланцюга з ґрунтом, елементи ґрунтозачепів, діючи один на одного, деформуються і зменшують об'єм простору між елементами ґрунтозачепів однієї накладки, в який набивається бруд. При виході ланки гусеничного ланцюга на похилу гілку гусеничного обводу підпір зникає і збільшується об'єм між елементами, забезпечуючи самоочищення від бруду.

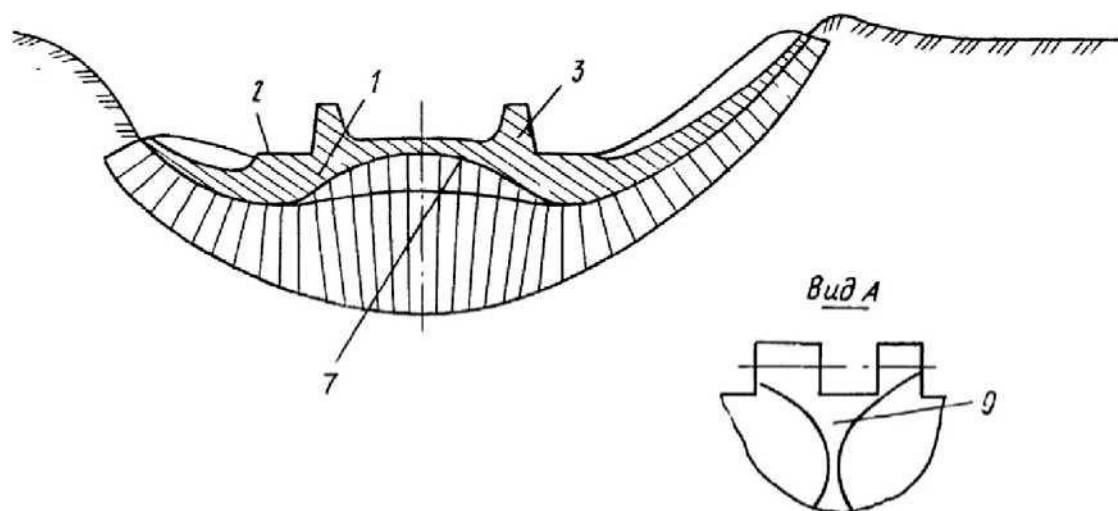
Перевагою запропонованих обмежувачів зворотного кута складання, виконаних з еластичного матеріалу є те, що при незначних позитивних кутах повороту ланок відбувається торкання один до одного упорів обмежувачів сусідніх ланок. При цьому упори розташовані на більшій відстані ніж крок ланки. При нульовому куті повороту відбувається взаємна деформація упорів, що створює, зусилля опору повороту ланок з негативним кутом. Гусеничний ланцюг під опорними катками за своїми властивостями наближається до властивостей єдиної (безшарнірної) плити і в передачі тиску опорного катка при такій компоновальній схемі будуть брати участь сусідні ланки. Максимальний тиск при такому конструктивному рішенні різко знижується. В той же час, при переїзді одиничної перешкоди можливе утворення негативного кута складання за рахунок значної деформації упорів без порушення їх функціональних властивостей.

*Ланка гусеничного ланцюга при застосуванні на ґрунтах з різними
деформаційними властивостями*

Винахід призначений для тягового засобу підвищеної прохідності на

гусеничному ходу, і забезпечує покращення ходових якостей на ґрунтах з різними деформаційними властивостями. Для цього опорна поверхня ланки утворена плоскими ділянками в зоні дії опорних катків і куполоподібним зведенням між плоскими ділянками, а також опуклими крилами з плавним сполученням між собою на основі параболічної сплайн-функції. Плоскі ділянки опорної поверхні забезпечують стійкість ланок на жорсткому ґрунті, а на м'якому вступають в контакт перемички між основою крил. Також плоскі ділянки дозволяють покращити поперечну стійкість транспортного засобу. На перезволожених ґрунтах куполоподібне зведення концентрує напругу в ґрунтовому просторі, що підвищує тягово-зчіпні властивості [17].

Ланка виконана цілісною і містить тіло 1 ланки з біговими доріжками 2, направляючими гребенями 3 і провусинами. До тіла ланки примикають коротке крило і довге – розширювач, які мають опуклу форму, обернену у бік ґрунту (рис. 2.10).



1 – тіло ланки; 2 – бігова доріжка; 3 – гребінь

Рисунок 2.10 – Профіль ланки гусеничного ланцюга і епюра напруги в шарі ґрунту

Тіло ланки в центрі має увігнуту куполоподібну форму 7. Вона плавно переходить в плоскі ділянки поверхні ланки і далі – в опуклих за формою крил, внаслідок чого утворюються перемички 9.

Ланка виготовляється, наприклад, єдиним відливком, а плавність переходу з однієї поверхні в іншу забезпечується параболічною сплайн- функцією, причому кривизна опуклої форми крил і їх ширина вибираються з умови рівності моментів сил, що виникають при вертикальній деформації ґрунту відносно осей бігових доріжок.

Під час руху транспортного засобу по жорсткому ґрунту кожна ланка гусениці контактує плоскими ділянками своєї опорної поверхні, що знаходяться в зоні навантажень, які сприймаються від опорних катків. Цим забезпечується стійкість ланок. При взаємодії ланки з перезволоженим ґрунтом в контакт вступають перемички 9, які покращують поперечну стійкість руху транспортного засобу, зокрема, на схилі. При зануренні ланки в перезволожений ґрунт криволінійна частина його опорної поверхні викликає в зоні контакту з ґрунтом відхилення прикладеного навантаження від вертикалі і появу дотичних складових у вигляді сил тертя між поверхнею ланки і ґрунтом, а також нормальних складових, що сприймаються простором деформованого ґрунту. Тому під опуклою поверхнею крил утворюється зона розсіювання напруги, яка сприяє зниженню рівня навантаження кромки ланки на ґрунт, що забезпечує оберігання його верхнього шару від руйнування.

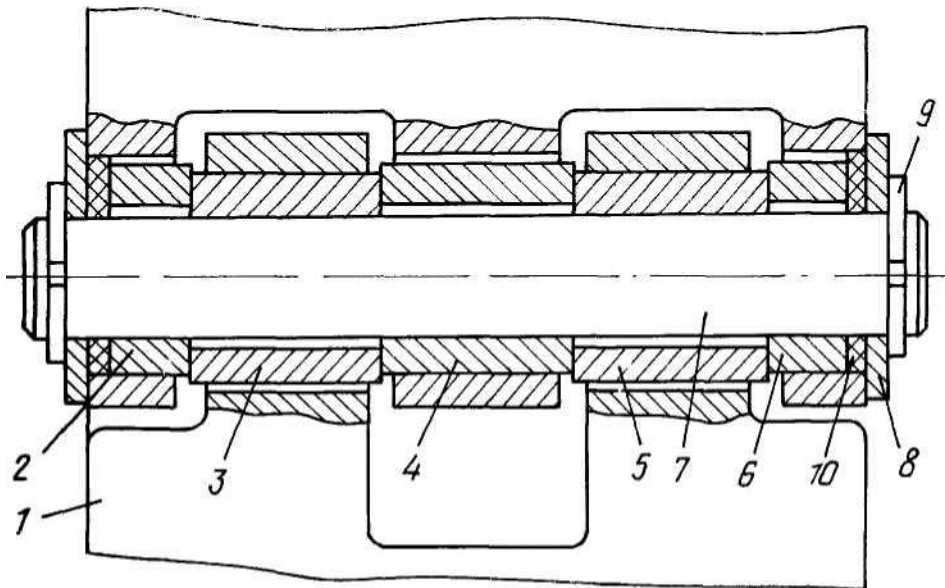
Під увігнутою формою поверхні ланки напруга концентрується вглиб ґрунтового об'єму, тобто ґрунтові шари піддаються стисканню, тим самим, конструкція ланки забезпечує підвищення зчіпних властивостей затисненого ґрунту з його опорною поверхнею.

Шарнір гусеничного ланцюга на плаваючих втулках

Відомий винахід, який дозволяє підвищити довговічність шарніра гусеничного ланцюга. Для цього в провушинах ланок 1 гусеничного ланцюга (рис. 2.11) встановлюють плаваючі втулки 2, 3, 4, 5 і 6, загальна довжина яких більше ширини усіх провушин на сумарну величину проміжків між провушинами. Втулки з'єднуються пальцем 7. Палець і втулки зафіксовані в провушинах ланок обмежувачами, встановленими на палець з обох боків і складаються з шайб 8 і

стопорних кілець 9. У кінцевих провушинах між крайніми втулками 2 і 6 і шайбами 8 встановлені пружні кільця ущільнювачів 10. Кільця ущільнювачів, ідтискаючи втулки, забезпечують ущільнювання їх торців, що перешкоджає проникненню абразиву в радіальні проміжки між пальцем і втулками [20].

Крім того, за рахунок обертової рухливості плаваючих втулок відносно провушин і пальця темп зносу деталей шарніра також знижується.



1 – провушина; 2, 3, 4, 5, 6 – втулки плаваючі; 7 – палець; 8 – шайба; 9 – кільце; 10 – ущільнювач.

