

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ
ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ МАШИН
ІМ. ПРОФЕСОРА О.Д. СЕМКОВИЧА

ДИПЛОМНА РОБОТА

Освітнього ступеня «Магістр»

на тему: **„Дослідження експлуатаційних показників машино-тракторного агрегату під час виконання транспортних робіт”**

Виконав: студент 6 курсу групи Аін-62

Спеціальності 208 „Агроінженерія”

(шифр і назва)

Процікевич Святослав Ігорович

(Прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., в.о. проф. Кузьмінський Р.Д.

(Прізвище та ініціали)

Рецензенти: _____

(Прізвище та ініціали)

(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2021

УДК: 658.51:631.3

Магістерська робота: 88 с. текст. част., 22 рис., 10 табл., 12 слайдів., 30 джерел.

Дослідження експлуатаційних показників машино-тракторного агрегату під час виконання транспортних робіт

Процікевич С.І. Кафедра ЕтаТСМ ім. проф. О.Д. Семковича. – Дубляни, Львівський НАУ, 2021.

В роботі виконано аналіз організаційних обставин збирання цукрового буряка та виділено в ньому важливість транспортних робіт. А також охарактеризовано існуючі механізовані способи його збирання.

Описано основні експлуатаційні показники тракторного агрегату, а також описано науково-методичні передумови дослідження показників керованості тракторного агрегату при завантаженні коренеплодів цукрового буряка, під час руху агрегату з напівпричепом та причепом.

Описано методику та наведено результати виробничих експериментів щодо оцінки тягово-зчіпних властивостей та керованості тракторного агрегату при завантаженні коренеплодами цукрового буряка.

Виконано аналіз умов праці та побуту, стан профілактики травматизму у підприємстві, а також розроблено логіко-імітаційну модель виникнення травм на виробництві.

Виконано вартісне оцінення експлуатаційних витрат транспортного агрегату у механізованому процесі збирання цукрового буряку.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. ТЕХНОЛОГІЯ ВИКОНАННЯ ЗБИРАЛЬНИХ РОБІТ ЦУКРОВОГО БУРЯКА	9
1.1. Організаційні особливості збирання цукрового буряка	9
1.2. Способи механізованого збирання цукрового буряка	10
1.3. Технологічні особливості процесу механізованого збирання цукрового буряка	13
Висновки до розділу 1	15
2. НАУКОВО-МЕТОДИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДОСЛІДЖЕНЬ	16
2.2. Керованість тракторного агрегату при завантаженні коренеплодів цукрового буряка	22
2.3. Керованість тракторного агрегату з напівпричепом.....	24
Висновки до розділу 2.....	35
3. МЕТОДИКА ВИРОБНИЧИХ ЕКСПЕРИМЕНТІВ	36
3.1. Методика дослідження перерозподілу навантажень по осях трактора при заповненні напівпричепа	36
3.2. Методика дослідження тягового ККД трактора при перерозподілі зчійної ваги між мостами	43
Висновки до розділу 3	49
4. РЕЗУЛЬТАТИ ВИРОБНИЧИХ ЕКСПЕРИМЕНТІВ	50
4.1. Результати тягового розрахунку трактора ХТЗ-16331 на ґрунтовій дорозі підвищеної вологості	50
4.1.1 Тяговий діапазон трактора	50
4.1.2. Маса трактора	51
4.1.3. Розрахунок номінальної потужності двигуна	51
4.1.4. Розрахунок основних робочих швидкостей трактора	52

4.1.5. Розрахунок передаточних чисел трансмісії і коробки передач	53
4.2. Розрахунок показників енергонасиченості та металоємності трактора	55
4.2.1. Регуляторна швидкісна характеристика двигуна в функції від частоти обертання колінчастого вала	55
4.2.2. Навантажувальна характеристика двигуна у функції від ефективної	61
4.3. Розрахунок та побудова теоретичної тягової характеристики трактора	61
Висновки до розділу 4	70
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	71
5.1. Структурно функціональний аналіз травмонебезпечних ситуацій впродовж виконання робіт	71
5.2. Аналіз методики моделювання травмонебезпечних та аварійних ситуацій	72
5.3. Результати розробки логічно-імітаційної моделі травм на виробництві ситуаціях	73
Висновки до розділу 5	77
6. ВАРТІСНЕ ОЦІНЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИТРАТ ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ У МЕХАНІЗОВАНОМУ ПРОЦЕСІ ЗБИРАННЯ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ	78
Висновки до розділу 6	84
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	85
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	86

ВСТУП

Цукровий буряк в Україні є однією з основних культур сільськогосподарського виробництва. Якість збирання цукрового буряку має першочергове значення в технологічному процесі в зв'язку з необхідністю отримання високоякісної сировини для цукрової промисловості.

Конкурентноспроможність цукру можна підвищити шляхом зниження його собівартості. Цього можна досягнути шляхом збільшення врожайності цукрового буряка або зменшення витрат на його вирощування та переробку.

Витрати на транспортні роботи в господарствах можуть становити до 20 % від суми витрат на вирощування культури, а понад 40 % потужності в сільському господарстві нашої держави, припадає на даний вид робіт.

Ефективність використання тракторів на транспортних роботах визначається складом тракторного агрегату (кількістю причепів, їх типом і загальною вантажопідйомністю), тягово-зчіпними і енергетичними показниками трактора, дорожно-кліматичними умовами, відстанню перевезень, маневреністю, швидкістю і стійкістю руху, гальмівними якостями тракторного агрегату і т.д.

Аналіз відомих способів підвищення тягово-зчіпних властивостей трактора на транспортних роботах показав, що дані способи не ефективні чи ж не застосовні при агрегуванні причепами з вантажем різної маси, наприклад під час збирання коренеплодів цукрового буряка.

Мета роботи – підвищити ефективність транспортних робіт під час збирання цукрового буряку шляхом покращення тягово-зчіпних властивостей та керованості тракторного агрегату.

Завдання дослідження:

- проаналізувати організаційні обставини збирання цукрового буряка;
- здійснити аналіз організаційних форм використання збирального комплексу;

- розробити програму експериментів, виконати їх та опрацювати результати, які дадуть змогу виконати розрахунок та побудувати теоретичну тягову характеристику трактора;

- узгодити тягову характеристику трактора з вантажопідйомністю тракторного агрегату за підвищеної вологості ґрунту під час збирання коренеплодів цукрового буряка.

- виконати вартісне оцінення експлуатаційних витрат транспортного агрегату у механізованому процесі збирання цукрового буряку.

Об’єкт дослідження: колісний трактор, тракторний причіп, тягово-зчіпні властивості тракторного агрегату.

Предмет дослідження: експлуатаційні показники ефективності тракторного агрегату та їх залежність від завантаженості причепа.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в тому, що вперше:

- встановлено залежність навантаження на осях трактора від розподілу коренеплодів цукрового буряка в кузові напівпричепа під час його механізованого збирання;

- встановлено залежність вантажопідйомності тракторного агрегату під час збирання коренеплодів цукрового буряка від його тягових властивостей.

Практичне значення результатів полягає у тому, що:

- отримана залежність дає змогу дослідити вплив нерівномірності навантаження коліс трактора на його тягово-зчіпні властивості особливо під час збирання коренеплодів цукрового буряка за умов підвищеної вологості ґрунту;

- отримана залежність показує, що довантаження привідних коліс трактора, з напівпричепом, за рахунок розподілу 2/3 маси коренеплодів цукрового буряка в передній частині напівпричепа, забезпечує підвищення на 15% вантажопідйомності тракторного агрегату.

1. ТЕХНОЛОГІЯ ВИКОНАННЯ ЗБИРАЛЬНИХ РОБІТ ЦУКРОВОГО БУРЯКА

1.1. Організаційні особливості збирання цукрового буряка

Тривалість збирання цукрового буряка в різних районах країни коливається від 20 до 25 днів. Після збирання буряк схильний до швидкого псування. Він починає в'янути і загнивати, втрачаючи в масі і знижуючи цукристість. Тому відразу ж після викопування і очищення його необхідно доставляти на цукрові заводи для переробки або на спеціальні пункти зберігання. Для вивозу буряка з поля використовують автотранспорт та тракторні транспортні засоби, поєднуючи функції транспортних і технологічних машин і агрегатів (навантаження, розподіл коренеплодів по поверхні кузова і т.д.).

За технологією обробітку можливе збирання коренеплодів роздільним, потоковим і потоково-перевалочним способом [8, 12, 17].

При роздільному способі зібраний комбайном буряк вивантажують з бункера комбайна купами на полі, а потім після ручної доочистки завантажують бурякозавантажувачами в транспортні засоби для доставки на цукрові заводи і приймальні пункти. При цьому трудомісткість вантажних робіт дуже висока, транспортні засоби і бурякозавантажувачі рухаються прямо по полю від купи до купи для завантаження.

Масове збирання цукрового буряка проводять за групового використання на одному полі двох-трьох комплексів машин, включених до складу збирально-транспортного загону. Кожний бурякозбиральний агрегат працює в своїй загінці. Загін збирає та силосує бадилля, збирає коренеплоди та вивозить їх на бурякоприймальні пункти або на майданчики для тимчасового польового кагатування; веде підбір невідкопаних і загублених коренеплодів; вантажить коренеплоди з кагатів в транспортні засоби та вивозить на бурякоприймальні пункти.

Роботу організують, щоб весь зібраний буряк протягом доби був вивезений на бурякоприймальні пункти. Недотримання цієї умови призводить до значних втрат врожаю, зниженню технологічної якості сировини.

Транспортні засоби для вивезення коренеплодів слід зосередити у складі збирально-транспортного загону. Коренеплоди доцільно вивозити автомобілями вантажопідйомністю 5-8 т або автопоїздами з одним або двома змінними причепами загальною вантажопідйомністю 9-16 т. Причепи (один або два) до збиральних машин або навантажувачів подають тракторами. Така організація дозволяє в два-три рази скоротити час на навантаження в порівнянні із завантаженням автопоїзда без від'єднання причепів. Значно спрощується організація вивезення коренеплодів автопоїздами, якщо є змінні (оборотні) причепи.

Весь автотранспорт, зайнятий на вивезенні буряка, працює за годинним графіком. Збиранням, вивезенням і прийманням буряка керує диспетчерська група.

Збирання цукрового буряка ведуть потоковим, перевалочним або потоково-перевалочним способами [8, 12, 17].

1.2. Способи механізованого збирання цукрового буряка

При потоковому способі збирання коренеплоди завантажують в транспортні засоби на ходу і доставляють безпосередньо на бурякоприймальні пункти, а бадилля збирають в тракторні причепи та відвозять до місця силосування або згодовування худобі (рис. 1.1.)

Перевалочний спосіб полягає в тому, що коренеплоди від бурякозбиральних машин вивозять в тракторних причепах на край або середину поля та укладають в тимчасові польові кагати. Потім автотранспортом перевозять на бурякоприймальні пункти цукрових заводів. З кагатів коренеплоди вантажать бурякозавантажувачами (рис. 1.2).

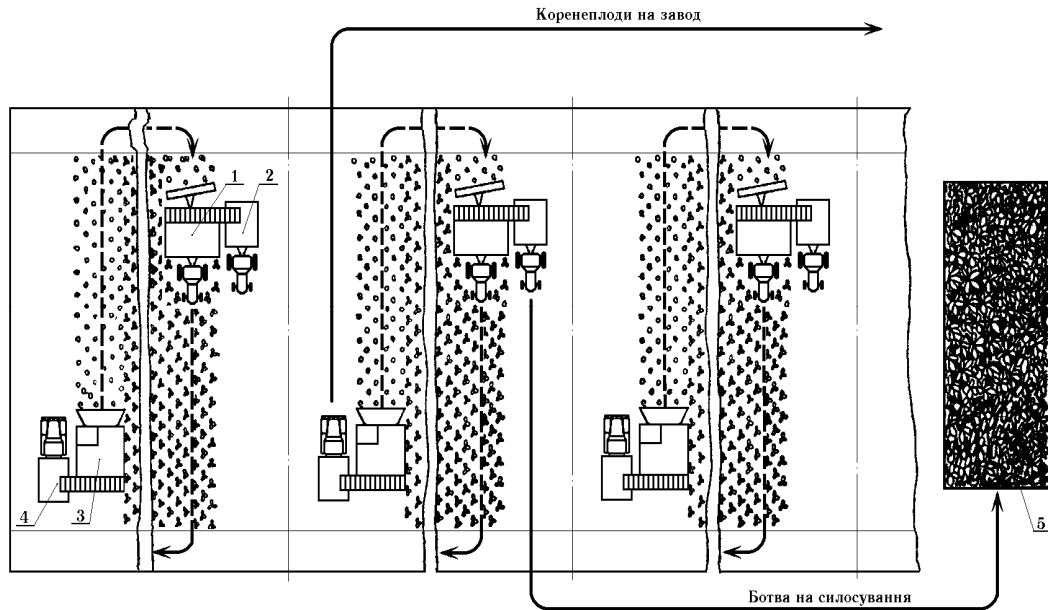


Рисунок. 1.1 – Схема поточкового способу збирання цукрового буряка: 1 – гичкозбиральний агрегат; 2 – технологічний транспорт для бадилля; 3 – коренезбиральний агрегат; 4 – технологічний транспорт для коренеплодів; 5 – польова траншея силосування

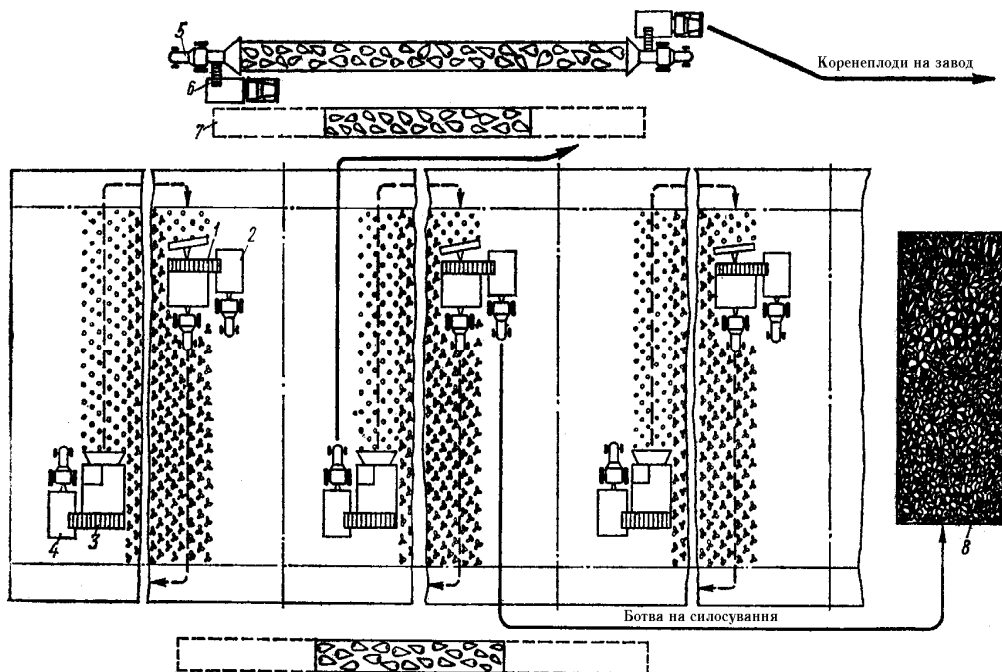


Рисунок. 1.2 – Схема перевалочного способу збирання цукрового буряка: 1 – гичкозбиральний агрегат; 2 – технологічний транспорт для бадилля; 3 – коренезбиральний агрегат; 4 – технологічний транспорт для коренеплодів; 5 – бурякозавантажувач; 6 – магістральні транспортні засоби; 7 – тимчасові польові кагати; 8 – польова траншея силосування

При потоково-перевалочному способі частину коренеплодів безпосередньо від коренезбиральних машин вивозять на приймальні пункти цукрових заводів, а частину укладають в тимчасові польові кагати на перевалочному майданчику (рис. 1.3). Це спосіб найефективніший при груповому застосуванні машин і оптимальному поєднанні допоміжних технічних засобів [8, 12, 17].

Запас коренеплодів дозволяє більш раціонально і продуктивно використовувати автотранспорт протягом доби, а у разі неможливості збирання через погодні умови дає можливість підвищити продуктивність транспортних агрегатів.

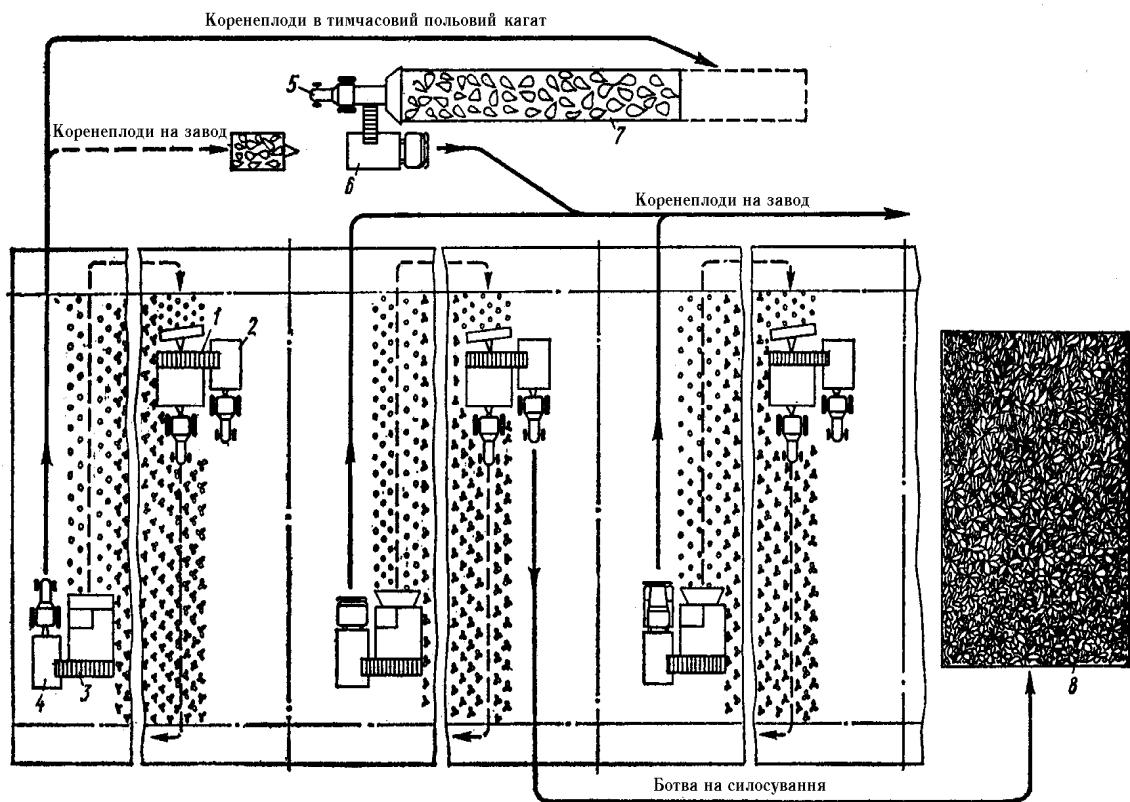


Рисунок. 1.3 – Схема потоково-перевалочного способу збирання цукрового буряка: 1 – гичкозбиральний агрегат; 2 – технологічний транспорт для бадилля; 3 – коренезбиральний агрегат; 4 – технологічний транспорт для коренеплодів; 5 – бурякозавантажувач; 6 – магістральні транспортні засоби; 7 – тимчасові польові кагати; 8 – польова траншея для силосування

1.3. Технологічні особливості процесу механізованого збирання цукрового буряка

Передзбиральне спущення ґрунту в міжряддях. За 8...12 днів до початку збирання проводять міжрядне спущення просапними культиваторами, обладнаними 2...3 долотоподібними або стрілчастими лапами, на глибину 7...8 см при сухій і 8...12 см при нормальному або рихлому ґрунті із захисною зоною 10...12 см, якщо робочі органи культиватора не забиваються листям бадилля і бур'янами. При сильно розвинутому бадиллі на твердих ґрунтах, що пересохнули, передзбиральне пошарове спущення з різницею глибини ходу лап 3...4 см проводять після проходу гичкозбиральної машини.