Рисунок 2.11 – Шарнір гусеничного ланцюга

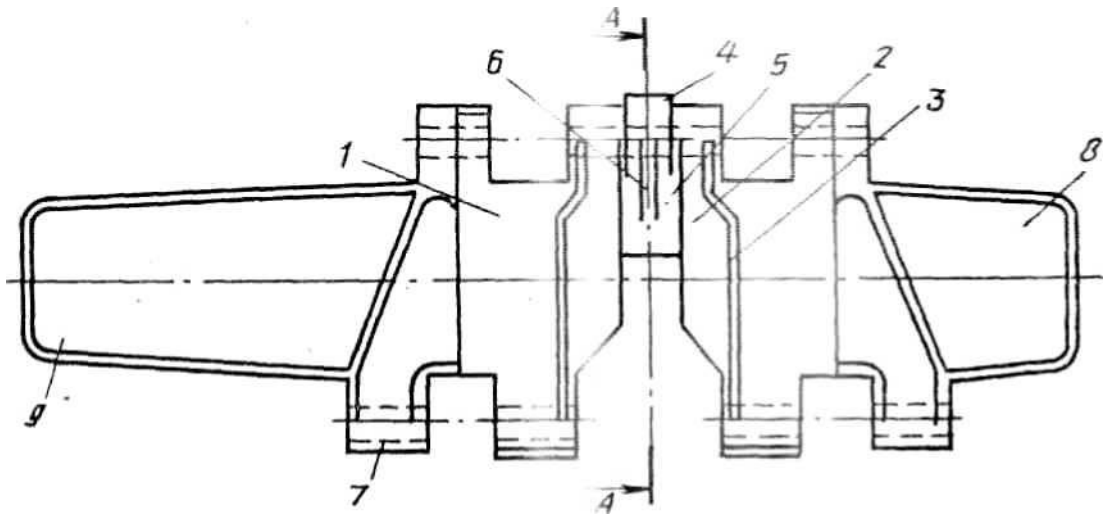
Застосування розширеної ланки гусеничного ланцюга

Розширена ланка гусеничного ланцюга складається з провушини для установки пальців, несиметричні розширювачі і цівка для зачеплення з привідною зірочкою, виконані у вигляді зовнішніх і внутрішніх контактних поверхонь, - що мають подібні зігнуті профілі, сполучені подовжньою перемичкою. З метою підвищення терміну експлуатації шляхом уніфікації ланок і використання їх на обох сторонах транспортного засобу, центри радіусів зігнутих профілів зовнішніх і внутрішніх контактних поверхонь цівок рівновіддалені в протилежні сторони від

площини, що проходить через вісь провушини, а площина, що сполучає провушини, розташована під кутом по відношенню до вказаної площини, яка проходить через вісі провушин.

На рисунку 2.12 зображена ланка гусеничного ланцюга, а на рисунку 2.13– його розріз.

Ланка гусеничного ланцюга включає центральну опорну частину 1 (рис. 2.13) з біговими доріжками 2, ребрами 3 і елементи цівкового зачеплення, виконані у вигляді двох радіальних поверхонь - зовнішньої 4 і внутрішньої 5, сполучені між собою подовжньою перемичкою 6.



1 – опорна частина; 2 – доріжка бігова; 3 – реборд; 4, 5 – відповідно, зовнішня і внутрішня радіальні поверхні; 6 – перемичка; 7 – провушина; 8, 9 – відповідно, коротке і довге крило.

Рисунок 2.12 – Ланка гусеничного ланцюга з розширювачами

Ланка гусеничного ланцюга має провушини 7 під сполучні пальці і несиметричний розширювач, утворений коротким 8 і довгими 9 крилами. Усі елементи ланки виконані у вигляді єдиного відливку.

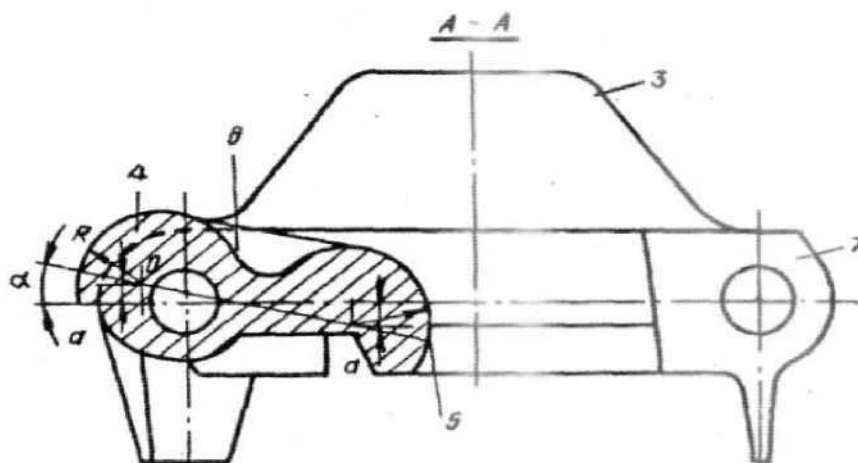


Рисунок 2.13 – Розріз ланки

Центри O і O_1 радіусів R контактних поверхонь елементів цівкового зачеплення (рис.2.13) рівновіддалені на відстань a , в протилежні сторони від площини, що проходить через вісь провусини ланки, і лежить до площини під кутом $10...25^\circ$, причому цей кут має меншу величину при малому кроці гусеничного ланцюга і більшому діаметрі привідної зірочки і навпаки [21].

Такі гусеничні ланки можуть однаково працювати як із зовнішнім, так і з внутрішнім цівковим зачепленням з привідною зірочкою ходової частини транспортного засобу. У першому випадку привідна зірочка взаємодіє із зовнішньою контактною поверхнею 4, в другому – з внутрішньою 5.

Ланки за допомогою провусин 7 і сполучних пальців збирають в гусеничні ланцюги і встановлюють на транспортному засобі так, щоб довгі 9 крила ланок лівих і правих ланцюгів були спрямовані в зовнішні сторони від подовжньої осі машини. Це досягається шляхом розвороту однієї з гусениць на 180° . Потім ланки одного гусеничного ланцюга вводять в зачеплення з привідною зірочкою по зовнішній контактній поверхні 4, а інша ланки – по внутрішній поверхні 5.

В процесі експлуатації транспортного засобу при зношенні контактних поверхонь елементів цівкового зачеплення і зубів привідних зірочок здійснюють спільну перестановку гусениць і вінців привідних коліс з одного боку гусеничного ходу на іншу, при цьому в роботі по черзі включаються практично незношені контактні поверхні.

Елементи цівкового зачеплення включають послідовно в роботу кожен з контактних поверхонь, що забезпечує можливість перестановки гусеничних ланцюгів і вінців привідних зірочок у міру зношення їх контактних поверхонь з одного боку на іншу, збільшуючи тим самим термін експлуатації ланок і знижуючи витрати на обслуговування.

Трак гусеничного ланцюга

Винахід призначений для використання як опорна частина трака (литого, складеного або іншого типу) гусеничного ланцюга транспортного засобу. Метою винаходу – підвищення зчеплення з опорною поверхнею. Трак гусеничного ланцюга містить основу і розташовані на ньому по зігнутій лінії упоперек гусеничного ланцюга і розчленовані на ряд зубів ґрунтозацепи. Зуби в ряду розташовані неповними, якщо розглядати в проекції на площині, яка є поперечною подовжній осі гусеничного ланцюга. Ширина зубів в проекції на ту ж площину дорівнює $0,5 \dots 1,1$ їх висоти, а ширина проміжків дорівнює $0,2 \dots 1,2$ ширини окремого зуба. Крайні ґрунтозацепи утворюють кут $150 \dots 170^\circ$, бісектриса якого співпадає з подовжньою віссю гусеничного ланцюга, а вершина обернена у бік передньої кромки трака на робочій ділянці цього ланцюга (див. рис. 2.14) [22].

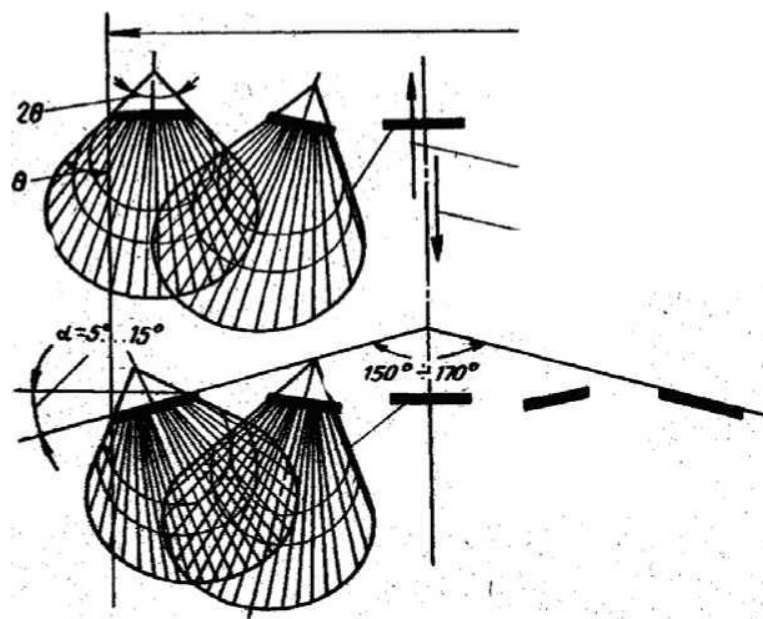


Рисунок 2.14 – Схема взаємодії трака з ґрунтом.

Трак складеної гусениці, опорна частина якого містить основу і розташовані на ньому знизу по зігнутій лінії упоперек гусеничного ланцюга розчленовані на ряд зубів ґрунтозацепи, причому ширина зубів в проекції на площину, яка є поперечною повздовжній осі гусеничного ланцюга, дорівнює $0,5 \dots 1,1$ їх висоти, а відстань між ними в проекції на ту ж площину дорівнює $0,1 \dots 1,1$ ширини окремого зуба.

З такою конструкцією опорної частини трака гусеничний ланцюг транспортного засобу не забезпечує достатнього зчеплення з опорною поверхнею (ґрунтом, снігом) через те, що крайні зуби ґрунтозацепів не орієнтовані відносно осі гусеничного ланцюга і напрямку руху трактора.

РОЗДІЛ 3

КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА

3.1 Опис конструктивного рішення по вдосконаленню шарніра гусеничного ланцюга

З метою збільшення терміну експлуатації гусеничного ланцюга трактора Беларусь - 2103, який прийнято за прототип, необхідно удосконалити шарнір, який і визначить довговічність гусеничного рушія.

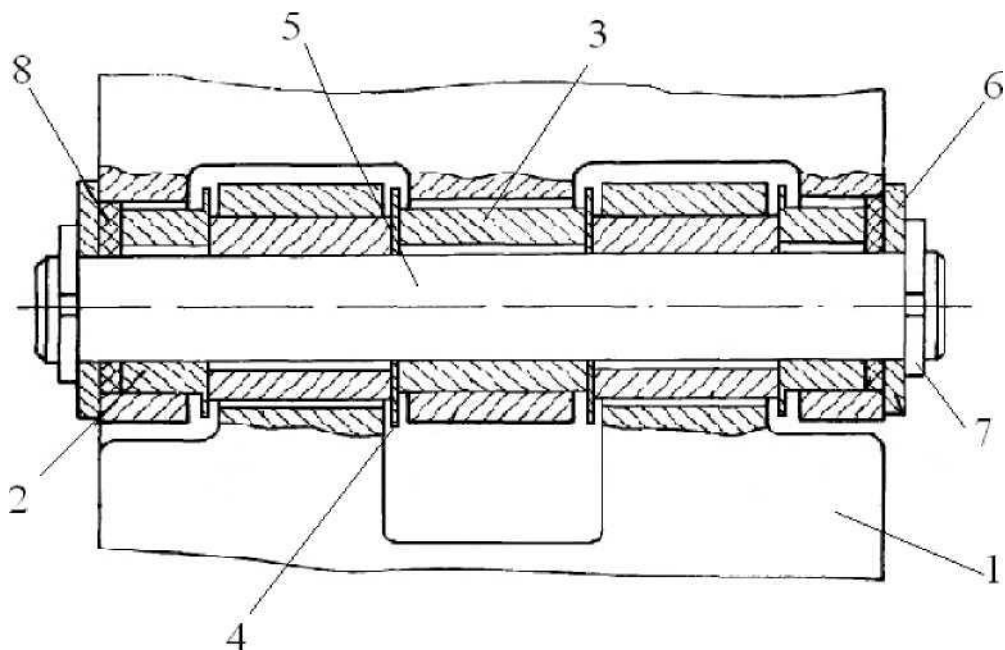
Шарнір гусеничного ланцюга, який використовують на прототипі, складається з провущин ланок гусеничного ланцюга, в які вставлений палець. Палець зафіксований в провущинах ланок обмежувачами, що утримують його від осьового переміщення. Недоліком відомої конструкції є невеликий термін експлуатації внаслідок незахищеності спряжених поверхонь від попадання абразиву.

Метою проекту є створення шарніра гусеничного ланцюга, який буде захищений від попадання абразиву між спряженими поверхнями, а також створити умови поєднання ковзання і перекочування втулок по пальцю і по поверхні провущин. Це буде досягатися за рахунок того, що шарнір гусеничного ланцюга, який містить провущини зі встановленими в них плаваючими втулками, палець та обмежувачі його осьового переміщення, які розміщені на його кінцях, кільця ущільнювачів, що встановлені між крайніми втулками і обмежувачами осьового переміщення пальця, забезпечений обмежувальними шайбами, зовнішній діаметр яких більше діаметру втулок, що знаходяться між торцями середніх провущин і втулками, встановленими в крайні провущини, виконаних з флянцем з боку середньої провущини, причому загальна довжина втулок і обмежувальних шайб виконана більше ширини усіх провущин на сумарну величину відстаней між провущинами.

Обладнання шарніра обмежувальними шайбами, зовнішній діаметр яких більше діаметру втулок, що знаходяться між торцями середніх провущин і

втулками, встановленими в крайні проушини, виконаних з флянцем з боку середньої проушини забезпечуватимуть неможливість заходу кінців втулок в отвори суміжних проушин, а отже втулки можуть вільно обертатися і перекочуватися по пальцю.

Виконання загальної довжини втулок і обмежувальних шайб більше ширини усіх проушин на сумарну величину відстані між проушинами забезпечить стулювання їх торців, що перешкоджає проникненню абразиву в радіальні проміжки між пальцем і втулками.



1 – ланцюг гусеничний; 2 – втулка плаваюча флянцева; 3 - втулка плаваюча; 4 – шайба торцева; 5 – палець; 6 – шайба; 7 – кільце стопорне; 8 – ущільнювач.

Рисунок 3.1 – Шарнір гусеничного ланцюга

Шарнір гусеничного ланцюга містить проушини ланок гусеничного ланцюга 1, в які встановлюються плаваючі втулки 2 з флянцем і плаваючі втулки 3, міжторцеві обмежувальні шайби 4, що з'єднуються пальцем 5. Палець і втулки зафіксовані в проушинах ланок обмежувачами, встановленими на палець з обох боків, що складаються з шайб 6 і стопорних кілець 7. У кінцевих проушинах між крайніми втулками і шайбами встановлені пружні кільця ущільнювачів 8.

При роботі шарніра плаваючі втулки з радіальним зазором між поверхнями втулок провусин і пальцем, втулки з флянцем в крайніх провусинах і обмежувальні шайби між торцями середніх провусин забезпечуватимуть неможливість осьового переміщення втулок – затискання їх кінців в суміжних провусинах і створенню при перегині ланцюга умови поєднання ковзання і перекочування втулок по пальцю і по поверхні провусин, таким чином збільшується їх зносостійкість і надійність шарніра.

Для поліпшення тягово-зчіпних якостей трактора Беларусь-2103 ґрунтозачепа необхідно виконати під кутом 15° до поперечної осі ланки, що дозволяє збільшити коефіцієнт зчеплення на 20 % (рис. 3.2).

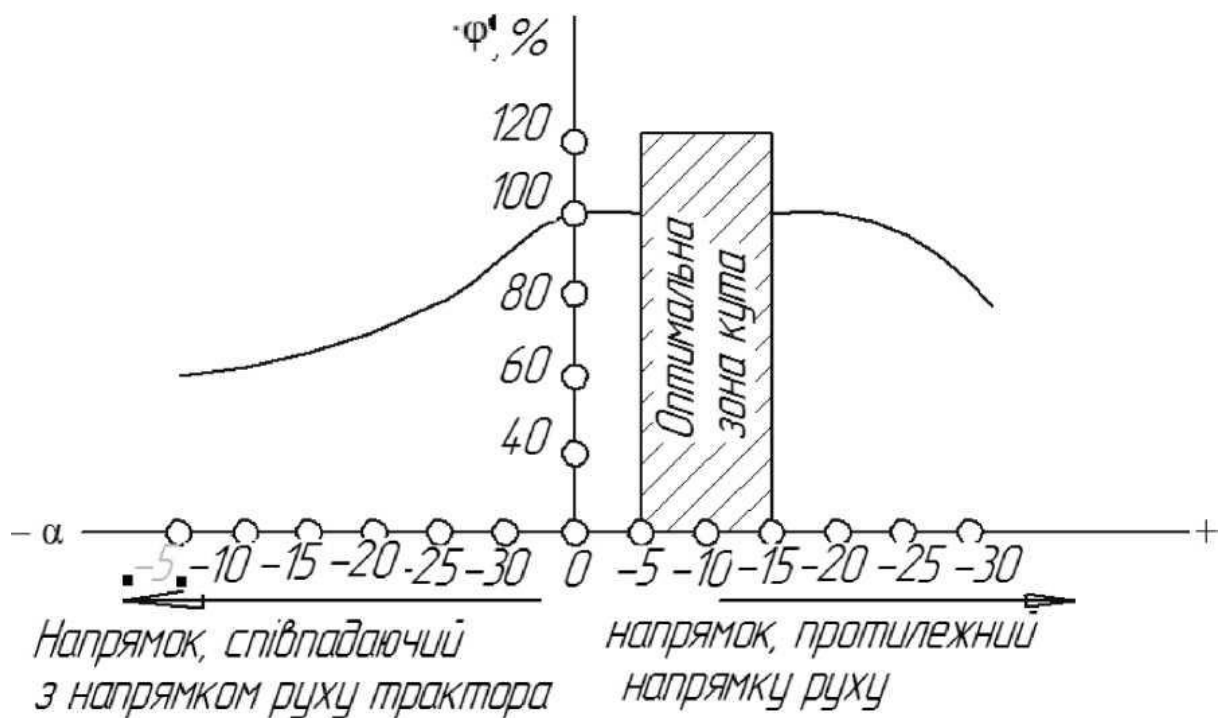


Рисунок 3.2 – Залежність коефіцієнта зчеплення трака від кута нахилу крайніх зубів ґрунтозачепа до осі гусеничного ланцюга.

Як показали результати аналізу залежності коефіцієнта зчеплення трака від кута нахилу крайніх зубів, в якому α здійснює якісний стрибок, а коефіцієнт зчеплення трака на 10...20 % вище в порівнянні з траком, у якого $\alpha=0$. За межами вказаного діапазону α коефіцієнт зчеплення завжди нижчий (рис 3.2) [20].

$$\tau = C_0 + q \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (3.1)$$

де C_0 – зчеплення ґрунту;

β – кут внутрішнього тертя ґрунту;

q – нормальний тиск (перевантаження).

Із залежності (3.1) виходить, що для одного і того ж ґрунту чим більше нормальний тиск q , тим більша напруга τ , а за відсутності перевантаження $q=0$ напруга τ визначається тільки зчепленням ґрунту. Таким чином, чим більше у бік негативного кута α змінюватиметься нахил крайнього зуба (рис. 3.2), тим більша частина п'ятна контакту розташовуватиметься поза шириною трака і тим більша частина сумарної напруги зрушення складатиметься з напруги, яка визначається тільки по зчепленню з ґрунтом. І, навпаки, чим більше в сторону позитивного кута буде змінюватися нахил крайнього зуба (див. рис. 3.2), тим більша частина п'ятна контакту розташовуватиметься під траком (під навантаженням), і тим більша частина сумарної напруги зрушення складатиметься з напруги, що визначається рівністю (3.1). За межами оптимального діапазону кута $\alpha = 5 \dots 15^\circ$ сумарна напруга зрушення, так само як і коефіцієнт зчеплення трака, почне знижуватися.

При розташуванні крайнього зуба під кутом α до горизонталі з'являється можливість зменшення його маси. Це відбувається через те, що момент опору вигину зуба зростає пропорційно квадрату висоти його перерізу, тоді як маса – тільки пропорційна товщині зуба. Зуб розташований під кутом до горизонталі, можна зробити менш металосємним при тій же міцності.