Підготовка поля до збирання. Бурячні плантації оглядають і намічають черговість їх збирання. Спочатку збирають буряк, видалений від доріг, більш раннього посіву і біологічно стиглий, ознакою якого є розмикання листя бадилля в міжряддях і зміна забарвлення останніх від темно-зеленої до ясно-зеленої і жовтої, а також буряк, уражений хворобами. З полів видаляють вручну високорослі бур'яни і квітучі рослини, каміння, зарівнюють канавки.

Збирання буряка з поворотних смуг. Поворотні смуги повинні бути шириною 21,6 м (4 проходи 12-рядної сівалки). Збирають врожай на них бурякозбиральними машинами перевалочним способом. Кінцеві ділянки поворотних смуг завдовжки 25...30 м збирають за допомогою бурякозбиральних машин або вручну. Перший прохід агрегату (рис.1.4.) при збиранні поворотних смуг починають з середини від стикового міжряддя. Для збирання бадилля на смугах машину БМ-6А агрегують з колісним тягловим класу 1,4 [8, 12, 17].

Відвозять бадилля від машини БМ-6А при довгих гонах двома тракторними причепами 2-ПТС-4-887А в агрегаті з трактором «Білорусь». Поряд з бурякозбиральною машиною рухається і завантажується бадиллям

перший причіп в агрегаті з трактором, а другий слідує ззаду за гичкозбиральною машиною. Після заповнення першого причепа бадиллям трактор без зупинки відвозить його до місця силосування, а другий подає під завантаження.

Після закінчення першого проходу гичкозбиральною машиною коренеплоди збирають машиною КС-6 або РКС-6 та вантажать їх в причіп, що рухається поряд та з агрегатований з трактором тягового класу 1,4, а другий трактор з причепом рухається позаду [8, 12, 17].

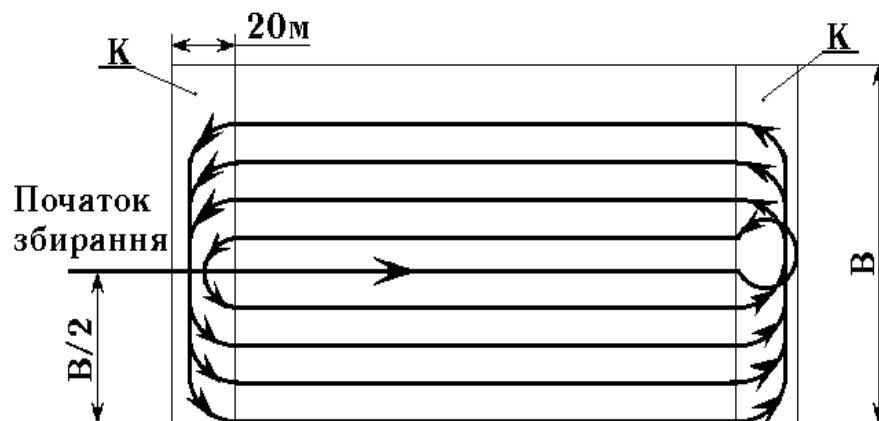


Рисунок. 1.4 – Схема руху збиральних агрегатів на поворотних смугах і міжзагінкових проходах (В – ширина поворотної смуги)

Розбитвання поля. Поле розбивають на загони з таким розрахунком, щоб площа їх дорівнювала змінній продуктивності збирального агрегату, а межі проходили по стикових міжряддях.

Для збирання буряка комплексом шестирядних машин поле розбивається на загінки по 240 рядів. Кількість рядів обов'язково повинна бути кратною шести. В цьому випадку стикові міжряддя не потраплятимуть в середину проходу збиральних машин. З кожної сторони непарної загороди збирають по 12 рядів. Збирають міжзагородні проходи поворотних смуг перевалочним способом і коренеплоди в тойже день вивозять на бурякоприймальний пункт [8, 12, 17].

Висновки до розділу 1

1. Тривалість збирання цукрового буряка в різних районах країни коливається від 20 до 25 днів. Після збирання буряк схильний до швидкого псування. Він починає в'янути і загнивати, втрачаючи в масі і знижуючи цукристість. Тому відразу ж після викопування і очищення його необхідно доставляти на цукрові заводи для переробки або на спеціальні пункти зберігання. Для вивозу буряка з поля використовують автотранспорт та тракторні транспортні засоби, поєднуючи функції транспортних і технологічних машин і агрегатів (навантаження, розподіл коренеплодів по поверхні кузова і т.д.).

2. Масове збирання цукрового буряка проводять за групового використання на одному полі двох-трьох комплексів машин, включених до складу збирально-транспортного загону. Кожний бурякозбиральний агрегат працює в своїй загінці. Загін збирає та силосує бадилля, збирає коренеплоди та вивозить їх на бурякоприймальні пункти або на майданчики для тимчасового польового кагатування; веде підбір невідкопаних і загублених коренеплодів; вантажить коренеплоди з кагатів в транспортні засоби та вивозить на бурякоприймальні пункти.

3. Для збирання буряка комплексом шестирядних машин поле розбивається на загінки по 240 рядів. Кількість рядів обов'язково повинна бути кратною шести. В цьому випадку стикові міжряддя не потраплятимуть в середину проходу збиральних машин. З кожної сторони непарної загороди збирають по 12 рядів. Збирають міжзагородні проходи поворотних смуг перевалочним способом і коренеплоди в той же день вивозять на бурякоприймальний пункт.

2. НАУКОВО-МЕТОДИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1. Основні експлуатаційні показники тракторного агрегату на транспортних роботах

Ефективність використання тракторів на транспортних роботах визначається складом тракторного агрегату (кількістю причепів, їх типом і загальною вантажопідйомністю), тягово-зчіпними і енергетичними показниками трактора, ґрунтово-кліматичними умовами, відстанню перевезень, маневреністю, швидкістю і стійкістю руху, гальмівними якостями тракторного агрегату і т.д. [7, 9, 10, 28].

Аналіз відомих способів підвищення тягово-зчіпних властивостей трактора на транспортних роботах показав, що дані способи не ефективні або ж не застосовні при агрегуванні причепами з вантажем різної маси, наприклад під час збирання коренеплодів цукрового буряка. Суттю більшості даних способів є довантаження приводних задніх коліс трактора вагою причепа при одночасному розвантаженні передніх. Наприклад, фірма A.Ghalmers (Англія) розробила зчіпний пристрій, що сполучає транспортний засіб з рамою трактора за допомогою ресорного дишла, до якого прикріплюються підйомні важелі навісного механізму. На тракторах фірми M.Fergusson (США) на нижніх важелях навісного механізму зміцнюється додатковий важіль, який ланцюгом сполучений з дишлом причепа.

Для підвищення тяговий-зчіпних властивостей тракторів з причепами при русі по бездоріжжю або поганим ґрунтовим дорогам застосовують довантаження привідних коліс трактора за рахунок вертикальних навантажень на колеса тракторного транспортного агрегату (рис. 2.1).

У даній схемі довантаження приводних коліс трактора використаний додатковий силовий зв'язок 3 трактора з причепом (крім звичайного, через дишло 5). Зв'язок є гнучким з'єднанням (у вигляді троса) навантажених підйомних важелів 2 механізму навіски трактора з передньою віссю причепа.

Важелі від'єднані від нижньої подовжньої тяги навішування і зв'язані між собою поперечиною. Для збільшення довантажуючого ефекту, що досягається за рахунок кута α важелі подовжені. Дишло причепа прикріплене до причіпної сережки трактора, яка при використанні силового регулятора через спеціальний пристрій, що включає важіль 6, з'єднується з силовим датчиком 4.

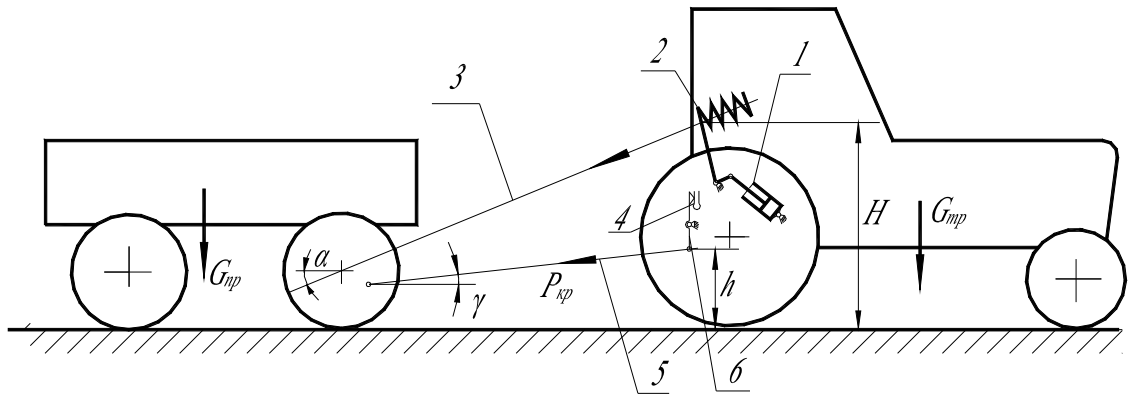


Рисунок 2.1 – Схема довантаження задніх коліс трактора з причепом:
1 – гідроциліндр; 2, 6 – важелі; 3 – трос; 4 – силовий датчик; 5 – дишло

Додаткове тросове з'єднання має N-подібну форму: на поперечині підйомних важелів встановлений підпружинений ролик, обидва кінці якого приєднано до кінців передньої вісі причепа. Це забезпечує кутові переміщення дишла щодо трактора при повороті агрегату і його русі на нерівній дорозі .

Коректування вертикальних навантажень на колеса агрегату досягається за рахунок зусилля P_T створюваного тиском оливи в гідроциліндрі 1 і переміщенням його штока. В даному випадку опір рівномірного руху причепа $G_{пр}$ на горизонтальній ділянці дороги з коефіцієнтом опору коченню f буде мати вигляд:

$$P_{пр} = P_{кр} \cdot \cos \gamma + P_T \cos \alpha ; \quad (2.1)$$

$$P_{кр} = f(G_{пр} - P_T \cdot \sin \alpha) - P_T \cos \alpha . \quad (2.2)$$

З виразу (2.2) виходить, що чим більше P_T тим менше $P_{кр}$ а оскільки $\alpha > \gamma$ і $H > h$, то за інших рівних умов забезпечується збільшення вертикального навантаження на задні колеса трактора за рахунок її зниження на передні колеса трактора і причепа.

Таке збільшення зчіпної ваги трактора найбільшою мірою впливає на трактори з колісною формулою 4×2 із силовим регулятором навісного механізму під час перевезення вантажів причепами у важких дорожніх умовах. Однак слід зауважити, що зі збільшенням зчіпної ваги трактора, яка досягається за рахунок зниження вертикального навантаження на передні колеса трактора під час збирання коренеплодів цукрового буряка спричинює зниження показників маневреності тракторного агрегату.

Виконаний нами аналіз літературних джерел дав змогу встановити, що дослідженню маневреності колісних машин і машинно-тракторних агрегатів присвячена значна кількість робіт. Аналіз результатів даних робіт дав змогу скласти структуру властивостей маневреності колісної машини як складної експлуатаційної властивості, що включає прості (основні) властивості (рис. 2.2) [1, 2, 3, 7, 9, 10].

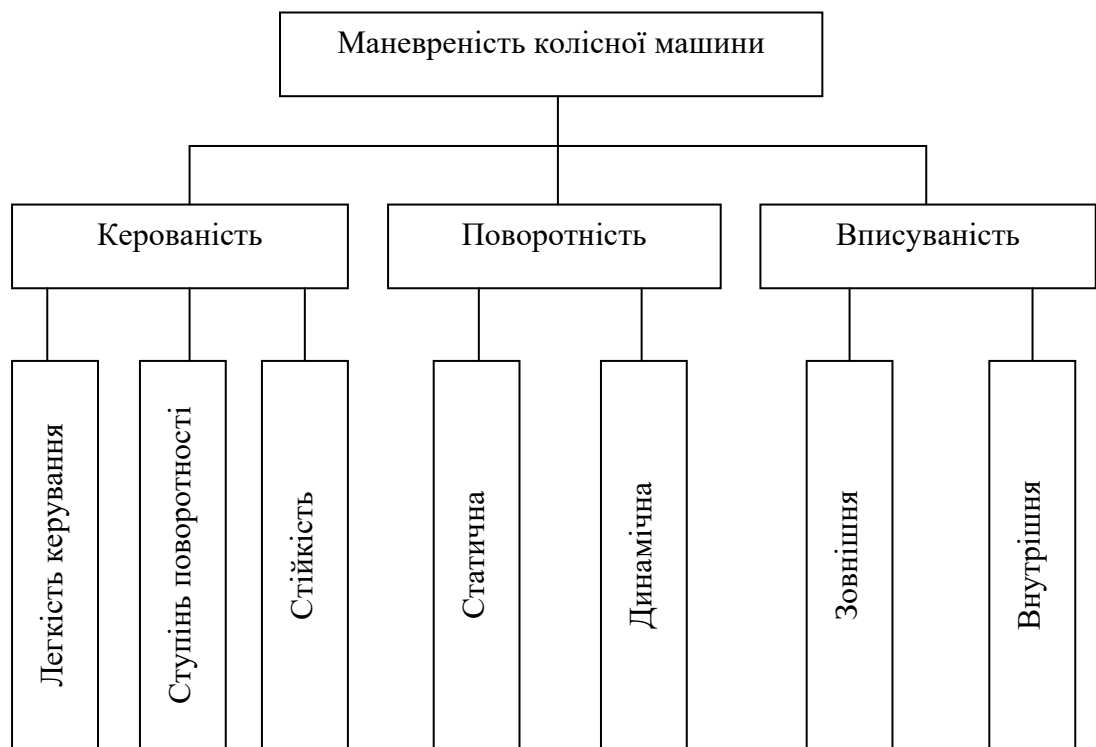


Рисунок 2.2 – Структура властивостей маневреності колісної машини

Слід зазначити, що існують відмінності у формулюванні визначення властивостей маневреності в роботах різних авторів.

Наприклад, стосовно тракторних транспортних агрегатів під керованістю розуміють властивість машини підкорятися діям водія із збереження заданого напрямку руху або змінювати його відповідно до дії на кермове управління. У трактуванні Закина Я.Х. *керованість* – це властивість рухомого складу рухатися по траєкторіях різної кривизни в результаті дії оператора на органи управління – кермове колесо і через кермовий привід на керовані колеса. Дане визначення керованості, на наш погляд, найповніше відображає властивості керованості, що становлять: легкість управління, ступінь повороткості, стійкість.

Під повороткістю слід розуміти властивість машини здійснювати повороти із заданою кривизною. При цьому мінімальний радіус повороту служить показником статичної повороткості, а швидкість зміни даного радіусу – динамічній повороткості машин.

Якщо повороткість колісної машини виявляється незалежно від зовнішніх обмежень на опорній поверхні і істотно залежить від таких конструктивних параметрів як габаритні розміри, компоновання (довжина бази, передній і задній звіси, ширина), граничний радіус повороту, то вписуваність враховує обмеження на опорній поверхні. Таким чином, вписуваність – це властивість рухомого складу, що забезпечує відповідність його габаритної смуги криволінійного руху зовнішнім обмеженням на опорній поверхні. Це визначення відповідає зовнішньою вписуваності. За наявності причіпних ланок у автопоїздів і тракторних потягів внутрішня вписуваність вказаних причіпних ланок в габаритну смугу або в колію привідного тягача при їх криволінійному русі.

Дослідженню і розробці критеріїв маневреності присвячена значна кількість робіт вітчизняних і закордонних авторів [1, 2, 3, 7, 9, 10, 27].

У даних роботах при розгляді статичної стійкості колісної машини на передніх керованих і ведених колесах умова можливості повороту записується у вигляді

$$\operatorname{tg} \bar{\alpha} \leq \sqrt{\left(\frac{\varphi}{f}\right)^2 - 1}, \quad (2.3)$$

де φ f $\bar{\alpha}$ – кут повороту керованих коліс (середній).

Відповідно граничному куту повороту керованих коліс визначається мінімальний кут повороту (середньої точки задньої осі машини):

$$R_{Z \min} = \frac{L}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}_{\text{гран}}} = \frac{L}{\sqrt{\left(\frac{\varphi}{f}\right)^2 - 1}}, \quad (2.4)$$

де $\bar{\alpha}_{\text{гран}}$ – граничний за умови відсутності бічного ковзання кут повороту керованих коліс; L – подовжня колісна база машини.

Аналіз співвідношень (2.3) і (2.4) показує, що чим менше відношення $\frac{\varphi}{f}$ тим менше $\bar{\alpha}_{\text{гран}}$ і більше $R_{Z \min}$ (табл. 2.1) [1, 2, 3].

Таблиця 2.1 – Граничні кути повороту керованих коліс трактора

Тип опорної поверхні	f	φ	$\operatorname{tg} \bar{\alpha}_{\text{гран}}$	$\bar{\alpha}_{\text{гран}}$, град
Суха ґрунтова дорога	0,04	0,70	17,47	86,7
Цілина	0,06	0,80	13,30	85,7
Стерня	0,09	0,70	7,70	82,6
Оранка	0,15	0,60	3,87	75,5
Поле під посів	0,17	0,50	3,90	75,6

При зміні дорожніх умов руху трактора значення $tg\bar{\alpha}_{гран}$ змінюється в межах від 3,87 до 17,47. Для даних умов руху трактора граничний кут повороту трактора змінюється мало від $75,5^\circ$ до $86,7^\circ$. Це означає, що при русі трактора в різних дорожніх умовах, характерних для транспортного агрегату, при однакових кутах повороту керованих коліс значення мінімальних радіусів повороту, що визначаються по співвідношенню (2.4), можуть відрізнятися на порядок. Таке положення свідчить про низьку керованість тракторів і високої нестабільності вихідних характеристик при кутах повороту керованих коліс, близьких до граничних.

Однією з причин недостатньої керованості колісних тракторів є близьке до задньої осі розташування центру мас, що виявляється в недостатньому вертикальному навантаженні на передні колеса. Для тракторів серії ХТЗ-16021 і МТЗ-80 – $\frac{b}{L} = 0,340\dots 0,343$, серії ХТЗ-170 – $\frac{b}{L} = 0,636$ (b – відстань від задньої осі до проекції центру мас на горизонтальну площину L – подовжня колісна база трактора).

Додаткове вертикальне навантаження на передні направляючі колеса визначаються по залежності :

$$R_{ZH_{дон}} = \lambda_{дон} R_{ZH_{cm}} \quad (2.5)$$

де $\lambda_{дон}$ – коефіцієнт допустимого розвантаження направляючих (керованих) коліс по умові керованості; $R_{ZH_{дон}}$ – вертикальне навантаження на направляючі колеса трактора в статичному перебуванні на горизонтальній ділянці шляху.

Розвантаження направляючих (керованих) коліс тракторів відбувається за рахунок навішування технологічних знарядь за задньою віссю машини, а на транспортних роботах за рахунок довантаження приводних коліс від причепа. Значення $\lambda_{дон}$ приймається рівним 0,3 як для тракторів з колісною формулою 4×2 так і для повнопривідних тракторів

типу МТЗ-82. Для серії ХТЗ-170 з колісною формулою 4×4 і з колесами однакового діаметру значення цього коефіцієнта приймається рівним 0,15.

Аналіз відомих робіт за тягово-зчіпними та маневровими властивостями транспортних агрегатів показав, що дані роботи базуються на припущенні про стабільність маси вантажу, що перевозиться, а це не є характерно для технологічного процесу збирання коренеплодів цукрового буряка.

Тягово-зчіпні властивості тракторного агрегату, його керованість при перевезенні вантажів змінної маси не вивчені.

2.2. Керованість тракторного агрегату при завантаженні коренеплодів цукрового буряка

Під час збирання коренеплодів цукрового буряка можуть бути використані причіпні, напівпричіпні і напівнавісні тракторні агрегати на основі тракторів тяговим зусиллям 14, 20 та 30 кН. (рис. 2.3).