Таким чином, розташування крайніх зубів ґрунтозачепа опорної частини Фізично це явище пояснюється наступним чином. Як відомо [3], при зрушенні трака в ґрунті виникає напруження, що розташовуються в основному в секторі з кутом 2σ , і становить в залежності від ґрунтових умов кут $60 \dots 90^\circ$ та концентруються в центрі (у нашому випадку ділянкою концентрації є кожен зуб ґрунтозачепа). Відомо також, що величина максимальної напруги τ при зрушенні

грунту траком може визначатися по залежності Моркуллона [22]:

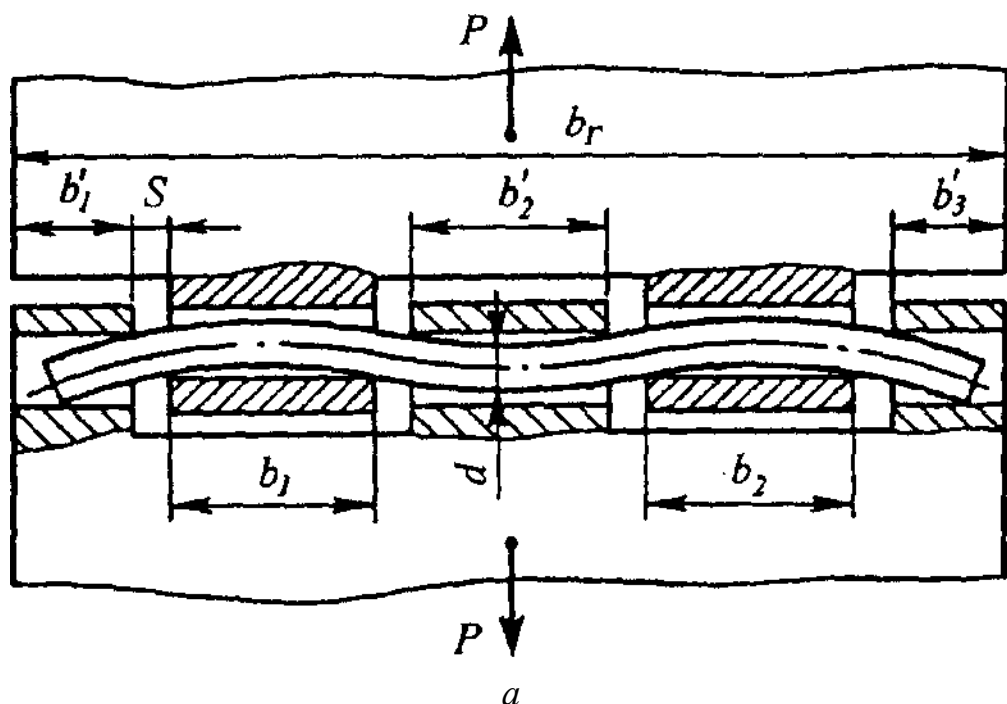
трака в оптимальній зоні дозволяє підвищити зчеплення гусеничного ланцюга трактора, з опорною поверхнею і зменшить металосмність, що кінець кінцем підвищить коефіцієнт корисної дії і продуктивність трактора, а також призведе до зниження буксування, витрати палива і руйнування ґрунту.

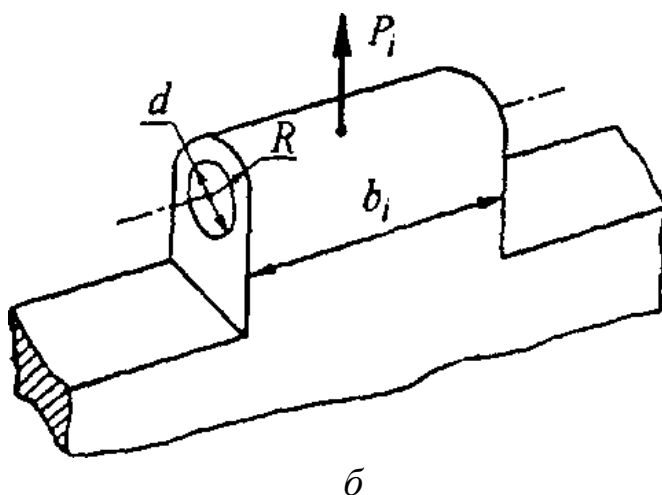
3.2 Розрахунок сил і напруги діючих в шарнірі

Розрахунку піддаються провусини ланок і пальці. Початковими даними для розрахунку є вага G_T (80000 Н) трактора і ширина b_T гусеничного ланцюга [12]. Розрахункове зусилля, растягування ланки гусеничного ланцюга, обмежується граничною силою по зчепленню забігаючого гусеничного ланцюга з опорною поверхнею при повороті трактора на схилі крутизною $\alpha = 30^\circ$ у бік підйому.

В цьому випадку розрахункова сила, що розтягує ланки гусеничного ланцюга (рис. 3.3, а)

$$P = 0,65 \cdot G_T \cdot \varphi = 0,65 \cdot 80000 \cdot 1 = 52kH. \quad (3.2)$$





а – гусеничний ланцюг; б - провувшина ланки гусеничного ланцюга.

Рисунок 3.3 - Розрахункова схема:

Для забезпечення однакої міцності провувшин повинна виконуватися умова [13]:

$$\sum_i^n b_i = \sum_i^n b'_i = 0,56_r, \quad (3.3)$$

де n , і b_i , b'_i – відповідно, число і ширина провувшин гусеничного ланцюга.

Діаметр пальця з умови (3.4) повинен забезпечувати необхідну зносостійкість:

$$d = \frac{2P}{[p]b_r}, \text{ мм} \quad (3.4)$$

де $[p] = 10 \text{ МПа}$ – допустимий тиск в провувшинах трака гусеничного ланцюга (параметр зносостійкості).

$$d = 2 \cdot 52000 / (10 \cdot 1000000 \cdot 0,47) = 0,022 \text{ м};$$

$$d = 22 \text{ мм}.$$

Число провувшин охоплювальної сторони ланки гусеничного ланцюга визначається з умови обмеження напруги зрізу в пальці [24, 25]:

$$n = \frac{2P}{\pi \cdot d_2 [\tau_{cp}]}, \quad (3.5)$$

де $[\tau_{cp}] = 40$ МПа - допустима напруга зрізу.

Підставляючи числові значення в (3.5) будемо мати

$$n = 104000 / (3,14 \cdot (0,0022)^2 \cdot 40 \cdot 1000000) = 1,7.$$

Прийmemo $n = 2$.

Для забезпечення рівної міцності і зносостійкості провущини охоплюваної сторони мають бути однакової ширини [25]:

$$b_i = \frac{b_r}{2n}. \quad (3.6)$$

З цією ж метою крайні провущини охоплюючої сторони ланки, виконують в 1,5...2 рази більше середніх значень, рівних ширині провущин.

Радіус провущини визначають виходячи з розрахунку її на розрив (рис. 3.3,б) [25]:

$$R = \frac{P}{b_r \cdot [\sigma]_p} = 0,5d, \quad (3.7)$$

де $[\sigma]_p = 30$ МПа - допустима напруга розтягу.

Підставляючи числові значення будемо мати:

$$R = 52000 / (30 \cdot 1000000 \cdot 0,47) + 0,5 \cdot 0,022 = 0,0256 \text{ м};$$

Прийmemo $R = 0,026 \text{ м}$.

Після конструктивного опрацювання ланок гусеничного ланцюга необхідно виконати перевіірні розрахунки ланок і пальця з урахуванням відстані S між провущинами (див. рис. 3.3). В існуючих конструкціях $S = 3$ мм.

Навантажуючу силу в провущинах ланок, сторін:веденої і ведучої: знаходять з виразів для двох

$$P_1 + P_2 + \dots + P_n = P; \quad (3.8)$$

де $P_1 \dots P_n$ – навантажуюча сила провущини, що охоплює сторони ланки гусеничного ланцюга шириною відповідно $b_1 \dots b_n$.

$$P_1 : P_2 : P_3 : \dots : P_n = \frac{1}{1,5b_1 + S} : \frac{1}{1,5b_2 + S} : \dots : \frac{1}{1,5b_n + S}; \quad (3.9)$$

3.3 Розподіл тиску гусеничного рушія на ґрунт

Середній тиск q_{cp} – найбільш поширений критерій, який використовують як один з основних агротехнічних параметрів в технічному завданні дипломного проекту. Прийнятий за показник для оцінки допустимої дії ходових систем на ґрунт відповідно до ГОСТу 24096-80. Максимальний (фактичний) тиск рушіїв на ґрунт q_{max} – визначають за допомогою

Співвідношення, які отримані з умови розподілу зусилля P (рис. 3.3), прикладеного до гусеничного ланцюга, між провущинами прямопропорційно вигинистій жорсткості пальця в точках фактичного дотику сил в провущинах.

Перевірочний розрахунок провущин виконують для найбільш навантаженої провущини. Для різних сторін ланок гусеничного ланцюга напругу розтягу в провущинах визначають з виразу [25]:

$$\sigma_p = \frac{P_i}{(2R - d)b_i} \leq [\sigma]_p; \quad (3.10)$$

$$\sigma_p = 22750 / ((2 \cdot 0,026 - 0,022) \cdot 0,11) = 6893939 \text{ Па} \leq [\sigma]_p;$$

Тиск в провущинах:

$$p_i = \frac{P_i}{(b_i \cdot d)b_i} \leq [p]; \quad (3.11)$$

$$p = 22750 / (0,11 \cdot 0,022) = 9400826 \text{ Па} < [p].$$

Перевірочний розрахунок пальця гусеничного ланцюга на зріз виконують для найбільш навантаженої середньої провущини:

$$\tau_{cp} = k \frac{4P_i}{2\pi d^2} = 0,85 \frac{P_i}{d^2} \leq [\tau]_{cp}; \quad (3.12)$$

де $k = 4/3$ – коефіцієнт, що враховує напружений стан пальця при спільній дії напруги вигину і зрізу.

Підставляючи числові значення будемо мати

$$\tau_{cp} = 0,85 \cdot 22750 / (0,022)^2 = 39953512 \text{ Па} < [\tau]_{cp}.$$

Середній тиск q_{cp} – найбільш поширений критерій, який використовують як один з основних агротехнічних параметрів в технічному завданні дипломного проекту. Прийнятий за показник для оцінки допустимої дії ходових систем на ґрунт відповідно до ГОСТу 24096-80. Максимальний (фактичний) тиск рушіїв на ґрунт q_{max} – визначають за допомогою розрахункових залежностей, а також і експериментально із застосуванням складної вимірювальної апаратури.

Рішення задачі по розподілу тисків під опорної поверхні гусеничного ланцюга ще складніше, ніж рішення такої задачі для коліс, оскільки в першому випадку опорні колеса (катки) гусеничного рушія котяться по проміжній опорі а, отже, доводиться враховувати також і властивості третього тіла – гусеничного ланцюга [26].