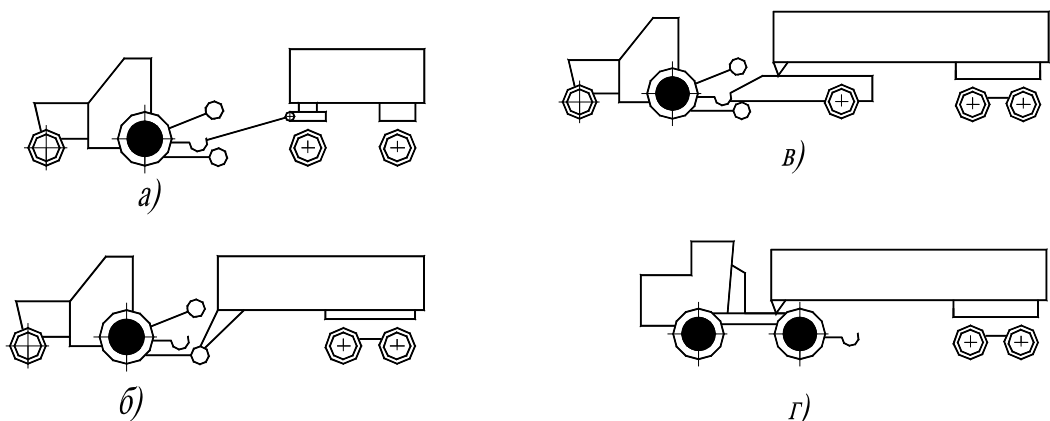


Рисунок 2.3 – Тракторні агрегати, які використовуються під час збирання та перевезення коренеплодів цукрового буряка: а, б, в – відповідно причіпній (ПТА), напівпричіпній (ННТА), напівнавісній (ННВТА); г – сідельний

Керованість колісних тракторів оцінюється за величиною вертикальної реакції на привідних колесах [1, 2, 3, 21]. У роботі [50] визначено допустиме навантаження $R_{ZH_{дон}}$ на направляючі колеса трактора за умовою керованості

$$R_{ZH_{дон}} = x_{дон} \cdot R_{ZH_{см}} \quad (2.6)$$

де $x_{дон}$ – коефіцієнт допустимого навантаження направляючих (керованих) коліс по умові керованості; $R_{ZH_{см}}$ – вертикальне навантаження на направляючі колеса трактора в статичному перебуванні на горизонтальній ділянці шляху

Значення $x_{дон}$ приймається рівним 0,3 як для тракторів типу ХТЗ-160 і ХТЗ-170 з колісною формулою 4x2, так і для повноприводних тракторів типу МТЗ-82. Для тракторів з колісною формулою 4x4 і колесами однакового діаметру значення цього коефіцієнта може бути прийняте 0,15.

При оцінці керованості тракторних агрегатів з напівпричепами, напівнавісними причепами (див. рис. 2.3 б, в) немає принципових відмінностей у визначенні граничного зниження вертикальних навантажень на передні колеса трактора при заповненні кузова причіпної ланки коренеплодами цукрового буряка. У обох випадках із збільшенням завантаження напівпричепа відбувається збільшення вертикального навантаження на задні колеса трактора і зниження на передні керовані колеса.

Використання причепа у складі тракторного агрегату (див. рис. 2.3а) сприятливіше з погляду забезпечення керованості, оскільки заповнення кузова причепа коренеплодами цукрового буряка не викликає значного розвантаження передніх керованих коліс трактора [1, 2, 3, 21].

2.3. Керованість тракторного агрегату з напівприцепом

Представляє інтерес оцінка керованості тракторного потягу у складі трактора типу Т-155 з опорно-сідельним пристроєм і напівприцепом (див.рис. 2.3 г). Аналіз керованості тракторного потягу, складеного по такій схемі, приведений нами раніше в роботі. У роботі розглянутий процес гальмування вказаного тракторного потягу і визначені вертикальні реакції на колесах. Для випадку рівномірного руху тракторного потягу під завантаженням коренеплодами (рис. 2.4) вертикальні реакції на осях, отримані в роботі, приймуть наступний вигляд [1, 2, 3, 21]:

$$R_{Z1} = G_m \frac{b_m}{L_m} + G_{np} \left[\frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{c_{kp}}{L_m} - \frac{1 - \frac{b_{np}}{L_{np}}}{1 + f \frac{h_{np}}{L_{np}}} \left(1 - \frac{c_{kp}}{L_{np}} \right) f \frac{h_{kp}}{L_m} \right]; \quad (2.7)$$

$$R_{Z2} = G_m \frac{a_m}{L_m} + G_{np} \left[\frac{b_{np}}{L_{np}} \left(1 - \frac{c_{kp}}{L_m} \right) + \frac{1 - \frac{b_{np}}{L_{np}}}{1 + f \frac{h_{np}}{L_{np}}} \left(1 - \frac{c_{kp}}{L_{np}} \right) f \frac{h_{kp}}{L_{np}} \right]; \quad (2.8)$$

$$R_{Znp} = G_{np} \frac{1 - \frac{b_{np}}{L_{np}}}{1 + f \frac{h_{np}}{L_{np}}}. \quad (2.9)$$

У рівняннях (2.7), (2.8) і (2.9) позначено f – коефіцієнт опору коченню коліс.

При русі тракторного агрегату з одночасним вантаженням в кузов напівпричепа коренеплодів цукрового буряка відбувається перерозподіл вертикальних реакцій на колесах трактора, що приводить до зміни бічних

реакцій $R_{\delta 1}$ і $R_{\delta 2}$. В даному випадку керованість тракторного агрегату може бути оцінена по коефіцієнту керованості

$$K_{y_{np}} = \frac{R_{\delta 1} \cdot a_m}{R_{\delta 2} \cdot b_m}. \quad (2.10)$$

При реалізації граничних сил по зчепленню на колесах передньої і задньої осей трактора [1, 2, 3, 21]:

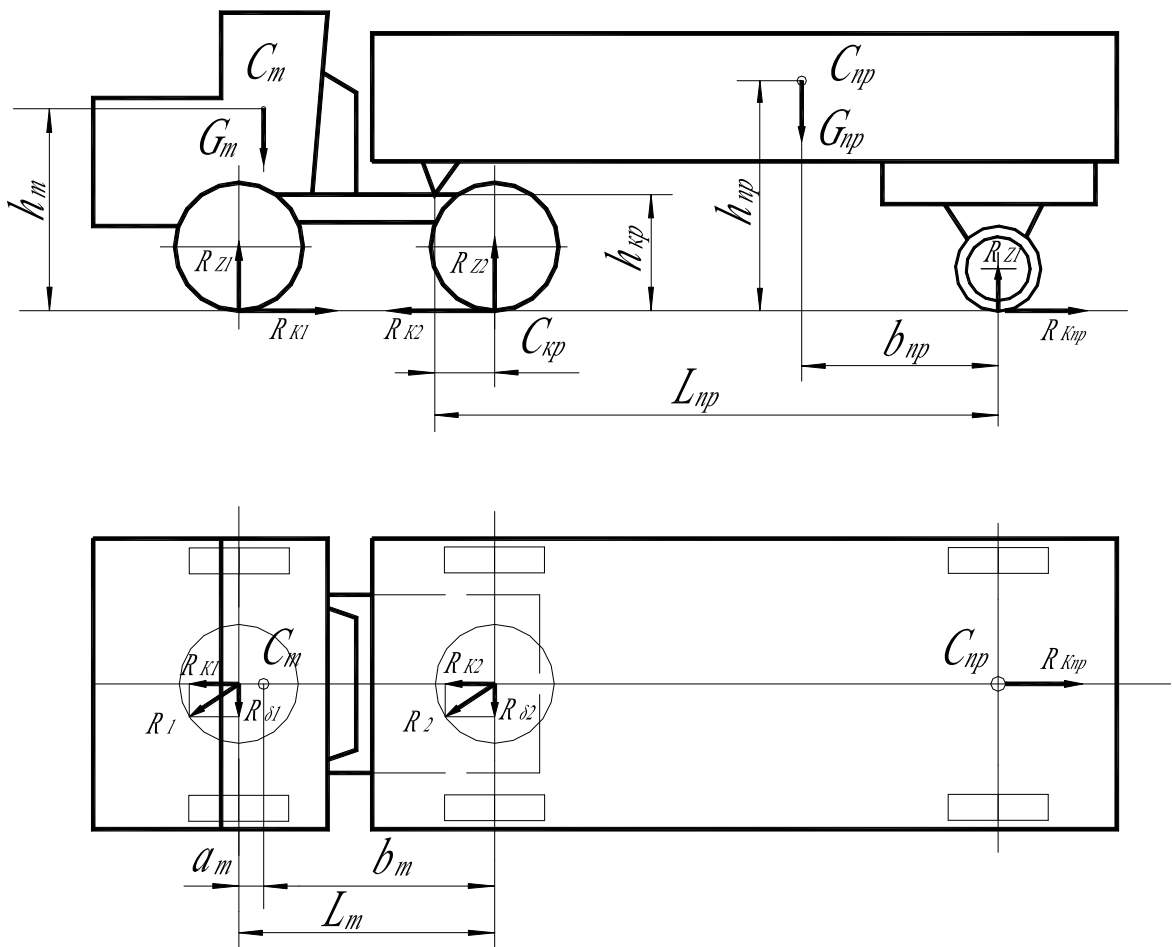


Рисунок 2.4 – Схема сил, що діють на тракторний агрегат при русі і вантаженні коренеплодів цукрового буряка: C_m C_{np} – центри мас трактора і напівпричепа; h_m h_{np} – висоти центрів мас трактора і напівпричепа; b_m b_{np} – відстані від задніх осей до проєкцій центрів мас трактора і напівпричепа на горизонтальну площину $a_m = L_m - b_m$; G_m G_{np} – вага трактора і причепа; R_{Z1} R_{Z2} $R_{Z_{np}}$ – вертикальні реакції дороги на колесах осей трактора і напівпричепа.

$$R_{\delta 1} = \sqrt{\varphi^2 R_{k1}^2 - R_{k1}^2} = \sqrt{\varphi^2 R_{Z1}^2 - f^2 R_{Z1}^2} = R_{Z1} \sqrt{\varphi^2 - f^2}; \quad (2.11)$$

$$R_{\delta 2} = \sqrt{\varphi^2 R_{Z2}^2 - (R_{k1} + R_{k_{np}})^2} = R_{Z2} \sqrt{\varphi^2 - f^2 \left(\frac{R_{Z1}}{R_{Z2}} + \frac{R_{Z_{np}}}{R_{Z2}} \right)^2} \quad (2.12)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою.

Після підстановки співвідношень (2.11) і (2.12) у вираз (2.10), отримаємо

$$K_{y_{np}} = \frac{a_m}{b_m} \sqrt{\frac{1 - \frac{f^2}{\varphi^2}}{\frac{R_{Z2}^2}{R_{Z1}^2} - \frac{f^2}{\varphi^2} \left(1 + \frac{R_{Z_{np}}}{R_{Z1}} \right)^2}}. \quad (2.13)$$

Вираз (2.13) при обчисленні (2.10), (2.11), (2.12) прийме наступний вигляд [1, 2, 3, 21]:

$$K_{y_{np}} = \frac{a_m}{b_m} \left\{ G_m \frac{b_m}{L_m} + G_{np} \left[\frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{c_{kp}}{L_m} - \frac{1 - \frac{b_{np}}{L_{np}}}{1 + f \frac{h_{np}}{L_{np}}} \left(1 - \frac{c_{kp}}{L_{np}} \right) f \frac{h_{kp}}{L_m} \right] \right\} \times$$

$$\sqrt{\frac{1 - \frac{f^2}{\varphi^2}}{\left\{ G_m \frac{a_m}{L_m} + G_{np} \left[\frac{b_{np}}{L_{np}} \left(1 - \frac{c_{kp}}{L_m} \right) + \frac{1 - \frac{b_{np}}{L_{np}}}{1 + f \frac{h_{np}}{L_{np}}} \left(1 - \frac{c_{kp}}{L_{np}} \right) \cdot f \frac{h_{kp}}{L_m} \right] \right\}^2 -$$

$$\left[- \frac{f^2}{\varphi^2} \left\{ G_m \frac{b_m}{L_m} + G_{np} \left[\frac{b_{np}}{L_{np}} \frac{c_{kp}}{L_m} - \frac{1 - \frac{b_{np}}{L_{np}}}{1 + f \frac{h_{np}}{L_{np}}} \left[\left(1 - \frac{c_{kp}}{L_{np}} \right) f \frac{h_{kp}}{L_m} - 1 \right] \right] \right\}^2 \right]}.$$
(2.14)

Заповнення кузова напівпричепа коренеплодами цукрового буряка здійснюється в наступній послідовності. Спочатку вивантажна частина вантажного транспортера встановлюється на мінімальній висоті (по умові збереження коренеплодів при падінні). Надалі рух вивантажної частини відбувається уперек кузова транспортного засобу з швидкістю V_y (рис.2.11).

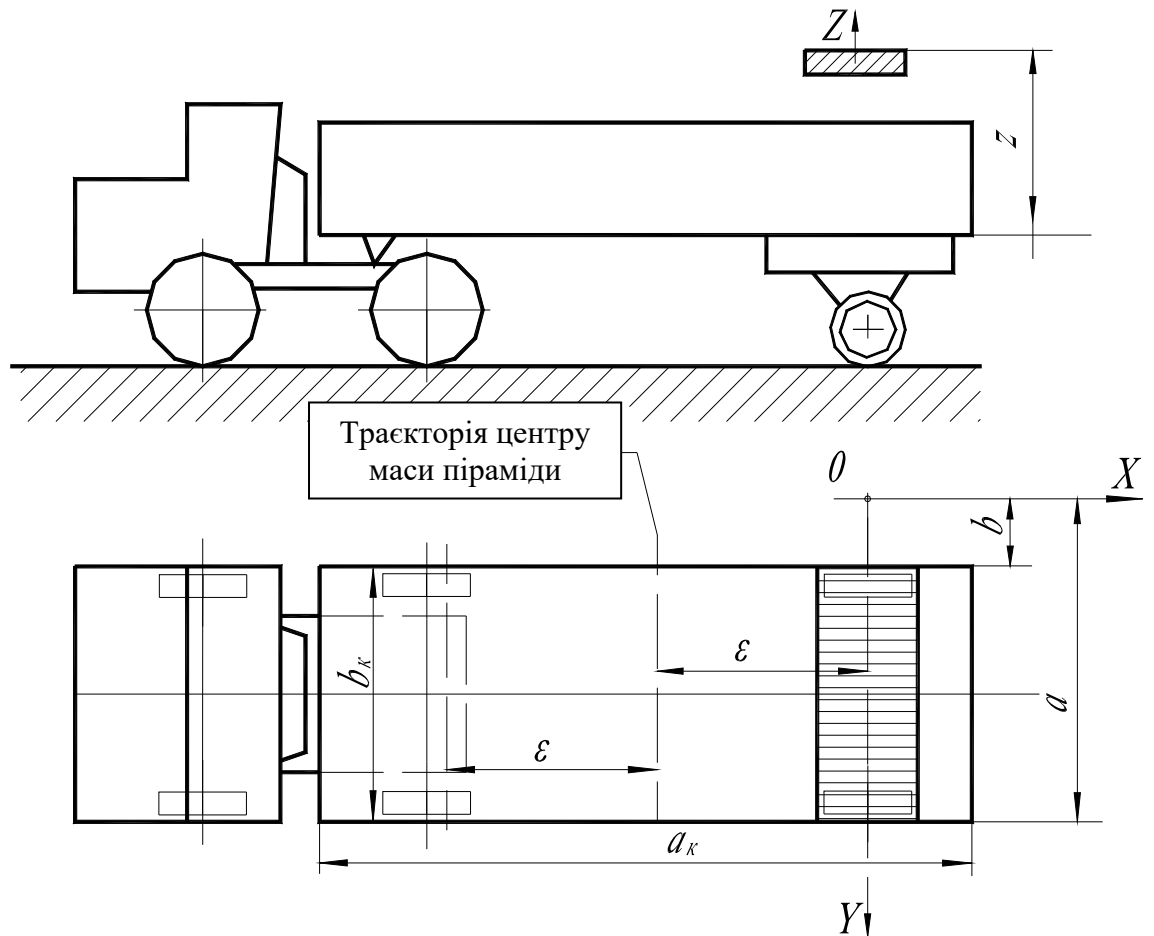


Рисунок 2.5 – Схема завантаження кузова напівпричепа тракторного агрегату при збиранні коренеплодів цукрового буряка

Досягши краю кузова відбувається переміщення вивантажної частини уздовж кузова на величину ϵ . Після заповнення кузова повністю (кінець 1-ої фази) відбувається установка вивантажної частини на вищий рівень. При найнижчому положенні вивантажної частини і до кінця першого поперечного проходу кузова утворюється величина вантажу коренеплодів

$$G_{ep} = \Pi g t_{z \max} = \Pi g \frac{a-b}{V_y} \quad (2.15)$$

де Π – продуктивність транспортера, кг/с; V_y – лінійна швидкість переміщення вивантажної частини транспортера уперек кузова, м/с; $t_{z \max}$ – час одного проходу вивантажної частини уперек кузова

$$t_{z \max} = \frac{a-b}{V_y} = \frac{b_k}{V_y} \quad (2.16)$$

де a b – координати положення вивантажувальної частини на початку і в кінці проходу.

$$a-b = b_k. \quad (2.17)$$

Горизонтальні координати центру мас вантажу до кінця першого проходу поперек кузова

$$b_{ep} = x_{co} \quad (2.18)$$

де x_{co} – відстань від проекції гребеня піраміди на горизонтальну площину до осі причепа.

При k -тому проході вивантажної частини осі ox :

$$G_{epk} = k \Pi g \frac{b_k}{V_y}; \quad (2.19)$$

$$b_{epk} = x_{co} + \varepsilon k \quad (2.20)$$

де ε – довжина одиничного переміщення вивантажної частини транспортера уздовж кузова досягши краю кузова, м.

Число переходів вивантажної частини уздовж осі ox

$$p = \frac{a_k}{\varepsilon}. \quad (2.21)$$

Якщо використовувати повністю вантажопідйомність напівпричепа q_{zp} та кількість змін вертикального положення вивантажній частині вантажного транспортера може бути визначена як [1, 2, 3, 21]

$$n = \frac{q_{zp}}{\Pi} \cdot \frac{\varepsilon}{a_k \cdot b_k} \cdot V_y. \quad (2.22)$$

В процесі завантаження коренеплодами цукрового буряка напівпричепа відбувається зміна його загальної ваги причепа G_{np} і координати центру мас var . Вага причепа у функції часу, в перебігу якого здійснюється його завантаження, можна виразити наступним співвідношенням:

$$G_{np} = G_{np_{cn}} + q(t) \cdot g = G_{np_{cn}} + \Pi \cdot t \cdot g, \quad (2.23)$$

де $G_{np_{cn}}$ – відповідна вага причепа (у спорядженому стані), кг; t – час, год; $q(t)$ – функція, що описує зміну маси вантажу в напівпричепі від часу, кг.

$$q(t) = \Pi \cdot t. \quad (2.24)$$

Координата центру мас напівпричепа залежно від кількості вантажу в причепі може бути визначена як (рис. 2.5)

$$b_{np_{zp}} = \frac{b_{np_{cn}}}{1 + \frac{q(t)g}{G_{np_{cn}}}} + \frac{b_{zp}(t)}{1 + \frac{G_{np_{cn}}}{q(t)g}}, \quad (2.25)$$

де $b_{zp}(t)$ – функція зміни координати центру мас вантажу залежно від часу, м.

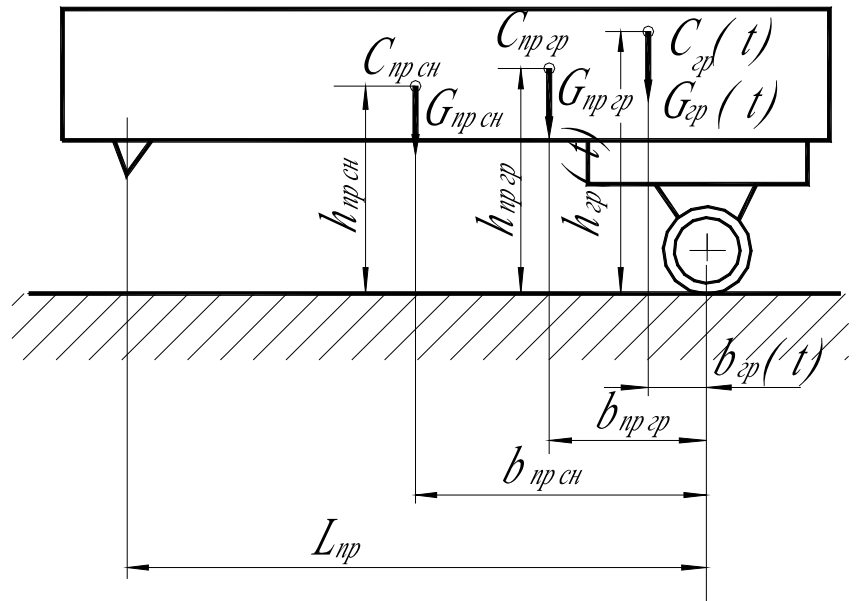


Рисунок 2.6 Схема для визначення координат центру мас напівпричепа.

Навантаження коренеплодів цукрового буряка здійснюється в дві фази при різній висоті установки вивантажної частини вантажного транспортера. При попаданні коренеплодів в кузов причепа в нім утворюється в початковий момент часу піраміда з гранями, нахиленими до підстави під кутом природного укосу α_k . По мірі руху вивантажної частини упоперек кузова утворюється піраміда, об'єм якої можна оцінити за залежністю [1, 2, 3, 21]

$$V = \frac{3}{4} H c t g^2 \alpha_k + V_y H^2 t \cdot c t g \alpha_k, \quad (2.26)$$

де H – висота піраміди; V_y – швидкість переміщення вивантажної частини упоперек кузова, м/с; H_{1K} ; H_{2K} – висота піраміди в 1-ій і 2-ій фазах відповідно; a_K ; b_K – довжина і ширина кузова транспортного засобу; l_K – довжина гребеня піраміди $l_K = a_K - b_K$.

При найнижчому положенні вивантажної частини вантажного транспортера маємо

$$b_{i\delta_{ni}} = \frac{b_{i\delta_{ni}}}{1 + \frac{k\Pi g b_{\varepsilon}}{b_{i\delta_{ni}} \cdot V_y}} + \frac{x_{co} + \varepsilon k}{1 + \frac{G_{i\delta_{ni}} \cdot V_y}{k\Pi g b_{\varepsilon}}}, \quad (2.27)$$

де $b_{np_{cp}}$; $b_{np_{cn}}$ – горизонтальні координати центру мас напівпричепа в завантаженому і спорядженому стані, м; k – номер проходу вивантажної частини уздовж осі кузова; x_{co} – відстань осі проекції гребеня піраміди на горизонтальну площину до осі піраміди; ε – довжина одиничного переміщення вивантажної частини уздовж кузова досягши краю кузова.

Горизонтальна координата центру мас напівпричепа в другій фазі завантаження кузова (див. мал. 2.2 а)

$$b_{np_{cp}} = \frac{b_{np_{cn}}}{1 + \frac{\Pi(p+k')}{G_{np_{cn}} \cdot V_y}} + \frac{x_{co} + \varepsilon(p-k')}{1 + \frac{G_{np_{cn}} \cdot V_y}{\Pi(p+k')gb_k}} \quad (2.28)$$

де k' – номер проходу вивантажної частини в другій фазі вантаження.

$$G_{np} = \begin{cases} G_{np_{cn}} + k\Pi g \frac{b_k}{V_y} & \text{-в I-й фазі завантаження} \\ G_{np_{cn}} + (p+k')\Pi g \frac{b_k}{V_y} & \text{-в II-й фазі завантаження} \end{cases} \quad (2.29)$$

Підставляючи вирази (2.27), (2.28), (2.29) в співвідношення (2.14) можна оцінити динаміку зміни в часі коефіцієнта K_{ynp} . При цьому можна визначити найбільш небезпечний момент часу, в який досягається мінімальне значення вказаного коефіцієнта. Необхідно прагнути до того, щоб забезпечити $K_{ynp} \geq 1$.

Якщо нехтувати величинами дотичних реакцій в рівняннях (2.11) і (2.12), тобто прийняти, що $R_{\delta 1} = \varphi R_{Z1}$ і $R_{\delta 2} = \varphi R_{Z2}$ то вираз (2.14) прийме наступний вигляд:

$$K_{\text{унр}} = \frac{a_m}{b_m} \sqrt{\frac{G_m \frac{b_m}{L_m} + G_{\text{нр}} \left[\frac{b_{\text{нр}}}{L_{\text{нр}}} \cdot \frac{c_{\text{кр}}}{L_m} - \frac{1 - \frac{b_{\text{нр}}}{L_{\text{нр}}}}{1 + f \frac{h_{\text{нр}}}{L_{\text{нр}}}} \left(1 - \frac{c_{\text{кр}}}{L_{\text{нр}}} \right) f \frac{h_{\text{кр}}}{L_m} \right]}{G_m \frac{a_m}{L_m} + G_{\text{нр}} \left[\frac{b_{\text{нр}}}{L_{\text{нр}}} \left(1 - \frac{c_{\text{кр}}}{L_m} \right) + \frac{1 - \frac{b_{\text{нр}}}{L_{\text{нр}}}}{1 + f \frac{h_{\text{нр}}}{L_{\text{нр}}}} \left(1 - \frac{c_{\text{кр}}}{L_{\text{нр}}} \right) f \frac{h_{\text{кр}}}{L_m} \right]}} \geq 1. \quad (2.30)$$

З виразу (2.30) за умови забезпечення $K_{\text{унр}} \geq 1$ визначимо

$$c_{\text{кр}} \geq \frac{b_m + \frac{f h_{\text{кр}}}{1 + f \frac{h_{\text{нр}}}{L_{\text{нр}}}} \left(\frac{L_{\text{нр}}}{b_{\text{нр}}} - 1 \right)}{\frac{h_{\text{кр}}}{1 + f \frac{L_{\text{нр}}}{1 + f \frac{h_{\text{нр}}}{L_{\text{нр}}}} \left(\frac{L_{\text{нр}}}{b_{\text{нр}}} - 1 \right)}}. \quad (2.31)$$

Нерівність (2.31) визначає область допустимих значень $c_{\text{кр}}$ при яких $K_{\text{унр}} \geq 1$. Праву частину виразу (2.30) потрібно визначати при $b_{\text{нр}} = b_{\text{нр,сп}}$. Найбільше з двох розрахункових значень $c_{\text{кр}}$ і повинно прийматися для конструктивного виконання.

Якщо нехтувати величиною коефіцієнта опору кочення, тобто прийняти умовно $f \approx 0$ той вираз (2.31) прийме вигляд:

$$c_{\text{кр}} \geq b_m. \quad (2.32)$$

Таким чином, при агрегуванні трактора з опорно-зчіпним пристроєм і напівпричепом для забезпечення керованості тракторного агрегату необхідно, щоб горизонтальна координата $c_{кр}$ шарніра кріплення була рівна або більше горизонтальної координати центру мас трактора.

2.4. Керованість тракторного агрегату з причепом

При використанні причепа в тракторному агрегаті (рис. 2.3 а) сила опору руху причепа P_{fnp} створює момент сил, що приводить до збільшення навантаження на задні колеса трактора і до зменшення вертикального навантаження на передні колеса трактора (рис. 2.7).

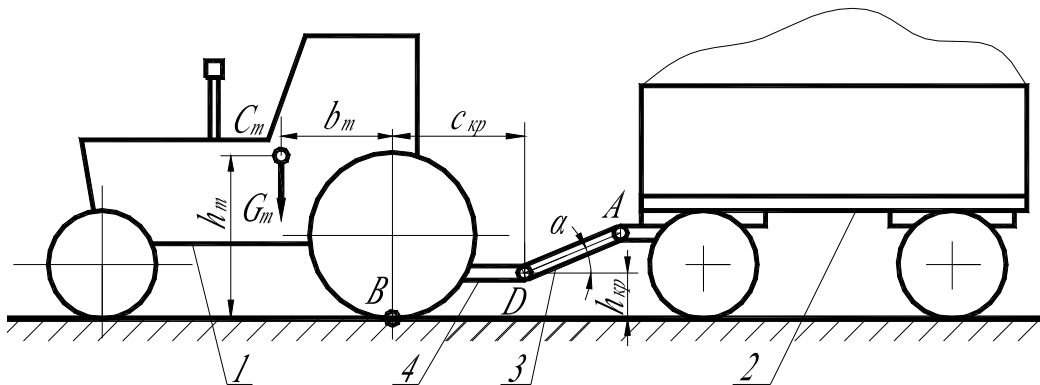


Рисунок 2.7 – Схема тракторного агрегату з причепом: 1 – трактор; 2 – причіп; 3 – спиця; 4 – причіпна скоба

Проте, за наявності кута α нахилу спиці можлива компенсація вказаного моменту моментом, що передається вертикальною складовою в точці D причіпної скоби. Визначимо реакції зв'язків в точці D причіпної скоби (рис. 2.8).

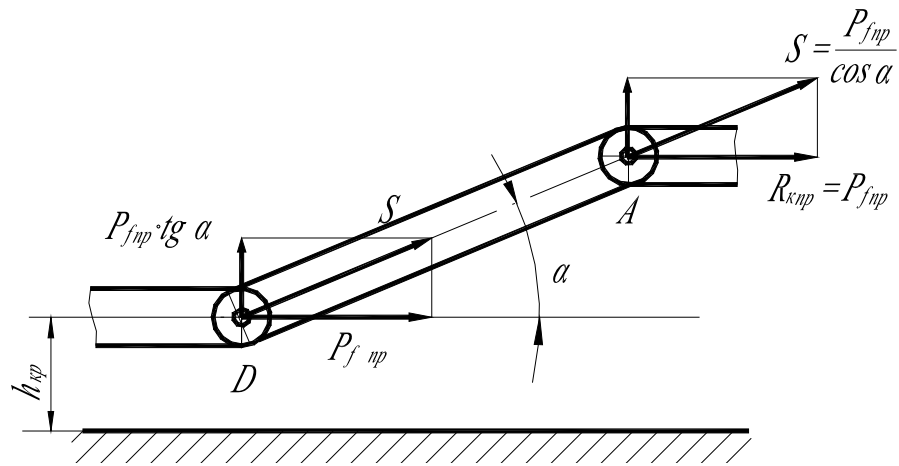


Рисунок 2.8 – Схема сил, що діють на причіпну скобу

Сума моментів від сил, прикладених в точці D щодо точки дотику задніх коліс трактора з опорною поверхнею точки B (рис.2.8) повинна бути рівна нулю [1, 2, 3, 21]:

$$P_f h_{кр} = P_{f_{np}} \cdot c_{кр} \cdot tg \alpha = 0, \quad (2.33)$$

$$tg \alpha = \frac{h_{кр}}{c_{кр}}. \quad (2.34)$$

При виконанні співвідношення (2.33) в режимі рівномірного руху тракторного потягу при будь-якому завантаженні причепа розподіл вертикальних реакцій опорної поверхні між осями трактора змінюватися не буде. При $tg \alpha > \frac{h_{кр}}{c_{кр}}$ поліпшуватиметься керованість, а при $tg \alpha < \frac{h_{кр}}{c_{кр}}$ - поліпшуватиметься тягова динаміка.

Таким чином, керованість тракторного агрегату з напівпричепом при вантаженні коренеплодів цукрового буряка забезпечується при рівності горизонтальних координат кріплення причепа і центру мас трактора.

Висновки до розділу 2

1. Ефективність використання тракторів на транспортних роботах визначається складом тракторного агрегату (кількістю причепів, їх типом і загальною вантажопідйомністю), тягово-зчіпними і енергетичними показниками трактора, ґрунтово-кліматичними умовами, відстанню перевезень, маневреністю, швидкістю і стійкістю руху, гальмівними якостями

2. Однією з причин недостатньої керованості колісних тракторів є близьке до задньої осі розташування центру мас, що виявляється в недостатньому вертикальному навантаженні на передні колеса тракторного агрегату і т.д. Розвантаження направляючих (керованих) коліс тракторів відбувається за рахунок навішування технологічних знарядь за задньою віссю машини, а на транспортних роботах за рахунок довантаження приводних коліс від причепа. Таким чином, керованість тракторного агрегату з напівпричепом при вантаженні коренеплодів цукрового буряка забезпечується при рівності горизонтальних координат кріплення причепа і центру мас трактора.

3. При використанні причепа в тракторному агрегаті (рис. 2.3 а) сила опору руху причепа P_{fnp} створює момент сил, що приводить до збільшення навантаження на задні колеса трактора і до зменшення вертикального навантаження на передні колеса трактора. Таким чином, керованість тракторного агрегату з напівпричепом при вантаженні коренеплодів цукрового буряка забезпечується при рівності горизонтальних координат кріплення причепа і центру мас трактора.

3. МЕТОДИКА ВИРОБНИЧИХ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

3.1. Методика дослідження перерозподілу навантажень по осях трактора при заповненні напівпричепа

Унаслідок нестабільності центру мас причіпної ланки, спричиненою нерівномірністю розподілу коренеплодів цукрового буряка в кузові причіпної ланки, також буде нестабільним розподіл навантажень між осями трактора.

Основи теорії тягово-зчіпних властивостей тракторного агрегату при завантаженні коренеплодів цукрового буряка вивантажувальним транспортером бурякозбирального комбайна розглянемо на прикладі трактора серії ХТЗ-16331, що агрегатується з напівнавісним причепом ОЗТП-8573 з довантажувальними дишлом (рис. 3.1).

При рівномірному русі транспортного агрегату на горизонтальній ділянці поля з рівняння рівноваги трактора знаходимо силу тяги на гаку:

$$P_{кр} = P_{кТ} - P_{фТ} \quad (3.1)$$

де $P_{кТ}$ – дотична сила тяги трактора; $P_{фТ}$ – сила опору коченню ходової системи трактора

Сила $P_{кТ}$ може бути визначена по двигуну і по зчепленню рушіїв (ведучих коліс) з опорною поверхнею [10, 20, 23].

Для розрахунку сили $P_{кТ}$ по двигуну рекомендується використовувати формули:

$$P_{кТ} = \begin{cases} P_{k1} = N_{ен} \frac{\eta_{дв} \cdot \eta_{мп1} (1 - \delta_1)}{V_{д}} \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_3} & \text{- для трактора 4x2 з} \\ & \text{передньою ведучою віссю;} \\ P_{k2} = N_{ен} \frac{\eta_{дв} \cdot \eta_{мп2} (1 - \delta_2)}{V_{д}} \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda_2 + \lambda_3} & \text{- для трактора 4x2 з} \\ & \text{задньою ведучою віссю;} \\ P_{k12} = N_{ен} \frac{\eta_{дв} \cdot \eta_{мп2} (1 - \delta_{12})}{V_{д}} \cdot \frac{1 + \lambda_{кр}}{1 + \lambda_{кр} + \lambda_3} & \text{- для трактора 4x4,} \end{cases} \quad (3.2)$$

де $N_{ен}$ – номінальна ефективна потужність двигуна; $\eta_{\delta\epsilon}$ – коефіцієнт завантаження двигуна по потужності; $\eta_{mp1} \eta_{mp2} \eta_{l2}$ – ККД трансмісії при передачі потужності відповідно на передню вісь, задню та обидві ведучі вісі трактора; $\delta_1, \delta_2, \delta_{12}$ – буксування ведучих коліс відповідно на передній, задній і обох осях трактора; V_{δ} – дійсна швидкість тракторного агрегата;

$$\lambda_1 = \frac{Z_1}{m_T g}, \lambda_2 = \frac{Z_2}{m_T g}, \lambda_3 = \frac{Z_3}{m_T g} \approx \frac{G_3}{m_T g}, \lambda_{кр} = \frac{Z_{кр}}{m_T g} \approx \frac{G_{кр}}{m_T g} \quad - \quad \text{коефіцієнти}$$

вертикальних навантажень відповідних осей тракторного агрегата і опорно-тягового гака трактора; $G_3, G_{кр}$ – вагові навантаження відповідно передньої

вісі ННП та опорно-тягового гака трактора; $m_T = \frac{G_T}{g}$ – експлуатаційна маса

трактора.

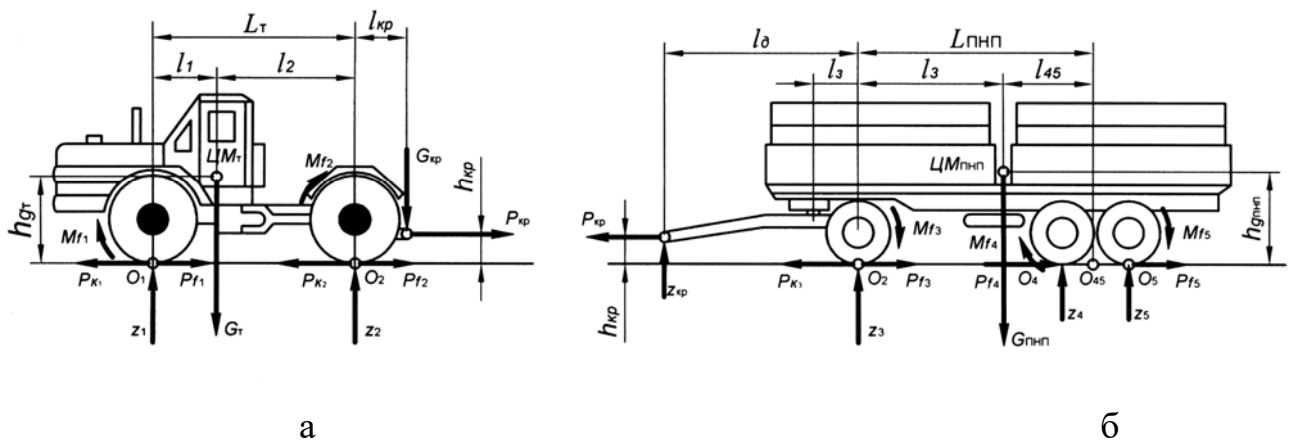


Рисунок 3.1 – Сили, що діють на трактор (а) і напівнавісний причіп (ННП) (б) при рівномірному русі тракторного агрегату: 1, 2, ..., 5 – номер осі тракторного потяга; O_1, O_2, \dots, O_5 – точки дотику коліс відповідних осей потяга з опорною поверхнею; $ЦМ_T, ЦМ_{ННП}$ – центри тяжіння, відповідно трактора і ННП; l_1 і l_2 – відстань від $ЦМ_T$ до відповідних осей трактора; $l_{кр}$ – відстань від задньої вісі трактора до опорно-тягового гака; l_3, l_4, l_5 – відстань від $ЦМ_{ННП}$ відповідно до передньої вісі і заднього балансирного візка ННП; l_g, l_3 – відповідно довжина і ексцентриситет дишла; $h_{gT}, h_{гННП}, h_{кр}$ – висота

розміщення відповідно $ЦМ_T$, $ЦМ_{II}$ і гака трактора (причіпної петлі ННП), G_T , G_{II} – вага відповідно трактора та ННП; $G_{кр}$ – вертикальне навантаження опорно-тягового гака трактора; $Z_{кр}$ – вертикальна реакція гака трактора на причіпну петлю ННП ($Z_{кр} = G_{кр}$); $P_{кр}$ – сила тяги на гаку трактора; $X_{кр}$ – горизонтальна реакція гака трактора на причіпну петлю ННП ($X_{кр} = P_{кр}$); P_{k1} , P_{k2} , P_{k3} – дотичні сили тяги, що розвивають ведучі колеса відповідних осей поїзда; Z_1, Z_2, \dots, Z_5 – вертикальні реакції опорної поверхні на колеса відповідних осей поїзда; $P_{f1}, P_{f2}, \dots, P_{f5}$ – сили опору кочення коліс відповідних осей поїзда; $M_{f1}, M_{f2}, \dots, M_{f5}$ – моменти опору коченню коліс відповідних осей поїзда.