Створення гусеничного рушія було продиктоване необхідністю зниження тиску мобільної техніки на опорну деформаційну основу при збереженні або навіть зменшенні загальних габаритів гусеничного рушія по відношенню до колісного, що забезпечувало підвищення тягово-зчіпних властивостей, мобільності і тягового ККД техніки. Проте спочатку і до недавнього часу визначалося не фактичний, а середній статичний тиск гусеничного рушія на опорну основу, що відповідає рівномірному розподілу тиску по довжині опорної поверхні гусеничного ланцюга. У зв'язку з тим, що гусеничні рушії більшості вітчизняних сільськогосподарських тракторів мали значно вищу подовжню нерівномірність розподілу тисків, в порівнянні з колісними, досягалося при істотно нижчому середньому статичному тиску гусеничних рушіїв. Це фактично було зафіксовано в ГОСТі 24096-80 на основі параметрів сільськогосподарських тракторів, забезпечуючи вимоги агротехніки, в яких середній тиск гусеничних

рушіїв на ґрунт обмежено величиною, рівною 45кПа. Показник «найбільший з середніх умовних тисків рушіїв, кПа» увійшов також до системи показників якості продукції в частині сільськогосподарських тракторів, яка визначають у відповідності до ГОСТу 4.40-84.

Результати ряду досліджень показують [26, 27], що межа деформації ґрунтозацепів визначається діючим, а не середнім тиском, у зв'язку з чим, зокрема в п. 82 ГОСТу 7057-54 «Трактори сільськогосподарські: Методи польових випробувань» відмічено: «Для гусеничних тракторів додатково мають бути визначені максимальний і мінімальний питомі тиски при статичному стані і при роботі трактора на другій передачі з нормальним тяговим зусиллям на гаку».

Тиск на ґрунт гусеничного трактора рекомендується визначати двома методами: по середньому і по максимальному значеннях. Середній q с умовний тиск в кПа поодинокого гусеничного рушія трактора, а також з деякими уточненнями по тому, що замінило ГОСТ 7057-54 аналогічному стандарту ГОСТ 7057-73 і стандарту на методи випробувань сільськогосподарських тракторів ГОСТ 7057-81 визначають по формулі [27]:

$$q_{cp} = \frac{m_{\partial\partial} \cdot g}{10^3 \cdot b_r \cdot l_{ym}}, \quad (3.13)$$

де $m_{\partial\partial}$ – маса, що створює статичне навантаження кожного рушія, кг;

g – прискорення земного тяжіння, м/с²;

b_r – ширина гусениці, м;

l_{ym} – умовна довжина ділянки гусеничного рушія, що знаходиться у контакті з основою, м;

$$l_{ym} = l_1 + l_2 + l_3,$$

де l_1 – проекція на опорну ділянку міжцентрової відстані між привідним колесом і заднім опорним катком (при нахилі гілки гусеничного ланцюга між ними до опорного більше 2°, l_1 приймають рівним нулю; м;

l_2 – проекція на опорну ділянку міжцентрової відстані між крайніми опорними катками, м;

l_3 – проекція на опорну ділянку міжцентрової відстані між направляючим колесом і переднім опорним катком (при нахилі гілки гусеничного ланцюга між ними до опорної ділянки більше 5° l_3 приймають рівним нулю). При $l_1 = 0$ і $l_3 = 0$, $l_{ум}$ приймають рівною l_2 плюс крок гусеничного ланцюга t_r , м.

Підставляючи числові значення в (3.13) будемо мати

$q_c = 4000 \cdot 9,8 / (1000 \cdot 0,47 \cdot 2) = 41,7 \text{ кПа}$ – для базового гусеничного рушія Беларус-2103;

$q_c = 4000 \cdot 9,8 / (1000 \cdot 0,67 \cdot 2) = 29,3 \text{ кПа}$ – для модернізованого гусеничного рушія Беларус-2103;

Визначення максимального тиску q_m засноване на обліку не усієї проекції опорної поверхні гусеничного ланцюга, а тільки її ланок, число яких дорівнює числу опорних катків

$$q_r = \frac{m_{ов} \cdot g}{10^3 \cdot b_r \cdot t_r \cdot i_k}, \quad (3.14)$$

Автори стверджують [27, 28], що формула (3.14) дає завищенні значення тиску і справедлива для роботи лише на твердому негнучкому ґрунті, а також при $l_k > 3t_r$, де l_k - відстань між осями сусідніх катків.

Для Беларус-2103 із стандартною ланкою максимальний тиск рушія на ґрунт

$$q_m = 4000 / 9,8 (1000 \cdot 0,47 \cdot 0,158 \cdot 0,57) = 926 \text{ кПа}.$$

Для Беларус-2103 з широкою ланкою максимальний тиск рушія на ґрунт

$$q^m = 4000 / 9,8 (1000 \cdot 0,67 \cdot 0,158 \cdot 0,57) = 650 \text{ кПа}.$$

Вивчення результатів численних досліджень показує, що практично усі зміни в конструкції ходової системи, призводять до зниження контактних тисків, сприяють поліпшенню тягово-зчіпних властивостей.

3.4 Тяговий розрахунок трактора

Головне завдання тягового розрахунку – визначення основних тягово-швидкісних параметрів трактора, які обумовлюються потужністю тракторного дизеля, передаточними числами і коефіцієнтом корисної дії трансмісії, коефіцієнтом корисної дії рушіїв і зчепленням їх з ґрунтом.

На тракторі Беларус-2103 тягового класу 4 встановлений дизель ММЗ Д - 260.4S2 з межею постійної потужності, основні показники якого приведені в таблиці 3.1, а швидкісна характеристика представлена в таблиці 3.2.

Таблиця 3.1 – Основні показники

Найменування параметра	Позначення	Величина
Діапазон оборотів, об/хв	n	1500... 1850
Експлуатаційна потужність на номінальному режимі, кВт	Ne	110,2
Число оборотів на номінальному режимі, об/хв	ne	1850
Крутний момент на номінальному режимі, кНм	Me	0,569
Годинна витрата палива на номінальному режимі, кг/год	G _{те}	23,7
Питома витрата палива на номінальному режимі, г/кВт·год	ge	246
Максимальний крутний момент, кНм	M _{max}	0,702
Число оборотів при максимальному крутному моменті, об/хв	n _m	1500
Число оборотів на холостого ходу, об/хв	n _{xx}	2000

Тяговий розрахунок трактора проводиться за умови роботи його на стерні, крива буксування прийнята як узагальнена за результатами аналізу протоколу по випробовуванню трактора Беларус-2103 2005 по 2010 роки [12].

Експлуатаційна вага трактора $m_e = 8750$ кг.

Початкові дані – $n_{\text{дв}}$, $N_{\text{дв}}$, $M_{\text{дв}}$, $g_{\text{дв}}$ приведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Початкові дані

$n_{\text{дв}}$, об/хв	$N_{\text{дв}}$, кВт	$M_{\text{дв}}$, кНм	$G_{\text{т}}$, кг/год	$g_{\text{дв}}$, г/кВт·год
1	2	3	4	5
1980	14,7	0,071	8,4	571
1970	22,1	0,107	9,5	430
1960	29,4	0,143	10,7	364
1950	36,8	0,180	11,9	323
1940	44,1	0,217	13,1	297
1930	51,5	0,255	14,3	278
1920	58,8	0,293	15,4	262
1910	66,2	0,331	16,6	251
1900	73,5	0,370	17,8	242
1890	80,9	0,409	19,0	235
1880	88,2	0,448	20,2	229
1870	95,6	0,489	21,3	223
1860	102,9	0,529	22,5	219
1850	110,2	0,569	23,7	215
1825	111,4	0,583	23,7	213
1800	112,3	0,596	23,7	211
1775	113,3	0,610	23,7	209
1750	113,9	0,622	23,7	208
1725	114,3	0,633	23,7	207
1700	114,4	0,643	23,6	206

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5
1675	114,5	0,653	23,5	205
1650	114,3	0,662	23,4	205
1625	113,9	0,670	23,3	205
1600	113,4	0,677	23,1	204
1575	112,8	0,684	23,0	204
1550	112,0	0,691	22,8	204
1525	111,2	0,697	22,6	203
1500	110,2	0,702	22,4	203
1475	109,3	0,708	22,2	203
1450	108,3	0,714	22,0	203
1425	107,0	0,718	21,8	204
1400	105,5	0,720	21,5	204

Теоретична швидкість трактора [19]:

$$V_T = 0,105 \frac{n_{\partial\delta} r_{3\delta}}{u_{mp}} \text{ м / с}, \quad (3.15)$$

де $u_{\text{тр}}$ – передаточне число трансмісії на кожній з передач;

$$u_{mp} = u_{KPi} u_{ГП} u_{3М} u_{БП} \quad (3.16)$$

де u_{KPi} – передаточне число коробки передач на i -й передачі;

$u_{ГП}$ – передаточне число головної передачі, $u_{ГП} = 3,1667$;

$u_{3М}$ – передаточне число заднього моста, $u_{3М} = 1,4182$;

$u_{БП}$ – передаточне число бортової передачі, $u_{БП} = 5,4615$;

$r_{3\delta}$ – радіус ведучого колеса, $r_{3\delta} = 0,3517$ м.

Дотична сила тяги [29]:

$$P_K = \frac{M_{\partial\partial} u_{mp} \eta_{mp}}{r_{3\partial}} \text{ м / с, кН} \quad (3.17)$$

де η_{mp} – коефіцієнт корисної дії трансмісії на кожній з передач;

$$\eta_{TP} = \eta_{KPi} \eta_{ГП} \eta_{ЗМ} \eta_{БП} \eta_{Г} \quad (3.18)$$

де η_{KPi} – к.к.д., коробки передач на i -й передачі;

$\eta_{ГП}$ – к.к.д., головної передачі, $\eta_{ГП} = 0,980$;

$\eta_{ЗМ}$ – к.к.д., заднього моста, $\eta_{ЗМ} = 0,983$;

$\eta_{БП}$ – к.к.д., бортової передачі, $\eta_{БП} = 0,988$;

$\eta_{Г}$ – к.к.д., гусеничного ланцюга, $\eta_{Г} = 0,950$.

Таблиця 3.3 – Передаточні числа коробки передач на i -й передачі.

Передача	u_{KPi}	η_{KPi}
I	1,5667	0,988
II	1,2647	0,988
III	1,0263	0,988
IV	0,8333	0,988
V	0,6547	0,964

Сила тяги на гаку [30]:

$$P_{кр} = P_K - P_f, \text{ кН} \quad (3.19)$$

де P_f – сила опору перекочуванню [20];

$$P_f = fgm \cdot 10^{-3}, \text{ кН} \quad (3.20)$$

де f – коефіцієнт опору перекочуванню, $f = 0,07$;

g – прискорення вільного падіння.