Для визначення сили P_{kT} по зчепленню запропоновані формули [20]:

$$P_{kT} = \begin{cases} P_{k1} = \lambda_1 m_T g \varphi_{k1} & \text{- для трактора } 4 \times 2 \text{ з передньою ведучою віссю;} \\ P_{k2} = \lambda_2 m_T g \varphi_{k2} & \text{- для трактора } 4 \times 2 \text{ з задньою ведучою віссю;} \\ P_{k12} = \lambda_{12} m_T g \varphi_{k12} & \text{- для трактора } 4 \times 4, \end{cases} \quad (3.3)$$

де φ_{k1} , φ_{k2} , φ_{k12} – коефіцієнти дотичної сили тяги відповідно передньої, задньої та обох ведучих осей трактора.

Коефіцієнти λ_1 , λ_2 та λ_{12} можуть бути розраховані за формулами:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \lambda_{01} - \lambda_{кр} \frac{l_{кр}}{L_T}; \\ \lambda_2 &= \lambda_{02} + \lambda_{кр} \frac{L_T + l_{кр}}{L_T}; \\ \lambda_{12} &= \lambda_{02} + \lambda_{кр} \frac{L_T + l_{кр}}{L_T}, \end{aligned} \quad (3.4)$$

де λ_{01} , λ_{02} – значення коефіцієнтів λ_1 і λ_2 при $\lambda_{кр} = 0$.

Для розрахунку коефіцієнтів λ_{01} і λ_{02} рекомендуються наступні формули [10, 20, 23]:

$$\lambda_{01} \approx \begin{cases} \frac{G_T l_2 - P_{k1} h_{кр}}{m_T g L_T} & \text{- по двигуну;} \\ \frac{l_2}{L_T + \varphi_{k1} h_{кр}} & \text{- по зчепленню;} \end{cases} \quad (3.5)$$

$$\lambda_{02} \approx \begin{cases} \frac{G_T l_1 - P_{k2} h_{кр}}{m_T g L_T} & \text{- по двигуну;} \\ \frac{l_1}{L_T + \varphi_{k2} h_{кр}} & \text{- по зчепленню} \end{cases}$$

Коефіцієнти дотичної сили тяги φ_{k1} φ_{k2} φ_{k12} – є функціями коефіцієнтів сили тяги на гаку трактора и можуть бути визначені за формулами [10, 20, 23]:

$$\varphi_{kT} = \begin{cases} \varphi_{k1} = \varphi_{кр1} + \frac{\psi_T}{\lambda_1} & \text{- для трактора } 4 \times 2 \text{ з} \\ & \text{передньою ведучою віссю;} \\ \varphi_{k2} = \varphi_{кр2} + \frac{\psi_T}{\lambda_2} & \text{- для трактора } 4 \times 2 \text{ з} \\ & \text{задньою ведучою віссю;} \\ \varphi_{12} = \varphi_{кр12} + \frac{\psi_T}{1 + \lambda_{кр}} & \text{- для трактора } 4 \times 4, \end{cases} \quad (3.6)$$

$$\varphi_{крT} = \begin{cases} \varphi_{кр1} = \frac{P_{кр}}{\lambda_1 m_T g} & \text{- для трактора } 4 \times 2 \text{ з} \\ & \text{передньою ведучою віссю;} \\ \varphi_{кр2} = \frac{P_{кр}}{\lambda_2 m_T g} & \text{- для трактора } 4 \times 2 \text{ з} \\ & \text{задньою ведучою віссю;} \\ \varphi_{кр12} = \frac{P_{кр}}{(1 + \lambda_{кр}) m_T g} & \text{- для трактора } 4 \times 4, \end{cases} \quad (3.7)$$

ψ_T – сумарний коефіцієнт опору руху трактора; f_T – коефіцієнт опору коченню ходової системи трактора.

Чисельні значення коефіцієнтів φ_{k1} φ_{k2} φ_{k12} належить використовувати для відповідних потенційних тягових характеристик трактора.

Для розрахунку сил P_{fT} необхідно скористатися формулою

$$P_{fT} = f_T m_T g (1 + \lambda_{кр}) \quad (3.8)$$

З рівняння рівноваги напівнавісного причепа (рис. 3.1 б) знаходимо як

$$P_{зак} = P_{f\Pi} \quad (3.9)$$

де $P_{f\Pi}$ – сила опору коченню ходової системи ННП.

Сила P_{fT} може бути розрахована за формулою

$$P_{f\Pi} = f_{\Pi} m_{\Pi} g \left(1 + \lambda_{кр} \frac{m_T}{m_{\Pi}} \right), \quad (3.10)$$

де $m_{\Pi} = \frac{G_{\Pi}}{g}$ – повна маса ННП.

Знаючи повну масу ННП, можна знайти його корисну масу (вантажопідйомність):

$$m_{зр} = m_{\Pi} \cdot K_{\Pi}, \quad (3.11)$$

де K_{Π} – коефіцієнт повної маси (матеріаломісткості) ННП.

$$G_3 = \frac{1}{3} (G_{\Pi} - G_{кр}). \quad (3.12)$$

Після визначення повної і корисної маси ННП знаходимо його основні вагові та габаритні параметри:

$$G_{45} = \frac{2}{3} (G_{\Pi} - G_{кр}); \quad (3.13)$$

$$\frac{l_3}{l_{\delta}} = \frac{G_{кр}}{G_3 + G_{кр}}; \quad (3.14)$$

$$\frac{l_3}{l_{45}} = \frac{G_{45} - G_{кр} \frac{l_{\delta}}{L_{\Pi}}}{G_3 + G_{кр} \left(1 + \frac{l_{\delta}}{L_{\Pi}} \right)}, \quad (3.15)$$

де G_{45} – вагове навантаження задньої осі ННП.

При навантаженні коренеплодів цукрового буряка в напівпричіп вивантажувальним транспортером бурякозбирального комбайна відбувається перерозподіл вертикальних реакцій опорної поверхні на колеса відповідних осей транспортного агрегату, тобто $Z_1, Z_2, \dots, Z_5 \neq const$. В даному випадку будуть нестабільними також коефіцієнти вертикальних навантажень відповідних осей транспортного агрегату і опорно-тягового гака трактора, тобто $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_{кр} \neq const$.

При розташуванні дишла напівнавісного причепа під деяким кутом $\gamma_{кр}$ до опорної поверхні відбувається зміна вертикального навантаження на гаку трактора $G_{кр}$ і реакції на зчпній петлі причепа $Z_{кр}$ (рис. 3.2).

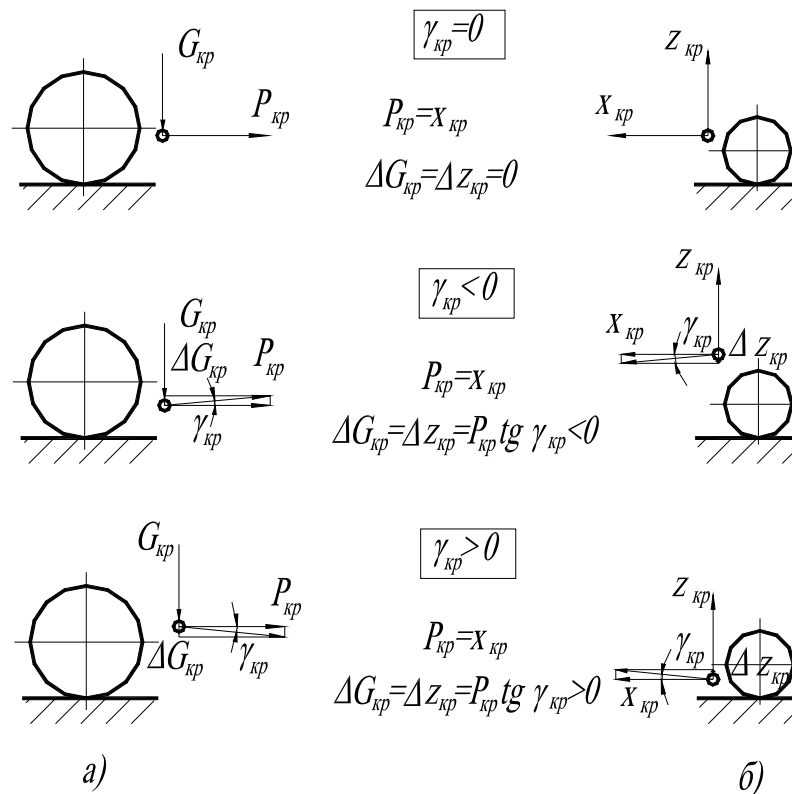


Рисунок 3.2 – Сили, що діють на опорно-тяговий гак трактора (а) і зчпну петлю напівнавісного причепа (б) при різних кутах нахилу дишла до опорної поверхні

При горизонтальному приєднанні дишла напівпричепа до трактора ($\gamma_{кр} = 0$) приріст $\Delta G_{кр}$ і $\Delta Z_{кр}$ рівні нулю, тобто $\Delta G_{кр} = \Delta Z_{кр} = 0$. Для випадку

$\gamma_{кр} > 0$ провідні колеса трактора додатково довантажуються на величину $\Delta G_{кр} = \Delta Z_{кр} = P_{кр} \operatorname{tg} \gamma > 0$ при $\gamma_{кр} < 0$ розвантажуються на величину $\Delta G_{кр} = \Delta Z_{кр} = P_{кр} \operatorname{tg} \gamma < 0$.

При розрахунку λ_0 тракторного агрегату з причепами при горизонтальному приєднанні дишла з гаком трактора ($\gamma_{кр} = 0$) абсолютна величина приростів вертикальних сил і реакцій рівна нулю, тобто $\Delta Z_1 = 0$; $\Delta Z_2 = 0$. Для даного випадку коефіцієнт λ_0 визначається масою і тягою трактора і геометричними параметрами його з'єднання з причепом. Для транспортного агрегату з напівпричепом додаткове вертикальне навантаження на гак трактора від напівпричепа у міру заповнення кузова коренеплодами цукрового буряка викликає перерозподіл навантаженості коліс трактора (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Навантаженість коліс трактора ХТЗ-16331 з навантаженим напівпричепом ОЗТП-8573 під час збирання коренеплодів цукрового буряка

Розподіл маси коренеплодів в кузові причепа	Вертикальне навантаження на гаку трактора, Н	Вісь трактора	Навантаження на вісь трактора, Н	Запас (+), перевантаження (-) шин, Н
Рівномірне	14715	передня задня	43458 46205	+2060 -686
$Z_3 = \frac{1}{3} G_{ННП}$ $(Z_4 + Z_5) = \frac{2}{3} G_{ННП}$	7358	передня задня	44145 46891	+1373 -1373
$Z_3 = \frac{2}{3} G_{ННП}$ $(Z_4 + Z_5) = \frac{1}{3} G_{ННП}$	23544	передня задня	28694 52238	+16824 -6719

Аналіз даної таблиці показує, що залежно від розподілу коренеплодів цукрового буряка в кузові напівпричепа змінюється навантаження на осях трактора. Наприклад, при розподілі $\frac{2}{3}$ маси коренеплодів цукрового буряка в передній частині напівпричепа приводить до розвантаження передньої осі на 16824 Н і перевантаження задньою на 6719 Н. При цьому коефіцієнт перерозподілу ваги λ_{∂} змінюється в межах 25...35% від номінального значення.

Вплив нерівномірності навантаження коліс трактора на тягово-зчіпні властивості трактора особливо виявляються під час збирання коренеплодів цукрового буряка за підвищеної вологості ґрунту.

3.2. Методика дослідження тягового ККД трактора при перерозподілі зчіпної ваги між мостами

За тяговим ККД трактора оцінюються його зчіпні властивості для різних умов роботи. У даних роботах тяговий ККД трактора при рівномірному розподілі навантажень по мостах оцінюється за рівнянням [1, 3, 6]

$$\eta_T = \frac{N_T}{N_e} = 2,65 \frac{P_{\text{зак}} \cdot V_{\partial}}{M_{\partial} n_{\partial}} \quad (3.16)$$

де N_T – тягова потужність трактора, кВт; N_e – ефективна потужність двигуна, кВт; $P_{\text{зак}}$ – сила тяги на гаку, кН; V_{∂} – дійсна швидкість руху, км/ч; M_{∂} – крутний момент двигуна, кН·м; n_{∂} – частота обертання колінчастого валу двигуна, хв⁻¹.

Для випадку нерівномірного розподілу навантажень між мостами трактора, характерному для тракторного агрегату під час збирання коренеплодів цукрового буряка, необхідно підійти до оцінки тягового ККД з

інших позицій і розглянути питання тягової динаміки в більш загальному вигляді.

При нерівномірному розподілі реакцій між мостами трактора під час агрегування напівнавісного причепа, викликаному нерівномірністю вертикального навантаження опорно-тягового гака трактора, залежність сили тяги від зчіпної ваги записується у вигляді [1, 3, 6, 19]:

$$P_{кр} = \frac{m_T g [A_1(\varphi_n - f_n) + A_2(\varphi_3 - f_3)]}{A_3 + h_{кр}(\varphi_n - \varphi_3)} \quad (3.17)$$

де $A_1 = l_2 - f_3 r_3$; $A_2 = L_T - l_2 - f_n r_n$; $A_3 = L_T - h_{кр}(f_n - f_3) + f_n r_n - f_3 r_3$; m_T – маса трактора; L_T – подовжня база трактора; $h_{кр}$ – висота гака трактора; l_2 – відстань від центру мас трактора до задньої осі; r_n r_3 – радіуси коліс трактора

Для аналізу залежності крутного моменту на валу двигуна як сума моментів на ведучих колесах трактора, що приведені до валу двигуна, записується у вигляді:

$$M_\partial = B \left(\frac{\varphi_n}{\eta_n} \cdot \frac{D_2}{D_1} E + \frac{\varphi_3}{\eta_3} H \right), \quad (3.18)$$

де $B = \frac{G_T r_3}{i_3 [A_3 + h(\varphi_n - \varphi_3)]}$ (i_3 – передавальне відношення трансмісії до задніх коліс; η_n η_3 – ККД трансмісії привода відповідно до переднього і заднього мосту.)

$$E = A_1 - h_{кр}(\varphi_3 - \varphi_n); \quad H = A_2 + h_{кр}(\varphi_n - f_n);$$

$$D_1 = 1 - b_n(\varphi_n - f_n) - G_n(\varphi_n - f_n)^{d_1};$$

$$D_2 = 1 - b_3(\varphi_3 - f_3) - c_3(\varphi_3 - f_3)^{d_2}.$$

При отриманні залежності буксування ведучих коліс переднього і заднього мостів трактора записувалося у вигляді [1, 3, 6, 19]:

$$\delta_{n,3} = b_{n,3}(\varphi_{n,3} - f_{n,3}) + c_{n,3}(\varphi_{n,3} - f_{n,3})^{d_{1,2}}, \quad (3.19)$$

де $b_{n,3}$; $c_{n,3}$; $d_{1,2}$ – безрозмірні коефіцієнти, що відображають параметри шин коліс і нерівномірність розподілу навантаження по мостах трактора

Також в структурному вигляді записується залежність швидкості руху трактора від коефіцієнтів використання зчпної ваги переднього і заднього мостів трактора [1, 3, 6, 19]:

$$V_{\partial} = S \left(n_x - K \frac{M_{\partial}}{B} \right) D_2, \quad (3.20)$$

$$\text{де } S = 0,377 \frac{r_3}{i_3}; \quad K = \frac{TG_T}{i_3 [A_3 + h_{кр}(\varphi_n + \varphi_3)]};$$

n_x – частота обертання колінчастого валу двигуна на холостому ході;

T – тангенс кута нахилу регуляторної характеристики двигуна.

Підставивши рівняння (3.17), (3.18) і (3.20) у формулу (3.16) тяговий ККД трактора запишемо у вигляді

$$\eta_T = \frac{(Z_1 + Z_2)D_2B}{M_{\partial}} \quad (3.21)$$

$$\text{де } Z_1 = A_1(\varphi_n - f_n); \quad Z_2 = A_3(\varphi_3 - f_3).$$

Аналіз η_T за залежністю (3.21) виконаний на ЕОМ для тракторного агрегату ХТЗ-16331+ напівначіпний причіп ОЗТІ-8573 при безперервному вантаженні коренеплодів цукрового буряка в кузов причепа (за певних допущень: відсутності втрат потужності в приводі ведучих коліс та рівності опору їх перекочуванню). При розрахунках розглядалася зміна довантаження трактора від причепа не завантаженого (4,0 кН) і завантаженого (20,0 кН) з кроком 2,0 кН. Коефіцієнт використання зчіпної ваги переднього і заднього мостів змінюється в межах від 0,05 до 0,7 з кроком 0,05.

У міру заповнення кузова причепа коренеплодами цукрового буряка, особливо при її нерівномірному розподілі в кузові, навантаження на мости трактора істотно змінюються. При цьому можливе розвантаження переднього моста на 35...40%, за якого погіршується тяговий-зчіпні властивості трактора.

За результатами розрахунку побудована залежність $\eta_T = f(\varphi_n)$ для різних значень сили тяги на гаку $P_{зак}$ трактора і довантаження $G_{зак}$ трактора від напівпричепа (рис. 3.3).

Аналіз $\eta_T = f(\varphi_n)$ показує, що $\eta_{T_{max}} = 0,65$ досягається при довантаженні опорно-тягового гака трактора від причепа $G_{зак} = 17$ кН. При більшому значенні $G_{зак}$ знижується вертикальне навантаження на передній міст і як наслідок, інтенсивно знижується коефіцієнт використання зчіпної ваги φ_n .

Маючи $\eta_T = f(\varphi_n)$ і $\varphi_3 = f(\varphi_n)$ будується універсальна характеристика η_T трактора (рис. 3.3), що відображає залежність коефіцієнтів використання зчіпної ваги переднього φ_n і заднього φ_3 мостів при різних значеннях довантаження опорно-тягового гака трактора від причепа.

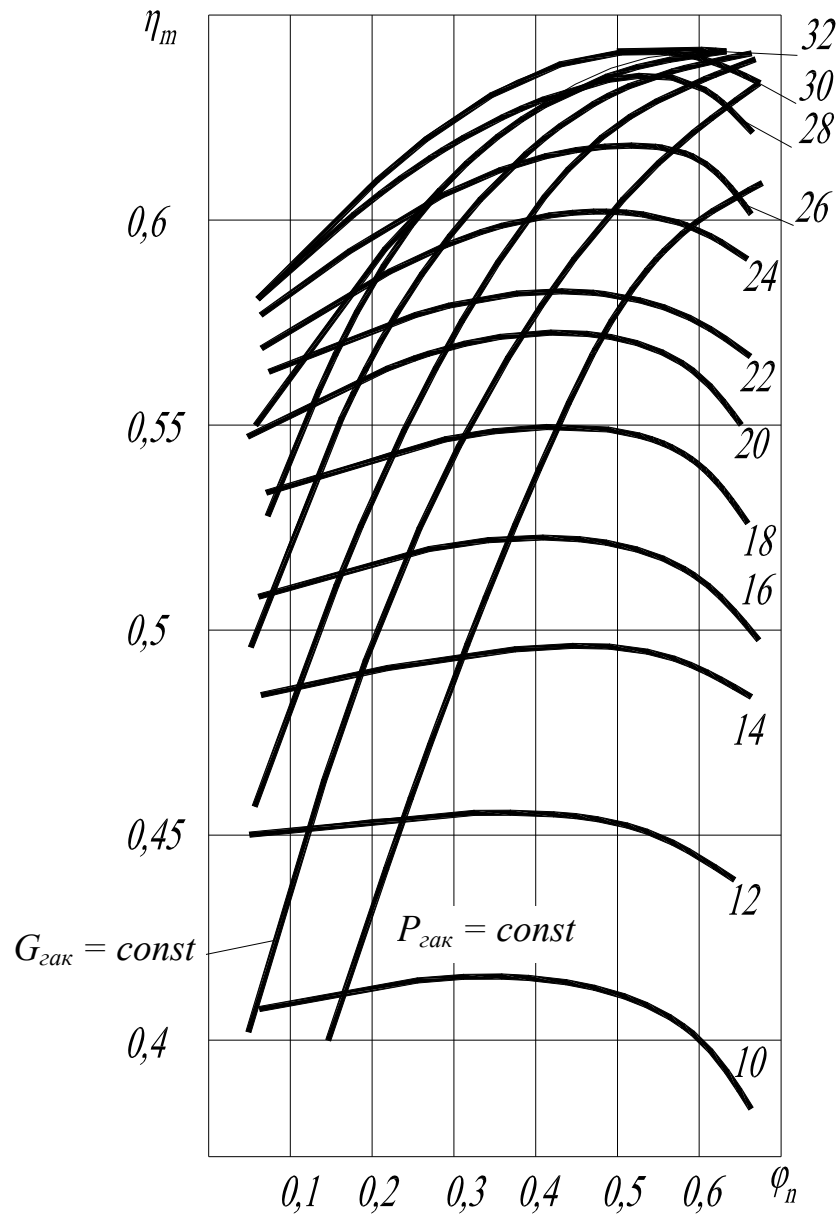


Рисунок 3.3 – Залежність тягового ККД (η_T) трактора ХТЗ-16331 від коефіцієнта використання зчпної ваги (φ_n) переднього моста

На даному малюнку у вигляді серії прямих $P_{zak} = const$ зображений тяговий діапазон трактора, на який нанесений графік функції $\varphi_n = f(\varphi_3)$ при $\eta_{T_{max}}$ тобто оптимальне поєднання коефіцієнтів використання зчпної ваги провідних мостів, що приводить до роботи тракторного агрегату з максимальним тяговим ККД.

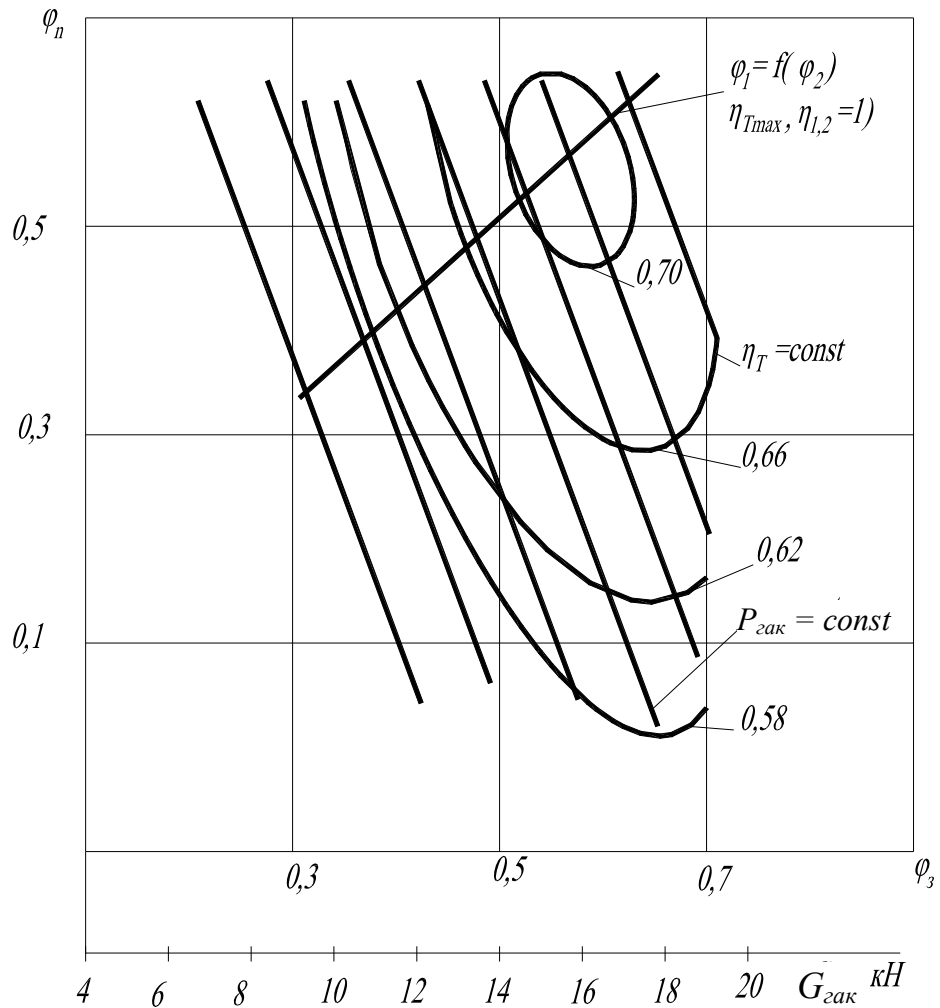


Рисунок 3.4 – Універсальна характеристика тягового ККД (η_T) трактора ХТЗ-16331 від довантаження $G_{\text{зак}}$ від напівпричепа

Аналіз універсальної характеристики тягового ККД тракторного агрегату у складі трактора ХТЗ-16331 і напівпричепа ОЗПІ-8573 показує, що $\eta_{\text{max}} \approx 0,7$ даного агрегату досягається при довантаженні опорно-тягового гака трактора $G_{\text{зак}}$ від прицепа в межах 14...18 кН і коефіцієнтів використання зчпної ваги переднього $\varphi_n = 0,4...0,65$ і заднього $\varphi_3 = 0,52...0,65$ мостів.

Отже, тракторний агрегат при безперервному навантаженні коренеплодів цукрового буряка в кузов напівпричепа транспортером бурякозбирального комбайна матиме максимальний тяговий ККД при $0,9 G_{\text{зак,max}}$ тобто при деякому недовантаженні трактора від напівпричепа.

Висновки до розділу 3

1. Вплив нерівномірності навантаження коліс трактора на тягово-зчіпні властивості трактора особливо виявляються під час збирання коренеплодів цукрового буряка за підвищеної вологості ґрунту.

2. В міру заповнення кузова причепа коренеплодами цукрового буряка, особливо при її нерівномірному розподілі в кузові, навантаження на мости трактора істотно змінюються. При цьому можливе розвантаження переднього моста на 35...40%, за якого погіршується тяговий-зчіпні властивості трактора.

3. Аналіз універсальної характеристики тягового ККД тракторного агрегату у складі трактора ХТЗ-16331 і напівпричепа ОЗТП-8573 показує, що $\eta_{max} \approx 0,7$ даного агрегату досягається при довантаженні опорно-тягового гака трактора $G_{gак}$ від причепа в межах 14...18 кН і коефіцієнтів використання зчіпної ваги переднього $\varphi_n = 0,4...0,65$ і заднього $\varphi_3 = 0,52...0,65$ мостів.

Отже, тракторний агрегат при безперервному вантаженні коренеплодів цукрового буряка в кузов напівпричепа транспортером бурякозбирального комбайна матиме максимальний тяговий ККД при $0,9 G_{gак_{max}}$ тобто при деякому недовантаженні трактора від напівпричепа.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ВИРОБНИЧИХ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

4.1. Результати тягового розрахунку трактора ХТЗ-16331 на ґрунтовій дорозі підвищеної вологості

Розрахунок тягових показників трактора здійснювався з урахуванням призначення і місця трактора в типажі сільськогосподарських тракторів.

При цьому повинно враховуватися виконання всіх основних видів робіт даної зони відповідних його тяговому класу і деякій частині робіт, що відносяться до тягової зони сусіднього з ним попереднього класу.

Для більш повного і ефективного використання тягових показників трактора необхідно враховувати взаємозв'язок і розміри основних параметрів трактора: тягові зусилля, масу, потужність тракторного двигуна і основну робочу швидкість руху.

4.1.1 Тяговий діапазон трактора

Тяговий діапазон трактора визначається за формулою [7, 9, 10, 20]:

$$\delta_T = \varepsilon \frac{P_H}{P_H^1} = 1,9 \quad (4.1)$$

де P_H – відповідно номінальна сила тяги; P_H^1 – сила тяги трактора попереднього класу по типажу; ε – коефіцієнт розширення тягової зони трактора, рекомендується в середньому 1,3

Знаючи тяговий діапазон і номінальну силу тяги трактора, можна визначити його мінімальну силу тяги з співвідношення:

$$\delta_T = \frac{P_H}{P_{KP \min}} \Rightarrow P_{KP \min} = \frac{P_H}{\delta_T} = 15,4 \text{ кН} \quad (4.2)$$

4.1.2. Маса трактора

Маса трактора оцінюється його станом. Якщо трактор не має заправних матеріалів, баласту і оператора, то така маса називається конструктивною (m_k).

Повністю заправлений трактор з трактористом і баластом буде мати масу експлуатаційну (m_e).

Для більшості сільськогосподарських тракторів експлуатаційну масу можна визначити так:

$$m_e = (1,07...1,1)m_k = 6078 \text{ кг} \quad (4.3)$$

де m_k – конструктивна маса трактора.

4.1.3. Розрахунок номінальної потужності двигуна

Розрахунок номінальної потужності двигуна проводиться з урахуванням номінального тягового зусилля трактора, сили опору коченню, маси трактора, витрат на тертя в трансмісії і необхідного запасу потужності двигуна.

Враховуючи вище викладене, номінальна потужність двигуна визначається за формулою [7, 9, 10, 20]:

$$N_H = \frac{(P_{H1} + f \cdot g \cdot m_e) \cdot V_{H1}}{3600 \cdot \eta_{TP} \cdot X_e} = 14 \text{ кВт} \quad (4.4)$$

де P_{H1} і V_{H1} – відповідно номінальне тягове зусилля (Н) і розрахункова швидкість руху на нижчій робочій передачі при номінальній силі тяги, км/год; g – прискорення вільного падіння – $9,8 \text{ м/с}^2$; η_{TP} – ККД, що враховує потужності трансмісії, визначається за формулою:

$$\eta_{TP} = \eta_{Ц}^n \cdot \eta_{К}^{n1} \cdot \eta_{Х} = 0,87 \quad (4.5)$$

де $\eta_{Ц}$ і $\eta_{К}$ відповідно ККД циліндричної і конічної пари шестерень.

Приймаються рівними.

$$\eta_{ц} = 0,985 \text{ і } \eta_{к} = 0,975 \quad (4.6)$$

η_x – ККД, що враховує втрати потужності на холостому ході; приймається: $\eta_x = 0,96$; n і n_1 – степеневі показники числа пар шестерень, працюючих в трансмісії на першій передачі дорівнюють 3 і 2; X_e – коефіцієнт експлуатаційного навантаження тракторного двигуна, дорівнює 0,85; f – коефіцієнт опору коченню.

4.1.4. Розрахунок основних робочих швидкостей трактора

Для розрахунку ряду основних робочих швидкостей трактора визначається діапазон швидкостей, який характеризується відношенням вищої робочої швидкості до швидкості на першій передачі [7, 9, 10, 20]:

$$\delta_{V_{ооc}} = \frac{V_z}{V_{H1}} \Rightarrow V_z = \delta_{V_{ооc}} \cdot V_{H1} = 12,4 \quad (4.7)$$

де V_z – вища робоча швидкість, яку необхідно визначити.

Величина швидкісного діапазону визначається за формулою:

$$\delta_{V_{ооc}} = \delta_T \cdot \gamma_{доп\ min} = 1,7 \quad (4.8)$$

де $\gamma_{доп\ min}$ – коефіцієнт допустимого мінімального завантаження двигуна (рекомендується приймати рівним $\gamma_{доп\ min} = 0,85$).

Для розрахунку вищої і проміжних швидкостей необхідно визначити знаменник геометричної прогресії q :

Знаючи, що $\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_4} = \dots = \frac{V_z}{V_{z-1}} = q$, можна отримати

$$\frac{V_2}{V_1 q}; \frac{V_3}{V_2 q} = V_1 q^2; \frac{V_4}{V_1 q^3} \dots V_z = V_1 q^z - 1; \quad (4.9)$$

Звідси $q = z \sqrt[z]{\frac{V_z}{V_1}} = z \sqrt[z]{\delta_V} = 1,07$

де $z = 4$ (число основних передач); $V_{H1} = V_1$ км/год.

Визначивши знаменник геометричної прогресії, визначають швидкості:

$$V_2 = V_1 \cdot q = 8,0 \text{ км/год} \quad (4.10)$$

$$V_3 = V_1 \cdot q^2 = 8,6 \text{ км/год} \quad (4.11)$$

$$V_4 = V_1 \cdot q^3 = 9,3 \text{ км/год} \quad (4.12)$$

Вища транспортна швидкість в геометричну прогресію не входить. Проміжну транспортну швидкість визначають як середню геометричну величину між вищою транспортною і вищою швидкістю основного ряду за формулою:

$$V_{mp} = \sqrt{V_{mp \max} V_Z} = 19,6 \text{ км/год} \quad (4.13)$$

4.1.5. Розрахунок передаточних чисел трансмісії і коробки передач

Передаточне число трансмісії колісного трактора на першій передачі визначається за формулою [7, 9, 10, 20]:

$$i_{TP1} = \frac{0,377n_H \cdot r_K}{V_{H1}} = 130,7 \quad (4.14)$$

де r_K – радіус кочення ведучого колеса трактора

Інші передаточні числа трансмісії підраховуються за формулами:

$$i_{TP2} = \frac{i_{TP1}}{q} = 121,6 \quad (4.15)$$

$$i_{TP3} = \frac{i_{TP2}}{q} = 113,1 \quad (4.16)$$

$$i_{TP4} = \frac{i_{TP3}}{q} = 105,3 \quad (4.17)$$

Знаючи розрахункові загальні передаточні числа трансмісії, на кожній передачі i_{TP} – передаточні числа шестерень з постійним зачепленням трактора

прототипу i_0 визначають передаточні числа коробки зміни швидкостей по за формулами:

$$i_{K1} = \frac{i_{TP1}}{i_{OB}} = 8,7 \quad (4.18)$$

$$i_{K1} = \frac{i_{TP2}}{i_{OB}} = 8,1 \quad (4.19)$$

$$i_{K1} = \frac{i_{TP3}}{i_{OB}} = 7,5 \quad (4.20)$$

$$i_{K1} = \frac{i_{TP4}}{i_{OB}} = 7,0 \quad (4.21)$$

де i_{OB} – передаточне число шестерень з постійним зачепленням прототипу

$$i_{OB} = i_{III} \cdot i_{KII} = 15 \quad (4.22)$$

i_{III} – передаточне число центральної передачі – 3; i_{KII} – передаточне число кінцевої передачі – 5.

Уточнені значення передаточних чисел i_{TP} і швидкостей руху V для всіх основних і транспортних розрахункових передач заносяться в таблицю 4.1.

Таблиця 4.1 – Значення передаточних чисел

Передачі	Основні				Транс-портні		Централь-на передача	Кінцева передача
	1	2	3	4	1	2		
Передат. числа трансмісії	130,7	121,6	113,1	105,3	–	–	3	5
Швидкості руху, км/год	7,74	8,0	8,6	9,3	19,6	30,9	–	–

4.2. Розрахунок показників енергонасиченості та металоємності трактора

Енергонасиченість і металоємність є важливими параметрами, що характеризують рівень технічної досконалості. В галузі тракторобудування раціональне використання металу є проблемою державного значення. З підвищенням енергонасиченості трактора збільшується можливість, підвищення продуктивності праці без істотного збільшення його металоємності.

Енергонасиченість трактора характеризується відношенням номінальної потужності тракторного двигуна до експлуатаційної маси трактора. Величину енергонасиченості визначають за формулою [9, 10, 20]:

$$N_E = \frac{N_e}{m_K} = 18,8 \text{ кВт/т} \quad (4.23)$$

Металоємність трактора характеризується відношенням конструктивної маси (m_K) до номінальної потужності (N_e) двигуна. Цей показник по мірі вдосконалення конструкції тракторів і підвищенням їх енергонасиченості безперервно знижується. Зниження металоємності не повинне погіршувати зчпних властивостей трактора і знижувати його надійність в роботі. Величину металоємності визначають за формулою:

$$q_m = \frac{m_K}{N_e} = 48,5 \text{ кг/кВт} \quad (4.24)$$

4.2.1. Регуляторна швидкісна характеристика двигуна в функції від частоти обертання колінчастого вала

Регуляторна характеристика тракторного двигуна показує зміну ефективної потужності, частоти обертання колінчастого вала, крутного моменту, питомої і годинної витрати палива в залежності від швидкісного і навантажувального режимів роботи двигуна.

Розрахунок і побудову регуляторної характеристики двигуна у функції від швидкісного режиму будемо здійснювати в такій послідовності:

1. Задаючись різними значеннями частот обертання колінчастого вала двигуна у відсотках (100, 95, 80, 75, 60, 40, 20) від номінальної величини, визначають поточні значення N_e потужності двигуна на безрегуляторній гілці характеристики за емпіричною формулою [7, 9, 10, 20]:

$$N_e = N_H \left[\frac{C_1 \cdot n_e}{n_H} + C \left(\frac{n_e}{n_H} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_H} \right)^3 \right] \quad (4.25)$$

%	100	95	80	75	60	40	20
n	2000	1900	1600	1500	1200	800	400

де n_e і n_H – поточне і номінальне значення частот обертання колінчастого вала двигуна; коефіцієнти $C_1 = 0,5$; $C_2 = 1,5$ – для дизелів з безпосереднім впорскуванням палива.

На регуляторній гілці характеристики отримують зміни потужності N_e згідно із законом прямої лінії від $N_e = 0$ до $N_e \text{ max}$:

$$N_e^{100} = 30,5 \text{ кВт}$$

$$N_e^{95} = 110,7 \text{ кВт}$$

$$N_e^{80} = 96,7 \text{ кВт}$$

$$N_e^{75} = 90,8 \text{ кВт}$$

$$N_e^{60} = 71,1 \text{ кВт}$$

$$N_e^{40} = 42,9 \text{ кВт}$$

$$N_e^{20} = 17,3 \text{ кВт}$$

2. Для точки, де $N_e = 0$ визначають частоту обертання колінчастого вала двигуна на холостому ходу за формулою:

$$n_x = (1 + \delta_p) n_H = 1998 \text{ хв}^{-1} \quad (4.26)$$

де δ_p – коефіцієнт нерівномірності регулятора; для сучасних тракторних двигунів – 0,08.

3. Знаючи потужність і частоту обертання колінчастого вала двигуна, визначають крутний момент за формулою [7, 9, 10, 20]:

$$M_{KP} = \frac{10^3 N_e}{\omega}, \text{ Нм} \quad (4.27)$$

де $\omega = \frac{\pi n_i}{30}, \text{ с}^{-1}$; n_i – частота обертання колінчастого вала відповідно

потужності двигуна N_i .

$\omega^{100} = 210,5 \text{ хв}^{-1}$	$M_{KP}^{100} = 114,9 \text{ Нм}$
$\omega^{95} = 198,9 \text{ хв}^{-1}$	$M_{KP}^{95} = 556,7 \text{ Нм}$
$\omega^{80} = 167,5 \text{ хв}^{-1}$	$M_{KP}^{80} = 577,2 \text{ Нм}$
$\omega^{75} = 157,0 \text{ хв}^{-1}$	$M_{KP}^{75} = 578,5 \text{ Нм}$
$\omega^{60} = 125,6 \text{ хв}^{-1}$	$M_{KP}^{60} = 566,3 \text{ Нм}$
$\omega^{40} = 83,7 \text{ хв}^{-1}$	$M_{KP}^{40} = 511,8 \text{ Нм}$
$\omega^{20} = 41,9 \text{ хв}^{-1}$	$M_{KP}^{20} = 413,8 \text{ Нм}$

4. Питому витрату палива на безрегуляторній гілці при максимальному крутному моменті двигуна приймають на 15-20% більше, ніж при номінальній потужності. Проміжні точки питомої витрати палива можна прийняти аналогічно дослідним даним відповідних двигунів (при номінальній потужності є завдані, а на холостому ході питома витрата палива рівна нескінченності).

5. За питомою витратою g_{EH} , палива при номінальній потужності двигуна визначають максимальну часову витрату палива за формулою:

$$G_{T \max} = \frac{g_{EH} N_e}{10^3} = 6,8 \text{ кг/год} \quad (4.28)$$

6. Для холостого ходу двигуна приймають:

$$G_{TX} = (0,25 \dots 0,3) G_{T \max} = 2,0 \text{ кг/год} \quad (4.29)$$

Проміжні точки часової витрати палива на регуляторній гілці приймають згідно із законом прямої лінії.