Підставивши числові значення у вираз (3.20) будемо мати силу пружного перекочування рівною $P_f = 6,01$ кН.

Таблиця 3.4 – Теоретичні швидкості трактора і сили тяги на гаку на номінальному режимі

Передача	$u_{тр}$	$\eta_{тр}$	$P_{кр}, \text{кН}$	$V_T, \text{м/с}$
I	38,4261	0,893	49,55	11,78
II	31,0198	0,893	38,84	12,20
III	25,1727	0,893	30,39	12,71
IV	20,4394	0,893	23,54	13,34
V	16,0576	0,872	16,65	14,25

Дійсна швидкість трактора [30]

$$V = V_T (1 - \delta), \text{м/с} \quad (3.21)$$

де δ – буксування трактора.

Потужність трактора на гаку [30]

$$N_{кр} = P_{кр} V_{\delta}, \text{кВт} \quad (3.22)$$

Тяговий коефіцієнт корисної дії трактора

$$\eta_m = \frac{N_{кр}}{N_{\delta\delta}} \quad (3.23)$$

Тягова питома витрата палива [29]

$$g_{кр} = \frac{g_{\delta\delta}}{N_T}, \text{г/кВт} \cdot \text{год} \quad (3.24)$$

Результати розрахунку відображено у табл. 3.1 та використано при розрахунку операційної технології під час виконання оранки.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Загальні вимоги безпеки

1. До роботи в якості тракториста допускаються чоловіки та жінки не молодше 18 років, які пройшли попередній медичний огляд та мають посвідчення на право керування трактором цієї системи.

У разі переведення з трактора однієї системи на трактор іншої системи тракторист зобов'язаний пройти стажування та після перевірки практичних навичок начальником структурного підрозділу може бути допущений до самостійної роботи.

2. При вступі на роботу тракторист проходить вступний інструктаж з безпеки праці та первинний інструктаж на робочому місці, що має бути підтверджено його підписом у контрольному листі проходження інструктажу з безпеки праці та в журналах реєстрації вступного інструктажу та інструктажу на робочому місці.

При залученні тракториста до виконання робіт з підвищеною небезпекою (вказується найменування робіт) він проходить спеціальне навчання і після перевірки знань у кваліфікаційній комісії отримує право на проведення цих робіт у складі бригади за допуском.

При подальшій роботі тракторист проходить:

- періодичні медичні огляди не рідше одного разу на 3 роки;
- повторні інструктажі з безпеки праці - не рідше одного разу на 6 місяців з розпискою в журналі реєстрації інструктажу на робочому місці.

Періодичну перевірку знань у комісії підприємства не рідше одного разу на 12 місяців:

- правил безпеки під час виконання робіт із підвищеною небезпекою.

Позачергова перевірка знань проводиться незалежно від термінів проведення попередньої перевірки:

- при введенні в дію на підприємстві нових або перероблених (додаткових) нормативних вимог щодо охорони праці;
- при зміні (заміні) технологічних процесів, заміні або модернізації технічних засобів, обладнання, пристроїв та інструменту;
- після аварій чи нещасних випадків, пов'язаних із виконанням робіт трактористом, а також при порушенні ним вимог нормативних правових актів з охорони праці.

3. Трактористу слід пам'ятати, що при невиконанні вимог, викладених в Інструкції з охорони праці, Правилах дорожнього руху, Правилах внутрішнього трудового розпорядку, ПЕЕП та ПТБ (при роботах в охоронних зонах повітряних та кабельних ліній електропередачі), інструкціях з експлуатації та ремонту трактора причіпних пристроїв та пристроїв, а також порушення технологічних процесів при проведенні робіт може виникнути небезпека:

- а) пошкодження очей при рубанні, різанні та зачистці металу, виконанні інших ремонтних робіт;
- б) травмування при роботі з ручними пневматичними та електричними машинами, слюсарними та слюсарно-монтажними інструментами на свердлильних та заточувальних верстатах;
- в) отруєння зварювальним пилом та шкідливими газами при спільній роботі з електрогазозварником у недостатньо вентильованих приміщеннях та ураження очей ультрафіолетовим випромінюванням;
- г) при роботі на промасленій, мокрій, вкритій льодом і снігом підлозі;
- д) при необережному пересуванні територією підприємства, цеху, ходінням по незакріпленим настилам;
- е) ураження електричним струмом у разі випадкового дотику до повітряних ліній або механічного пошкодження кабельних ліній електропередачі;
- ж) під час перебування в небезпечній зоні під піднятим або вантажем, що переміщується.

4. У разі роботи у несприятливих умовах праці трактористу можуть надаватися:

- додаткова відпустка тривалістю 6 робочих днів на рік;
- засоби індивідуального захисту при керуванні трактором з опалювальною кабіною:

- комбінезон бавовняний на 12 місяців;
- рукавиці комбіновані двоपालі на 6 місяців (взимку додатково: куртка бавовняна на утепленій прокладці, бавовняні штани на утепленій прокладці, валянки на термін носіння, встановлений для відповідних кліматичних поясів);
- при керуванні трактором з усіма видами причіпних механізмів без кабін та з неопалювальними кабінами: комбінезон бавовняний на 12 місяців; рукавиці комбіновані двоपालі на 6 місяців.

На зовнішніх роботах взимку додатково: куртка бавовняна на утепленій прокладці, бавовняні штани на утепленій прокладці на термін носіння, встановлений для відповідних кліматичних поясів, валянки (в особливому і IV поясах); валянки чергові (у III поясі).

При роботі на електротракторі додатково: калоші діелектричні та рукавички діелектричні чергові.

У зв'язку із забрудненням, зумовленим обслуговуванням трактора та причіпних пристроїв, щомісяця видається безкоштовно по 400 грамів мила відповідно до затвердженого "Переліку робіт та професій, що дають працівникам право на безоплатне отримання мила".

5. Тракторист зобов'язаний;

а) виконувати цю Інструкцію з охорони праці, Правила внутрішнього трудового розпорядку, Правила дорожнього руху, інструкції з експлуатації та ремонту трактора, причіпних пристроїв та пристроїв, технологічних документів;

б) дотримуватися вимог безпеки при роботі зі слюсарними інструментами, з машинами ручними пневматичними, електроінструментом, ручними електричними світильниками, а також абразивними та ельборовими інструментами;

в) працювати тільки на тому обладнанні, роботі на якому навчений та допущений, за умови, що безпечні методи роботи на обладнанні йому відомі;

г) не допускати на робоче місце осіб, які не мають відношення до виконуваної роботи;

д) під час виконання робіт з суміжної професії знати та виконувати вимоги інструкцій з охорони праці для цих професій;

е) користуватися тільки справним інструментом та обладнанням, приладами з термінами перевірки, що не минули;

ж) працювати з використанням вантажопідйомних пристроїв тільки в тому випадку, якщо навчений та є посвідчення на право керування ними;

з) виконувати вказівки майстра, працівників служби охорони праці та протипожежної служби, повідомляти про випадки травматизму, несправності механізмів, обладнання та пристроїв на робочому місці;

і) утримувати техніку та робоче місце (при ремонті техніки) у чистоті та порядку, не захаращувати підходи та зони обслуговування робочих місць та верстатів, відходи виробництва та використану ганчірку складати у спеціальну тару;

к) вміти надавати першу долікарську допомогу потерпілому;

л) знати та дотримуватись вимог правил пожежної безпеки, вміти користуватися засобами пожежогасіння, при виникненні пожежі викликати пожежну команду (по телефону, сповіщувачем пожежної сигналізації) та брати участь у ліквідації пожежі;

м) не допускати куріння у місцях, не відведених для цього.

6. З метою особистої безпеки тракторист зобов'язаний:

а) застосовувати засоби індивідуального захисту за призначенням;

б) працювати в захисних окулярах при виконанні робіт з використанням ручних та стаціонарних машин та верстатів (у процесі яких утворюється стружка, пил тощо), пневматичних та абразивних інструментів, слюсарного інструменту ударної дії (зубіл, крейцмейселів, молотків, виколоток та ін), при очищенні механізмів від фарби, ізоляції та іржі;

в) виконувати тільки ту роботу, якою пройшов навчання, отримав завдання бригадира (майстра) та інструктаж з охорони праці;

- г) дотримуватись вимог плакатів та знаків безпеки;
- д) не піднімати та не переносити вручну тяжкість більш встановленої норми (для чоловіків – не більше 30 кг, для жінок – не більше 10 кг);
- е) при роботі на висоті 1,5 метра та вище без обмеження робочого місця застосовувати запобіжний пояс та страхувальний канат;
- ж) бути уважним до попереджувальних сигналів вантажопідіймальних машин, автомобілів та інших видів транспорту, що рухається;
- з) дотримуватися особистої гігієни, утримувати в чистоті та порядку індивідуальну шафку, спецодяг зберігати у розвішаному вигляді. В індивідуальних шафах для спецодягу сторонні предмети (інструмент) не зберігати.

7. Трактористу забороняється:

- а) при керуванні трактором перебуває у стані алкогольного чи наркотичного сп'яніння, а також у хворобливому чи стомленому стані, якщо це може поставити під загрозу безпеку руху;
- б) передавати управління трактором особам, які перебувають у стані алкогольного або наркотичного сп'яніння, а також особам, які не мають при собі посвідчення на право керування трактором цієї системи;
- в) виїжджати на лінію, якщо технічний стан трактора не відповідає технічним умовам експлуатації;
- г) користуватись відкритим вогнем для розігріву вузлів трактора;
- д) застосовувати антифриз у системі охолодження без ознайомлення з правилами застосування (під розпис) та спеціального допуску до цих робіт.

8. Ця інструкція видається на руки трактористу під розписку після проходження інструктажу на робочому місці.

У разі невиконання вимог інструкції тракторист може бути притягнутий до дисциплінарної відповідальності згідно з Правилами внутрішнього трудового розпорядку, якщо це порушення не тягне за собою кримінальної відповідальності.

Якщо порушення пов'язане із заподіянням майнових збитків підприємству, тракторист несе матеріальну відповідальність у порядку встановленому чинним

4.2 Вимоги безпеки перед початком роботи

Тракторист зобов'язаний:

- а) мати при собі посвідчення на право керування трактором цієї системи;
- б) зробити зовнішній огляд трактора і переконатися у справності всіх механізмів, пристроїв та пристроїв (перевірити надійність кріплення ходової частини, навісних агрегатів, причіпних пристроїв та пристроїв, оглянути тяговий трос, акумуляторну батарею, перевірити наявність та справність огорожень вузлів, що обертаються, звукового сигналу приладів;
- в) перевірити наявність палива у витратних баках (у баках запасного палива), охолоджувальної рідини та рівень масла в картері двигуна (баки із запасним паливом та олією зберігати із щільно закритими кришками та на відстані не менше 50 м від місця роботи трактора), відсутність підтікання палива, олії та води, справність органів управління, гальм та інших механізмів, що забезпечують безпеку руху;
- г) проводити заправку паливом при природному світлі, а у разі крайньої потреби у темний час доби тільки при електричному освітленні;
- д) при заправці картера олією в зимовий час підігрів олії призводить у водомаслогреїці або шляхом нагрівання посудини з олією гарячою водою (після заправки пролите паливо та олію протерти ганчіркою або засипати піском (землею);
- е) після доливання антифризу до системи охолодження двигуна ретельно мити руки водою з милом після кожної операції з антифризом;
- ж) перевірити укомплектованість трактора інструментом, інвентарем, буксирним пристосуванням, медичною аптечкою та засобами гасіння пожежі;
- з) перед пуском двигуна за низьких температур виробляти підігрів його джерелом тепла без відкритого вогню;
- і) переконатися перед початком руху без на гусеницях і під трактором

сторонніх предметів, у цьому, що шляху руху немає людей.

4.3. Вимоги безпеки під час роботи

Тракторист зобов'язаний:

а) дотримуватись усіх заходів безпеки, передбачених інструкцією, стежити за справністю та безпечним станом трактора, причіпних пристосувань та пристроїв, а також інструменту, спеціального одягу та взуття, що застосовуються у роботі;

б) підтримувати на робочому місці (у кабіні) порядок, не допускати захащення матеріалами (запасними частинами), не допускати розливу паливно-мастильних матеріалів та води (у разі розливу нафтопродуктів та інших рідин - негайно прибрати та насухо протерти місце розливу);

в) під час роботи бути уважним, не відволікатися та не відволікати від роботи інших працівників, стежити за справним станом та збереженням захисних засобів, чистотою спецодягу;

г) постійно спостерігати за показаннями контрольних приладів та роботою всіх механізмів;

д) кріпити причіпні пристрої або пристрої тільки при зупиненому тракторі;

е) зчеплення трактора з причіпними пристроями або пристроями проводити на першій передачі та на найменших оборотах двигуна;

ж) долати підйоми та спуски тільки на першій передачі, не перемикаючи передачу під час руху на підйомі та спуску;

з) дотримуватись інтервалу між тракторами не менше 8 - 10 м при спільному виконанні робіт кількома тракторами (при одночасній роботі двох тракторів з причіпними пристроями або пристроями відстань між агрегатами допускається не менше 20 м);

і) не робити різких поворотів трактора під час роботи з причіпними пристроями чи пристроями, особливо під час роботи на косогорах;

к) при зустрічному роз'їзді тракторів дотримуватись інтервалу між

машинами не менше 2 м;

л) при роботі в зоні повітряних ліній електропередачі відстань по повітрю між верхньою точкою трактора та найближчим проводом, залежно від напруги ліній, повинна бути не меншою:

- до 1 кВ - 1,5 м,
- від 1 до 20 кВ – 2 м,
- від 35 до 110 кВ – 4 м,
- від 150 до 220 кВ – 5 м,
- 330 кВ 6 м,
- від 500 до 750 кВ – 9 м,
- 800 кВ постійного струму-9м;

м) при переїзді трактора з ділянки на ділянку необхідно слідувати за маршрутом, вказаним керівником робіт (переїжджати залізничні лінії лише через спеціальні переїзди, на першій передачі);

н) виконувати роботи на майданчику тільки в місцях, зазначених майстром, та суворо дотримуватись розбивочних знаків, відхилення від яких може призвести до аварії;

о) зупинити трактор з появою стукотів, ударів у двигуні та його помітної вібрації;

п) виконувати команду "Стоп" негайно, ким би вона не подавалася.

Під час ремонту тракторист зобов'язаний:

а) проводити ремонт, регулювання механізмів трактора, їх чищення і мастило тільки при двигуні, що не працює;

б) при знятті та надяганні гусениць, заміні траків та пальців користуватися натяжним гвинтом (лінивцем);

в) забивати пальці в гусеницю через запобіжну насадку;

г) роботи поблизу крильчатки вентилятора виконувати при непрацюючому двигуні.

Трактористу забороняється:

а) залишати своє місце і залишати трактор, якщо вжиті заходи не

виключають його мимовільний рух або використання його під час відсутності тракториста;

б) проводити переправу трактора вбрід і по льоду в місцях, не позначених спеціалістами знаками та покажчиками;

в) виконувати рух на підйом схилом з крутістю понад 25 градусів і спускатися під ухил понад 30 градусів;

г) проводити пуск двигуна, якщо проводяться роботи з регулювання його систем, ремонту та заміни агрегатів;

д) працювати під трактором, що у нестійкому становищі (у підвішеному стані);

е) користуватися переносними електролампами з напругою вище 42 В, а ручним пневматичним, електроінструментом та вантажопідйомними механізмами без проходження відповідного навчання та перевірки знань.

4.4 Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях

Тракторист, причетний до дорожньо-транспортної пригоди або аварії з трактором, зобов'язаний:

а) негайно зупинити трактор та залишатися на місці події (за наявності - включити аварійну світлову сигналізацію або виставити знак аварійної зупинки), не переміщати трактор та предмети, що мають відношення до події;

б) у разі потреби вжити заходів для надання долікарської допомоги постраждалим, викликати "швидку допомогу", а якщо це неможливо, відправити постраждалих на попутному транспорті;

в) повідомити про те, що трапилося в міліцію (за можливості - до своєї організації), записати прізвища та адреси очевидців та чекати на прибуття працівників міліції.

При вимушеній зупинці на залізничному переїзді тракторист зобов'язаний:

а) висадити людей;

б) негайно вжити всіх заходів щодо звільнення переїзду або зупинки поїзда

(направити двох осіб уздовж колій в обидві сторони на 1000 м від місця зупинки (якщо одного, то у бік найгіршої видимості колії), пояснивши порядок подачі сигналу зупинки машиністу поїзда, що наближається (сигналом зупинки) служить круговий рух руки, вдень - з клаптем яскравої матерії або якимось добре видимим предметом, вночі - смолоскипом або ліхтарем);

в) залишатися біля трактора та подавати сигнали загальної тривоги серіями з одного довгого та трьох коротких звукових сигналів;

г) у разі поїзда бігти йому назустріч, подаючи сигнал зупинки.

При появі запаху гару або диму з двигуна тракторист зобов'язаний:

а) зупинити трактор на безпечному для руху місці;

б) при зупиненому двигуні вимкнути акумуляторну батарею;

в) вжити заходів щодо виявлення джерела займання (перегріву) та за необхідності використовувати штатні (вогнегасники) та позаштатні (вода чи земля) засоби пожежогасіння.

4.5 Вимоги безпеки після закінчення роботи

Тракторист зобов'язаний:

а) поставити трактор на місце стоянки, зупинити двигун, вимкнути "масу" або зняти клему з акумуляторної батареї, обслужити та підготувати його до виходу наступного дня;

б) на відкритих майданчиках поза опалювальними приміщеннями в зимовий час злити воду із системи охолодження та вивісити табличку: "Вода злита", а на тракторах, заправлених низькозамерзаючою рідиною, вивісити табличку: "Антифриз";

в) повідомити механіку або майстра (при необхідності – чергову службу) про всі несправності та зауваження, виявлені в процесі роботи, а також про завершення роботи тощо.

РОЗДІЛ 5

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РОБОТИ

5.1 Обґрунтування початкових даних для розрахунку економічної ефективності

Трактор Беларус-2103 енергонасичений загального призначення трактор нового покоління четвертого тягового класу, дозволяє забезпечити виконання повного спектру сільськогосподарських робіт від підготовки ґрунту під посів до збиральних операцій. Трактор пристосований для роботи в різних ґрунтово-кліматичних зонах і на всіх типах ґрунтів, у тому числі і на перезволожених ґрунтах. Маючи широкий набір різних пристосувань і вузлів додаткового устаткування трактор здатний агрегатуватися з безліччю сільськогосподарських машин і устаткування, повною мірою використовуючи свої функціональні можливості в агрегаті з широкозахватними і комбінованими машинами як класу 4, так і деякими машинами класу 5. Середня річна зайнятість гусеничних тракторів тягового класу 3 – 5 (Т-150-05- 09, Беларус-2103 і ін.) за нормативними даними складає 1960 годин, з них на роботу з ґрунтообробними машинами (навісні плуги, культиватори для суцільної і міжрядної обробки) доводиться приблизно 30 % зайнятості. Зміни в конструкції ходової системи, призводять до зниження контактних тисків, що сприяє поліпшенню тягово-зчіпних властивостей трактора, а також збільшення терміну експлуатації гусеничного ланцюга за рахунок удосконалення шарніра передбачає зменшення його простою, тобто зайнятість трактора Беларус-2103 при виконанні, наприклад технологічної операції оранка, складатиме $1960 \cdot 0,30 = 588$ години [34].

Поліпшення тягово-зчіпних якостей трактора Беларсь-2103, (див. розділ 3) на 20 %, буде забезпечено за рахунок розміщення ґрунтозачепів під кутом 15° до поперечної осі ланки гусеничного ланцюга. Отже, економічний ефект може бути отриманий в результаті підвищення продуктивності і зниження погектарної

витрати палива, що дозволить підвищити умовний еталонний наробіток на 10 %, а витрата палива знизиться при цьому на 9 %.

Однак, зміни в конструкції ходової системи трактора Беларус-2103 збільшать його вартість за рахунок застосування ряду деталей: плаваючих втулок, міжторцевих обмежувальних шайб, стопорних кілець, ущільнювачів. Розрахунок витрат на удосконалення конструкції ходової системи трактора Беларус-2103 представлений в таблиці 5.1.