7. Знаючи питому витрату палива на безрегуляторній гілці, визначають відповідну годинну витрату палива G_{Ti} за формулою:

$$G_{Ti} = \frac{g_{ei} N_{ei}}{10^3}, \text{ кг/год} \quad (4.30)$$

Результати розрахунків показників роботи двигуна заносять в таблицю 4.2 для побудови регуляторної характеристики.

Таблиця 4.2 – Розрахункові дані для побудови регуляторної характеристики

%	N_e ,кВт	$M_{кр}$,Нм	G_T кг/год	g_e ,гр/кВт г	n, об/хв
20	17,3	413,8	6,2	356	400
40	42,9	511,8	6,3	146	800
60	71,1	566,3	6,4	90	1200
75	90,8	578,5	6,5	71	1500
80	96,7	577,2	6,6	68	1600
95	110,7	556,7	6,7	60	1900
100	30,5	144,9	6,8	222	2000
Хол. хід	0	0	2,0	427,4	1998
Максимум					
75	90,8	578,5	6,5	71,2	1500

Користуючись отриманими розрахунковими даними, будують графіки регуляторної швидкісної характеристики дизельного тракторного двигуна у функції від частоти обертання колінчастого вала (рис. 4.1-4.4), які показують характер їх зміни.

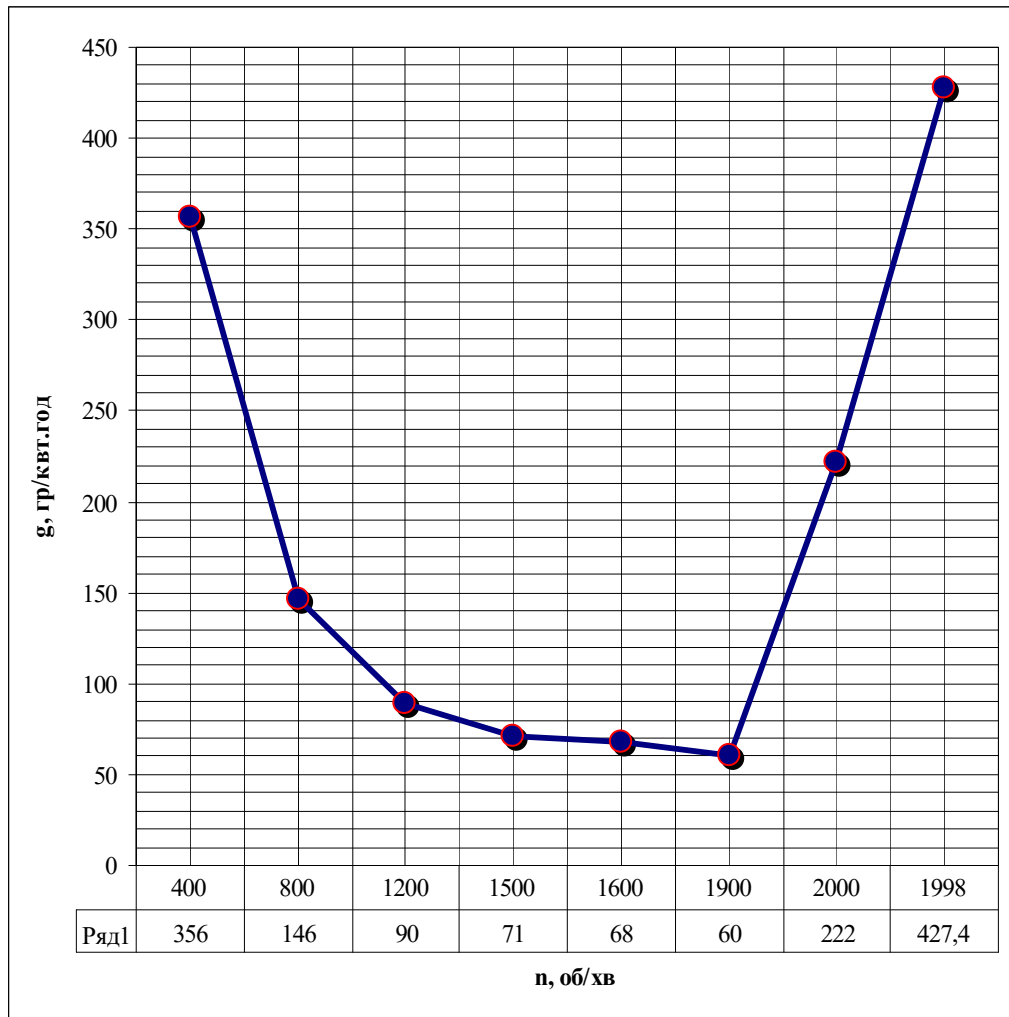


Рисунок 4.1 – Графік питомої витрати палива у функції від частоти обертання колінчастого вала

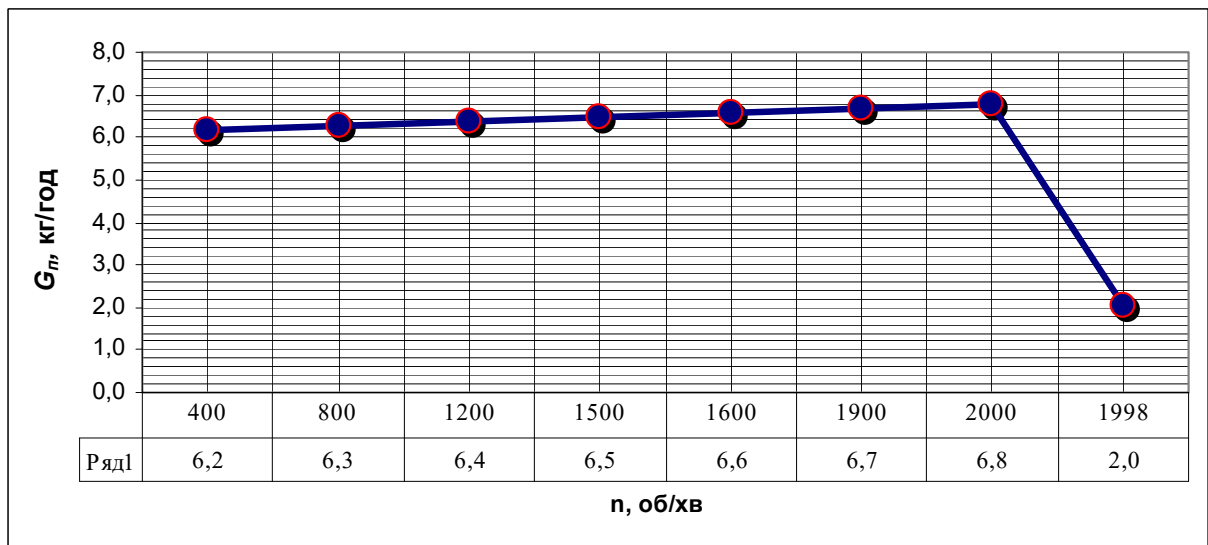


Рисунок 4.2 – Графік годинної витрати палива у функції від частоти обертання колінчастого вала

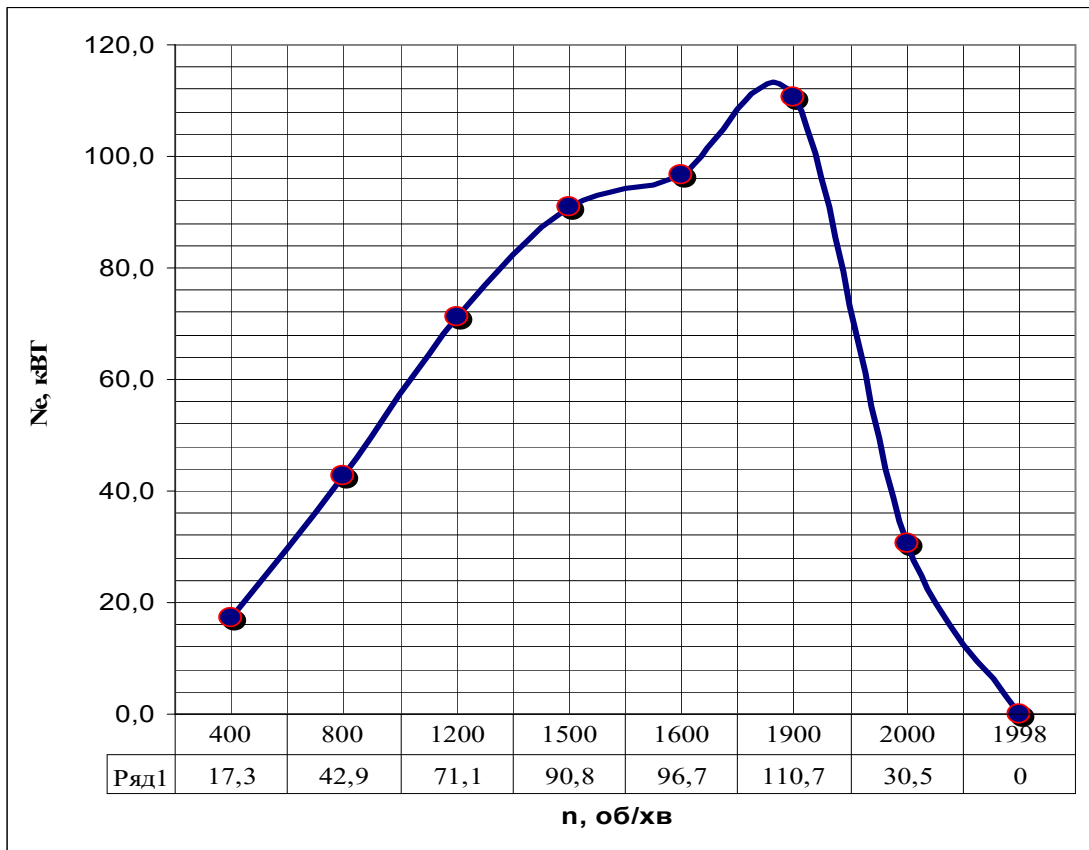


Рисунок 4.3 – Графік зміни потужності у функції від частоти обертання колінчастого вала

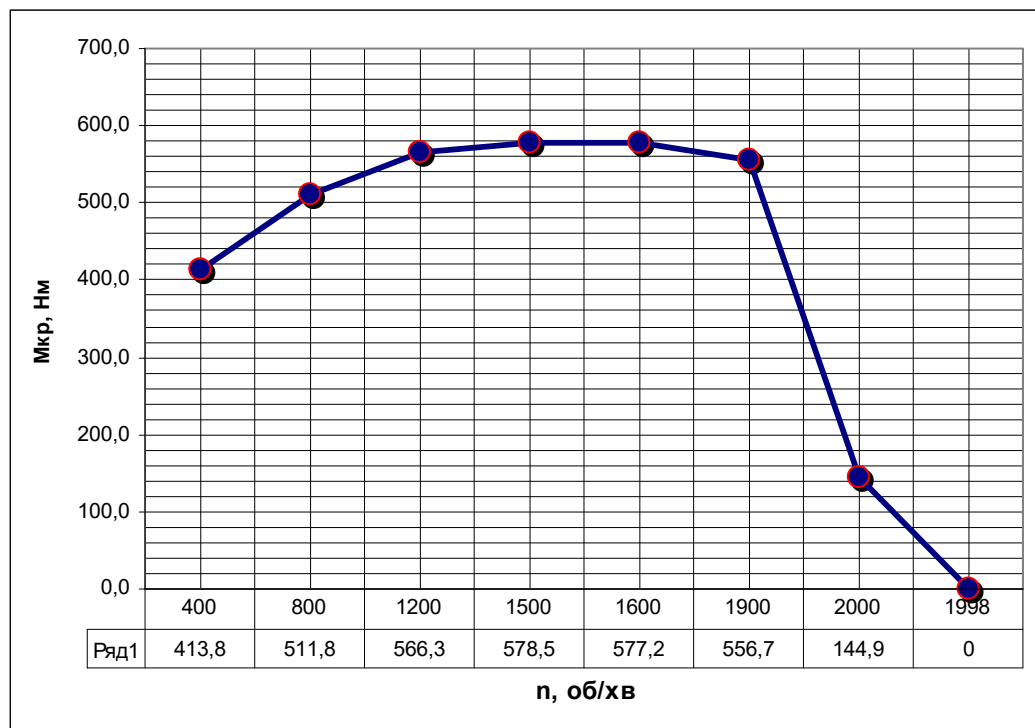


Рисунок 4.4 – Графік зміни крутного моменту двигуна у функції від частоти обертання колінчастого вала

4.2.2. Навантажувальна характеристика двигуна у функції від ефективної

Початковими даними для побудови навантажувальної характеристики є також розрахункові дані таблиці 4.4.

Зразкова навантажувальна характеристика показників $M_{KP}, n, G_T, g_e = f(N_e)$. Вона дає більш повне уявлення про показники роботи двигуна в регуляторній зоні – у межах роботи регулятора, що використовується під час оцінки роботи комплексу сільськогосподарських машин з даним типом трактора.

Нерегуляторна зона в межах від $M_{KP\text{ ном}}$ до $M_{KP\text{ max}}$ характеризує роботу двигуна під час впливу на його показники коректорного пристрою в період короткочасних перевантажень. Для підвищення ефективності роботи машинно-тракторного парку потрібно прагнути до того, щоб середнє експлуатаційне завантаження двигуна було за можливістю вище в межах регуляторної зони, але не більше за 95% від максимальної потужності двигуна.

4.3. Розрахунок та побудова теоретичної тягової характеристики трактора

Визначивши основні конструктивні і економічні параметри тракторного двигуна і трактора в цілому, приступають до побудови теоретичної тягової характеристики, яка дає змогу отримати наочне уявлення про тягові і паливно-економічні показники на різних режимах роботи трактора.

Теоретична тягова характеристика трактора складається з двох частин: нижньої і верхньої. Нижня частина графіка має допоміжне значення і служить для нанесення основних початкових параметрів тракторного двигуна. У верхній частині графіка наноситься ряд кривих, що показують, як

в заданих ґрунтових умовах, при сталому русі на горизонтальній ділянці в залежності від навантаження на крюгаку трактора змінюються його основні експлуатаційні показники: буксування ведучих коліс, швидкість руху, тягова потужність, питома витрата палива та тяговий ККД трактора.

Для кожної передачі максимальна дотична сила тяги, визначається за формулою [7, 9, 10, 20]:

$$P_{K \max} = \frac{M_{KP \max} \cdot i_{TPi} \cdot \eta_{TPi}}{r_K}, \quad (4.31)$$

номінальна:

$$P_{KH} = \frac{M_{KPH} \cdot i_{TPi} \cdot \eta_{TPi}}{r_K} \quad (4.32)$$

Для 1-ої передачі:

$$P_{K \max} = 47108 \text{ Н}$$

$$P_{KH} = 11799 \text{ Н}$$

Для 2-ої передачі:

$$P_{K \max} = 43828 \text{ Н}$$

$$P_{KH} = 10977 \text{ Н}$$

Для 3-ої передачі:

$$P_{K \max} = 40775 \text{ Н}$$

$$P_{KH} = 10212 \text{ Н}$$

Для 4-ої передачі:

$$P_{K \max} = 37936 \text{ Н}$$

$$P_{KH} = 9501 \text{ Н}$$

Враховуючи, що дотична сила тяги трактора прямопропорційна крутному моменту двигуна, тому по осі абсцис від точки O' для кожної заданої передачі в прийнятому масштабі наносяться значення крутних моментів двигуна $M_{кр \max}$ і $M_{крн}$ відповідно дотичним силам тяги $P_{K \max}$ і P_{KH} . Потім по осі ординат вниз наносяться масштабні шкали ефективної потужності, часової витрати палива і частоти обертання колінчастого вала

двигуна з таким розрахунком, щоб графіки в регуляторній зоні не перетиналися.

Далі з урахуванням кількості передач і відповідних крутних моментів будується графік показників роботи двигуна:

При цьому утворюється пучок кривих Ne із загальним центром в точці O' , криві G_T із загальним центром в точці G_{TX} і пучок кривих n із загальним центром в точці n_X – відповідні холостому ході двигуна. Точки перегину (вершини) кривих всіх показників регуляторної характеристики двигуна повинні знаходитися на горизонтальній прямій і по вертикалі відповідати номінальним моментам двигуна.

Криві, розташовані в нерегуляторній зоні в межах від M_{KP} до M_{KP} мах для кожної передачі, будуються по розрахунковим точкам регуляторної характеристики. Нанесені криві на графік регуляторної характеристики для кожної передачі повинні закінчуватися при максимальних значеннях крутних моментів M_{KP} мах.

Прикладом побудови навантажувальної характеристики двигуна у функції від крутного моменту може служити нижня частина теоретичної тягової характеристики трактора (рис. 4.3). Потрібно врахувати, що в зоні перевантажень від M_{KP} ном до M_{KP} мах., криві, G_T, n будуються по точках зображуються прямими лініями.

Після побудови навантажувальної характеристики визначають силу опору коченню за формулою:

$$P_f = f \cdot G = 10720,71 \text{ Н} \quad (4.33)$$

де G – сила ваги трактора.

Величина сили опору коченню P_f відкладається на осі абсцис праворуч від точки O' до точки O . Одержана точка O є початком координат безпосередньо тягової характеристики трактора. На осі абсцис в масштабі дотичної сили від точки O визначається сила тяги на крюгаку трактора, визначена за формулою $P_{KP} = P_K - P_f$, а на осі ординат у верх зображуються в

своїх масштабах тягові показники трактора – буксування рушіїв, швидкості руху, тягові потужності на гаку, питома витрата палива на передачах і тяговий ККД.

Величина коефіцієнта буксування може бути підрахована таким чином. При тяговому навантаженні рівному нулю, $\delta=0$; при номінальному навантаженні для гусеничних тракторів $\delta_H=4-5\%$, для колісних тракторів $\delta_H=15-16\%$; при максимальному навантаженні для гусеничних тракторів $\delta_{\max}=10-15\%$ для колісних тракторів $\delta_{\max}=32-50\%$. Користуючись кривими буксування гусеничних або колісних тракторів свого типажу, на рис. 4.3 відмічається у відповідному масштабі δ_H і δ_{\max} будується крива буксування по 3-ох точках, включаючи $\delta=0$.

Далі для кожної заданої передачі визначають теоретичну швидкість на холостому ході ($P_{KP}=0$) за формулою:

$$V = \frac{0,377 \cdot n_D \cdot r_K}{i_{TP}} \text{ км/ГОД} \quad (4.34)$$

де r_K – радіус ведучого колеса; n_D – частота обертання колінчастого вала двигуна за хвилину на холостому ході.

Знаючи величину буксування і теоретичну швидкість руху, підраховують для кожної передачі робочі швидкості за формулою:

$$V_P = V_{Ti}(1 - \delta) = \frac{0,377 \cdot n_{Di} \cdot r_K}{i_{TP}(1 - \delta)}, \text{ км/ГОД} \quad (4.35)$$

За формулою $M_{KP} = \frac{P_{KP} V_P}{3600}$ для кожної передачі визначають потужність на гаку трактора (кВт).

$$N_{KP} = \frac{P_{KP} V_P}{3600}, \text{ кВт} \quad (4.36)$$

Для оцінки паливної економічності трактора визначається питома витрата палива за формулою:

$$g_{KP} = \frac{10^3 \cdot G_{Ti}}{N_{KP}}, \text{ г/кВт год} \quad (4.37)$$

де G_{Ti} – відповідна часова витрата палива по нижній частині графіка регуляторної характеристики двигуна, кг/год.

Умовний тяговий ККД трактора визначається за формулою:

$$\eta_{TY} = \frac{N_{KP}}{N_e} \quad (4.38)$$

де $M_{кр}$ і N_e – визначаються за графіком рис. 4.3. Перевірку проводять за формулою:

$$\eta_{TY} = \eta_{TP} \cdot \eta_f \cdot \eta_\delta \quad (4.39)$$

Якщо розрахунок за двома формулами здійснений правильно, то результати розрахунків повинні співпадати або бути близькими.