Початкові дані для економічних розрахунків приведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.1 – Дані по капітальних додаткових вкладеннях

Елементи системи автоматичного регулювання навішування	Вартість, рн..
Ґрунтозачеп	5700
Ущільнювач	4200
Втулка плаваюча	2000
Шайба міжторцева	1500
Кільця стопорні	900
Всього по групі матеріалів	14300
15% - інші витрати	2145
40 % - збірка і монтаж на трактор	5720
20 % - накладні витрати	2860
Разом:	25025

5.2 Розрахунок експлуатаційних витрат

Прямі експлуатаційні витрати визначаються по наступній формулі [35]:

$$B_p = ОП + Г + P_m + A_m , \quad (5.1)$$

де $ОП$ - оплата праці механізатора, грн;

$Г$ - вартість ПММ, грн;

P_m – витрати на всі види ремонтів, ТО, грн;

A_m – амортизаційні відрахування, грн.

Таблиця 5.2 – Нормативи і початкові дані для розрахунку економічного ефекту

Початкові дані	Беларус-2103	
	Серійний	Проектний
1	2	3
Балансова вартість трактора Беларус-2103, грн.	1500000	1525025
Додаткові капіталовкладення, грн.	-	25025
Норма відрахувань на амортизацію % від вартості:		
Беларус-2103	10	10
Норма відрахувань на всі види ремонтів, ТО, %:		
Беларус-2103	12,5	12,5
Річне завантаження при ґрунтообробітку, год	588	588
Годинна витрата дизельного палива, кг/год	11	10
Годинне напрацювання, у. ет. га./год	0,50	0,55
Річне напрацювання трактора на орних роботах, у. ет. га.	294	323,4
Комплексна ціна палива, грн./кг	24,6	24,6
Тарифна оплата праці зі всіма нарахуваннями, грн./люд.- год.	15,7	15,7

Використовуючи початкові дані, визначимо оплату праці тракториста в рік за формулою:

$$ОТ = Y_{опл.} \cdot T_{вр.роб}$$

де $Y_{опл.}$ - годинна ставка тракториста;

$T_{вр.роб}$ - витрати робочого часу.

$$OT_{\text{серійний}} = 15,7 \cdot 588 = 9231,6 \text{ грн.}$$

$$OT_{\text{проект}} = 157,11 \cdot 588 = 9231,6 \text{ грн.}$$

Визначаємо річні витрати на ПММ за формулою:

$$Г_{\text{серійний}} = 24,6 \cdot 11 \cdot 588 = 126773 \text{ грн.}$$

$$Г_{\text{проект}} = 24,6 \cdot 10 \cdot 588 = 115248 \text{ грн.}$$

Визначаємо витрати на ТР, ТО за формулою:

Для серійного агрегату:

$$P_m(\text{Беларус} - 2103) = \frac{1500000 \cdot 12,5 \cdot \left(\frac{588}{1960}\right)}{100} = 56250 \text{ грн.}$$

Для проектного агрегату:

$$P_m(\text{Беларус} - 2103) = \frac{1525025 \cdot 12,5 \cdot \left(\frac{588}{1960}\right)}{100} = 57188 \text{ грн.}$$

Визначаємо витрати на амортизацію:

Для серійного агрегату:

$$P_m(\text{Беларус} - 2103) = \frac{1525025 \cdot 10 \cdot \left(\frac{588}{1960}\right)}{100} = 45000 \text{ грн.}$$

Для проектного агрегату:

$$P_m(\text{Беларус} - 2103) = \frac{1525025 \cdot 10 \cdot \left(\frac{588}{1960}\right)}{100} = 45750 \text{ грн.}$$

Отже, сума прямих річних експлуатаційних витрат складає:

Для серійного агрегату:

$$B_{P1} = 9231,6 + 126773 + 56250 + 45000 = 320404 \text{ грн.}$$

Для проектного агрегату:

$$B_{P2} = 9231,6 + 115248 + 57188 + 45750 = 311567 \text{ грн.}$$

Визначаємо економію річних експлуатаційних витрат:

$$E_{PB} = \left(\left(\frac{B_{P1}}{Q_{P1}} \right) - \left(\frac{B_{P2}}{Q_{P2}} \right) \right) \cdot Q_{P2}$$

де Q_{P1}, Q_{P2} - відповідно об'єм виконаних орних робіт серійним і модернізованим агрегатами.

$$E_{PB} = \left(\left(\frac{320404}{294} \right) - \left(\frac{311567}{323,4} \right) \right) \cdot 323,4 = 40577 \text{ грн.}$$

Економічний ефект за термін служби

$$K_m = \frac{P_{rt} \cdot [(1 + NS)^T - 1]}{NS},$$

де P_{rt} - річний економічний ефект;

NS - коефіцієнт, який дорівнює $NS = 0,12$;

T - термін експлуатації об'єкту ($T = 11$ років).

$$K_m = \frac{40557 \cdot [(1 + 0,12)^T - 1]}{0,12} = \frac{100522}{0,12} = 837687 \text{ грн.}$$

Визначимо коефіцієнт ефективності капіталовкладень за формулою:

$$E_m = \sqrt[T]{\frac{K_m}{K_o}} - 1,$$

де K_o - додаткові капіталовкладення, грн.

$$E_m = \sqrt[11]{\frac{837687}{25925}} - 1 = 0,38.$$

Ціна попиту на основні засоби для реалізації проекту:

$$DP = \frac{K_m}{(1 + NS)^T};$$

$$DP = \frac{837687}{(1 + 0,12)^{11}} = \frac{537687}{3,5} = 153624 \text{ грн.}$$

Термін окупності капіталовкладень знаходимо за формулою:

$$T_{ок} = \frac{\ln\left(1 - \frac{K_0 \cdot NS}{P_{rt}}\right)}{\ln(1 + NS)},$$

$$T_{ок} = \frac{\ln\left(1 - \frac{25025 \cdot 0,12}{40557}\right)}{\ln(1 + 0,12)} = \frac{0,072}{0,113} = 0,64$$

Результати розрахунків представлені в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – Економічна ефективність від збільшення довговічності гусеничного рушія трактора Беларус – 2103, а також поліпшення його тягово-зчіпних якостей.

Показники	Беларус-2103	
	серійний	проектований
1. Балансова вартість, грн.	1500000	1525025
2. Додаткові капіталовкладення, грн.	-	25025
3. Годинний наробіток, у.ет.га/ год.	0,50	0,55
4. Годинна витрата палива, кг/год	11	10
5. Річне завантаження, год.	588	588
6. Річне напруження трактора при виконанні оранки, у. ет. га.	294	323,4
7. Річний економічний ефект, грн.	-	40557
8. Економічний ефект за термін експлуатації, грн.	-	837687
9. Термін окупності додаткових капітальних вкладень, місяців	-	6,5

Висновки по розділу

При виконанні розрахунків встановлено, що проект економічно доцільний, є достатньо високий рівень надійності в отриманні економічного ефекту від його реалізації.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Сучасні гусеничні трактора «Беларус» тягового класу 4 використовуються на багатьох видах робіт, з яких близько 20 % складають роботи з ґрунтообробними машинами. Як показала багаторічна практика роботи цих тракторів, одним з їх недоліків є малий термін експлуатації гусеничного ланцюга, внаслідок незахищеності спряжених поверхонь від попадання абразиву, а також підвищене буксування при виконанні сільськогосподарських (тягових) робіт, яке призводить до ущільнення ґрунту, порушення його структури, враженню вітровою ерозією і як наслідок зниженням родючості.

З метою збільшення експлуатаційного наробітку гусеничного ланцюга трактора Беларус - 2103, який прийнято за прототип, необхідно удосконалити шарнір, який і визначить довговічність гусеничного рушія. Для поліпшення тягово-зчіпних якостей трактора Беларус-2103 ґрунтозачепа необхідно виконати під кутом 15° до поперечної осі ланки, що дозволяє збільшити коефіцієнт зчеплення на 20 %. Все це продукує збільшенню продуктивності і зниженню погектарної витрати палива.

Висвітлено передумови до розрахунку та проведено розрахунки основних складових частин. Наведено технологічні аспекти проекту, які представлено операційною картою на оранку агрегатом Беларус-2103+ПЛН-8- 40, в якій враховано поліпшенні тягово-зчіпні якостей та встановлено, що застосування конструктивної розробки забезпечить річний економічний ефект 40557 грн., і термін окупності проекту буде становити 6,5 місяців.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Микулик Н.А. Основы теории транспортных динамических систем с реактивными звеньями: дис. доктора техн. наук/ Н.А. Микулик Минск, 1992.
2. Болдовский В.Н. Разработка системы контроля ускорений тягово-транспортных средств / В.Н. Болдовский, Д. М. Клец // Вісник КІПУ. – 2009. – 42-44с. Вип. 18.
3. Гребнєв В.П. Мобільні енергетичні засоби. Експлуатаційні властивості: навч. посібник/ В. П. Гребнєв, О.І. Поліваєв, А. В. Ворохобін. – Київ: ФГОУ ВПО НУБіП, 2009. – 305 с.
4. Кутьков Т.М. Трактори і автомобілі. Теорія і технологічні властивості. / Г.М. Кутьков. – К.: Наука, 2004. – 504 с.
5. Гребнєв В.П. Практикум по теорії трактора і автомобіля / В.П. Гребнєв, О.І. Поліваєв, О.М. Костіков, А.В. Ворохобін. – Київ: ФГОУ ВПО НУБіП, 2009. – 88 с.
6. Експлуатація машинно-тракторного парку: [навчальний посібник для сільськогосподарських вузів] / Ю.В. Бudyко [і ін.]: під ред. Ю.В. Бudyко. – Мн.: Урожай, 1991. – 336 с.
7. Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві / В.Ю.Ільченко, П.І.Карасьов, А.С.Лімот та ін.; За ред. В.Ю.Ільченка. – К.: Урожай, 1993. – 288 с.
8. Данильченко М. Г. Експертно- аналітична оцінка технологічних і економічних показників сільськогосподарської техніки: Навчально-методичний посібник для студентів економічних спеціальностей / М. Г. Данильченко, Б. Б. Гладич, Р. Б. Гевко, І. Г. Ткаченко. – Тернопіль: Економічна думка, 2001. – 61 с.
9. Амельченко П.А. Агрегатирование тракторов «Беларусь» / П.А. Амельченко. – Минск.: Ураджай, 2008. – 302 с.
10. Костащук М.І. Технологія відновлення роботоздатності деталей машин в майстернях господарств / М.І. Костащук, В.А. Сиволапов. – Київ: Видавництво Національного університету біоресурсів і природокористування України. – 2008.