Для побудови теоретичної тягової характеристики трактора отримані розрахункові тягові показники для кожної передачі заносяться в таблицю 4.3.

Таблиця 4.3 – Дані теоретичної тягової характеристики трактора

Передача	Розрах. точка	N_e , кВт	n_d , об/хв	G_t , кг/год	R_H , кН	$R_{кр}$, Н	V_p , км/год	$N_{кр}$, кВт	$g_{сп}$, г/кВтг	δ , %	η	
											$N_{кр}/N_e$	$\eta_p \cdot \eta_f \cdot \eta_\delta$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	1	0	1998	2,03	2,03	0	8,1	8,07		0	0	0,00
	2	30,5	2000	6,77	6,77	11799	8,1	6,86	97,6	15	2,27	2,27
	3	40,6	1917	6,72	6,72	17684	7,7	6,32	115,8	18,3	1,43	1,43
	4	50,6	1833	6,67	6,67	23568	7,4	5,8	143,0	21,7	0,92	0,92
	5	60,7	1750	6,62	6,62	29453	7,1	5,3	187,7	25	0,58	0,58
	6	70,7	1667	6,57	6,57	35338	6,7	4,82	274,8	28,3	0,34	0,34
	7	80,8	1583	6,52	6,52	41223	6,4	4,37	112,4	31,7	0,16	0,16
	8	90,8	1500	6,47	6,47	47108	6,1	3,94	5489,8	35	0,01	0,01
2	1	0	1998	2,03	2,03	0	8,7	8,67		0	0	0,00
	2	30,5	2000	6,77	6,77	10977	8,7	8,25	89,3	5	2,49	2,49
	3	40,6	1917	6,72	6,72	16452	8,3	7,87	106,2	5,42	1,56	1,56
	4	50,6	1833	6,67	6,67	21927	8,0	7,49	131,6	5,83	1	1,00
	5	60,7	1750	6,62	6,62	27402	7,6	7,12	173,6	6,25	0,63	0,63
	6	70,7	1667	6,57	6,57	32877	7,2	6,75	257,0	6,67	0,36	0,36
	7	80,8	1583	6,52	6,52	38352	6,9	6,39	501,8	7,08	0,16	0,16
	8	90,8	1500	6,47	6,47	43828	6,5	6,02	15101,3	7,5	0	0,00
3	1	0	1998	2,03	2,03	0	9,3	9,32		0	0	0,00
	2	30,5	2000	6,77	6,77	10212	9,3	9,19	88,3	1,5	2,52	2,52
	3	40,6	1917	6,72	6,72	15306	8,9	8,79	105,4	1,64	1,57	1,57
	4	50,6	1833	6,67	6,67	20400	8,6	8,4	131,2	1,78	1	1,00
	5	60,7	1750	6,62	6,62	25494	8,2	8,01	174,8	1,92	0,62	0,62
	6	70,7	1667	6,57	6,57	30588	7,8	7,61	263,6	2,06	0,35	0,35
	7	80,8	1583	6,52	6,52	35681	7,4	7,22	544,2	2,2	0,15	0,15
	8	90,8	1500	6,47	6,47	40775	7,0	6,83	6706,5	2,34	-0	0,01

Продовження табл. 4.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
4	1	0	1998	2,03	2,03	0	10,0	10		0	0	0,00
	2	30,5	2000	6,77	6,77	9501	10,0	9,93	90,2	1	2,46	2,46
	3	40,6	1917	6,72	6,72	14240	9,6	9,51	108,2	1,05	1,53	1,53
	4	50,6	1833	6,67	6,67	18979	9,2	9,09	135,6	1,1	0,97	0,97
	5	60,7	1750	6,62	6,62	23718	8,8	8,67	182,6	1,15	0,6	0,60
	6	70,7	1667	6,57	6,57	28457	8,4	8,26	281,5	1,2	0,33	0,33
	7	80,8	1583	6,52	6,52	33196	7,9	7,84	626,2	1,25	0,13	0,13
	8	90,8	1500	6,47	6,47	37936	7,5	7,42	2573,2	1,3	0	0,03

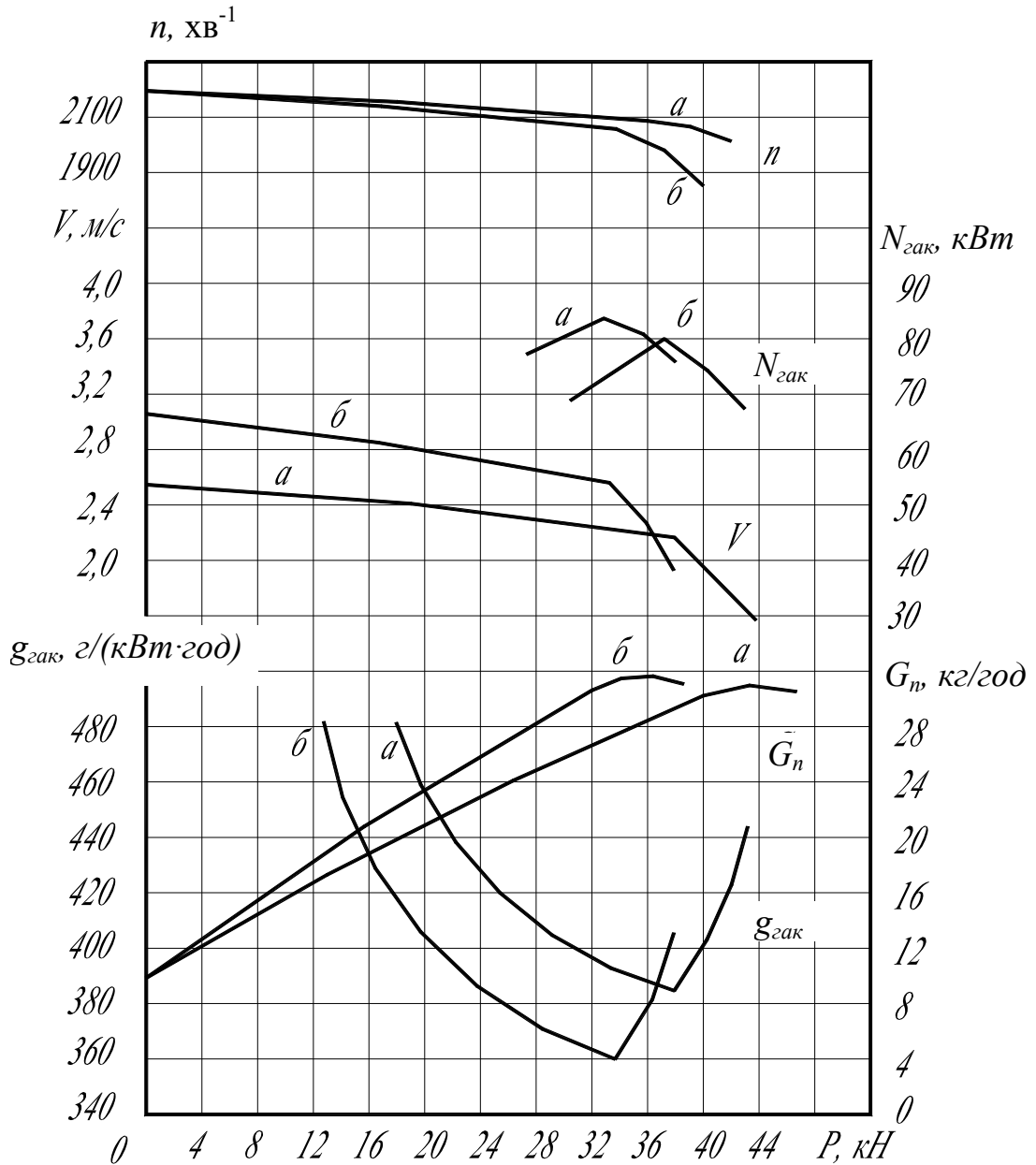


Рисунок 4.5 – Тягова характеристика трактора ХТЗ-16331 на ґрунтовій дорозі підвищеної вологості

Важкі польові умови під час збирання цукрового буряка визначаються в основному підвищеною вологістю ґрунту, коли тягові властивості трактора визначатимуться зчепленням ведучих коліс з опорною поверхнею. Ефективним способом підвищення тягово-зчіпних властивостей трактора під час роботи у важких польових умовах може бути довантаження ведучих коліс трактора. Для даних умов роботи тракторного агрегату запропоновані формули для розрахунку тяги на гаку трактора і його вантажопідйомності.

Початкові дані для розрахунку тягово-зчіпних властивостей тракторного агрегату без довантаження і з довантаженням з боку причепа провідних коліс трактора приведені в табл. 4.4

Таблиця 4.4 – Початкові дані для розрахунку вантажопідйомності тракторного агрегату на базі трактора серії ХТЗ-16331 під час збирання цукрового буряка (напівнавісний причіп ОЗТІ-8573)

Показники	Чисельні значення
$N_{ен}$, кВт	128,7
m_T , кг	8100; 8900
$m_{ан}$, кг	4800
V_0 , м/с	1,75
η_3	0,8
$\eta_{тр.м}$, $\eta_{тр.п}$	0,9
$\varphi_{к.м}$, $\varphi_{к.п}$	0,45
δ_T , δ_{II}	0,15
f_T , ψ_T ; f_{II} , ψ_{II}	0,20
P_Z , кН	19,6
K_{II}	1,40

Таблиця 4.5 – Розрахункові формули для визначення основних параметрів тракторного агрегату (ТА) під час роботи у важких дорожніх умовах

Параметр	Варіант ТА	Розрахункові формули	
		По двигуну	По зчепленню
1	2	3	4
Тяга на гаку трактора	I	$P_{кр} = \frac{N_{ен}}{V_{\delta}} \eta_3 \eta_{mp.m} (1 - \delta_T) - m_T g \psi_T$	$P_{кр} = m_T g (\lambda_T \varphi_{км} - \psi_T)$
	II	$P_{кр} = \frac{N_{ен}}{V_{\delta}} \eta_3 \eta_{mp.m} (1 - \delta_T) - m_T g \psi_T - m_T g \lambda_z f_T$	$P_{кр} = m_T g [\lambda_T \varphi_{км} (1 + \lambda_z) - \psi_T] - m_T g \lambda_n f_T$
Вантажопідйомність ТА	I	$m_{зр} = \frac{\frac{N_{ен}}{V_{\delta}} \eta_3 \eta_{mp.m} (1 - \delta_T) - m_T g \psi_T}{K_{II} g \psi_{II}}$	$m_{зр} = \frac{m_T (\lambda_T \varphi_{км} - \psi_T)}{K_{II} \psi_{II}}$
	II	$m_{зр} = \frac{\frac{N_{ен}}{V_{\delta}} \eta_3 \eta_{mp.m} (1 - \delta_T) - m_T g \psi_T}{K_{II} g \psi_T}$	$m_{зр} = \frac{m_T [\lambda_T \varphi_{км} (1 + \lambda_z) - \psi_T]}{K_{II} \psi_{II}}$

Пояснення: I – ТА без довантаження ведучих коліс трактора; II – ТА з довантаженням ведучих коліс трактора

Результати розрахунків вантажопідйомності тракторного агрегату на основі трактора ХТЗ-16331 з напівнавісним причепом ОЗП-8573 при рівномірному розподілі коренеплодів цукрового буряка в кузові (без довантаження провідних коліс трактора) і розподілі 2/3 маси коренеплодів цукрового буряка в кузові (з довантаженням провідних коліс трактора) приведені в табл. 4.6.

Таблиця 4.6 – Вантажопідйомність тракторного агрегату ХТЗ-16331+ОЗТП-8573 під час збирання коренеплодів цукрового буряка (вологість ґрунту >30%)

Параметри	Чисельні значення	
	Без довантаження ведучих коліс трактора	З довантаженням ведучих коліс трактора
Вантажопідйомність, кг		
- по двигуну	12060	21060
- по зчепленню	7350	10350

Аналіз даної таблиці показує, що за підвищеної вологості ґрунту вантажопідйомність тракторного агрегату під час збирання коренеплодів цукрового буряка визначається тяговими властивостями трактора за зчепленням коліс з ґрунтом. При вологості ґрунту понад 30% вантажопідйомність тракторного агрегату ХТЗ-16331+ОЗТП-8573 за двигуном не забезпечується зчіпними властивостями трактора без довантаження ведучих коліс на 30%, а з довантаженням – на 15%, тобто довантаження приводних коліс забезпечує підвищення вантажопідйомності тракторного агрегату під час збирання цукрового буряка на 15%.

Висновки до розділу 4

1. Для більш повного і ефективного використання тягових показників трактора необхідно враховувати взаємозв'язок і розміри основних параметрів трактора: тягові зусилля, масу, потужність тракторного двигуна і основну робочу швидкість руху.

2. Важкі польові умови під час збирання цукрового буряка визначаються в основному підвищеною вологістю ґрунту, коли тягові властивості трактора визначатимуться зчепленням ведучих коліс з опорною поверхнею. Ефективним способом підвищення тягово-зчіпних властивостей трактора під час роботи у важких польових умовах може бути довантаження приводних коліс трактора. Для даних умов роботи тракторного агрегату запропоновані формули для розрахунку тяги на гаку трактора і його вантажопідйомності.

3. Виконані розрахунки засвідчили, що за підвищеної вологості ґрунту вантажопідйомність тракторного агрегату під час збирання коренеплодів цукрового буряка визначається тяговими властивостями трактора за зчепленням коліс з ґрунтом. За вологості ґрунту понад 30% вантажопідйомність тракторного агрегату ХТЗ-16331+ОЗТП-8573 за двигуном не забезпечується зчіпними властивостями трактора без довантаження ведучих коліс на 30%, а з довантаженням – на 15%, тобто довантаження приводних коліс забезпечує підвищення вантажопідйомності тракторного агрегату під час збирання цукрового буряка на 15%.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1. Структурно функціональний аналіз травмонебезпечних ситуацій впродовж виконання робіт

Охорона праці безпосередньо на робочому місці – в кабіні машини та біля водія, значним чином впливає на показники використання робочого часу, а відтак і на продуктивність автомобіля загалом. Умови в яких перебуває виконавець транспортних операцій характеризуються певною травмо- та аварієнебезпекою. Тоді, створення безпечних умов праці є одним із важливих шляхів підвищення ефективності виконання як процесів транспортування так і обслуговування споживачів загалом.

Для окреслення груп чинників, котрі характеризуються тією особливістю, що зумовлюють виникнення травмонебезпечних та аварійно небезпечних умов, необхідно розглядати види технологічних фаз і операцій, що мають місце в процесі використання автомобіля.

До технологічних фаз відносимо [11]:

- 1) переїзд машини у місце завантаження;
- 2) безпосереднє перевезення вантажу;
- 3) переїзд агрегату від місця завантаження.

Транспортні операції:

- 1) робочий хід машини;
- 2) холостий хід машини (розворот, переїзди тощо);
- 3) зупинка.

Аналіз процесу транспортування вантажу дав можливість виокремити можливі травмонебезпечні чинники [11]:

- 1) ураження обертовими частинами машини;
- 2) несправність органів керування, гальм, муфти;
- 3) перевищення швидкості руху;

- 4) відмова одного з вузлів агрегату;
- 5) аварійно-небезпечний стан доріг;
- 6) недотримання правил пожежної безпеки;
- 7) алкогольне сп'яніння.

5.2. Аналіз методики моделювання травмонебезпечних та аварійних ситуацій

Розроблений Д. Хенлі і Х. Кумамото метод дає можливість шляхом побудови “дерева” відмов і помилок операторів різних систем вести математичну обробку моделі з метою одержання ймовірності виникнення таких випадкових подій, як аварія, травма, катастрофа [11, 18]. У цьому методі окреслюється досліджувана технологічна операція, під час виконання якої вже були раніше або можуть статися аварії, виробничі травми чи катастрофи. В графічній інтерпретації, модель за своєю формою нагадує крону дерева, тому вона і одержала назву “дерево відмов і помилок”. В свою чергу кінцеві події називають базовими.

Кожен блок рисунку, позначений відповідним номером, означає подію або окремий етап побудови моделі: 1 – відмова (аварія, травма) системи – головна подія; 2 – послідовність подій, що приводять до відмови системи; 3 – послідовність подій зображується за допомогою логічних операторів; 4 – усі вхідні і вихідні події, що входять до моделі, зображуються у вигляді прямокутників з відповідними написами всередині; 5 – послідовний підхід до базових подій, частоти виникнення яких відомі; 6 – базові події зображують у вигляді кружечків з написами всередині, вони є межею аналізу побудованої моделі.

5.3. Результати розробки логічно-імітаційної моделі травм на виробництві ситуаціях

Усі логічні процеси формування та можливого виникнення травмонебезпечних та аварійних ситуацій, можна виокремити та знайти подію з якої починається небезпечний процес, ще до виникнення небезпечних наслідків.

Методикою оцінки рівня безпеки робочих місць, машин, виробничих процесів та окремих виробництв передбачено пошук об'єктивного критерію рівня безпеки для конкретного об'єкта [11, 18]. Таким показником вибрана ймовірність виникнення аварії, травми залежно від явища що досліджується.

Використовуючи метод визначення ймовірності виникнення будь-якого випадкового явища є можливість оцінки рівня безпеки певного об'єкта чи явища. Даний метод широко застосовують в зарубіжній інженерній практиці.

Основні його принципи полягають в тому, що на основі обстеження робочого місця чи окремої машини виявляють виробничі безпеки, можливі аварійні або травматичні ситуації. При оцінці ситуацій визначають події, які можуть стати головною подією при побудові логічно-імітаційної моделі травми. Після цього будують модель “дерева відмов і помилок оператора”.

Слід зауважити, що важливе значення має правильний вибір головної події, від чого залежить доцільність виконання та ефективність моделі.

Головну подію, котра зумовлює виникнення травми, модель якої необхідно побудувати, вибирають виходячи з оцінки відповідного об'єкта, виробництва чи окремої одиниці обладнання і змісту його найбільш небезпечного явища, яке за певних умов виробництва виникає.

Після вибору домінуючого випадкового явища (події) розпочинаємо побудову моделі (“дерева”). Використовуючи оператора “і” та “або”, використовуємо набір ситуацій (відомих до цього), які можуть призвести до подій, вибраної як домінуюча чи головна.

Спочатку визначаються травмонебезпечні ситуації та їх кількості, що можуть мати місце в процесі що розглядається, визначаємо ще й інші події, що входять до кожної такої ж ситуації, логічним аналізом із застосуванням операторів “і”, “або” та інших. Процес побудови моделі триває, поки не будуть знайдені усі базові події, що визначають межу моделі.

Слід мати на увазі, що кожна випадкова подія, до якої входять базові події, може формуватися й виникати при входженні у неї двох, трьох і більше базових подій за допомогою відповідних операторів.

Повністю побудована і перевірена модель підлягає математичній обробці для визначення ймовірності кожної випадкової події, що увійшла до моделі, починаючи з базових і закінчуючи головною.

За даними виробництва визначаємо ймовірність базових подій. Наприклад, базова подія “стан контролю з охорони праці”. Для визначення ймовірності ми повинні встановити, наскільки (у відсотках) від ідеального рівня здійснюється відповідний контроль на об’єкті. Якщо буде встановлено, що такий рівень контролю становить 50% або 30%, то ймовірність відповідно дорівнює 0,5 і 0,3. При відсутності контролю ймовірність “не здійснення контролю” становитиме 1, якщо контроль ідеальний, то відповідно ймовірність дорівнює 0.

Після обчислення ймовірності всіх подій, розміщених у ромбах, і базових подій, починаючи з лівої нижньої гілки “дерева”, позначаємо номерами всі випадкові події, що увійшли до моделі. На цьому можна вважати, що певна модель підготовлена до математичних обчислень ймовірностей випадкових подій логічно-імітаційної моделі

Отже, для побудови логіко-імітаційної моделі процесу, формування і виникнення аварії та травми в процесі перевезення вантажів складемо перелік базових подій. Вони лежатимуть в основі даної моделі. Кожній події (пункту) присвоїмо певне значення ймовірності його виникнення:

1. Стан контролю з охорони праці: $P_1 = 0,23$;
2. Несерйозне відношення до проходження ТО: $P_2 = 0,06$;

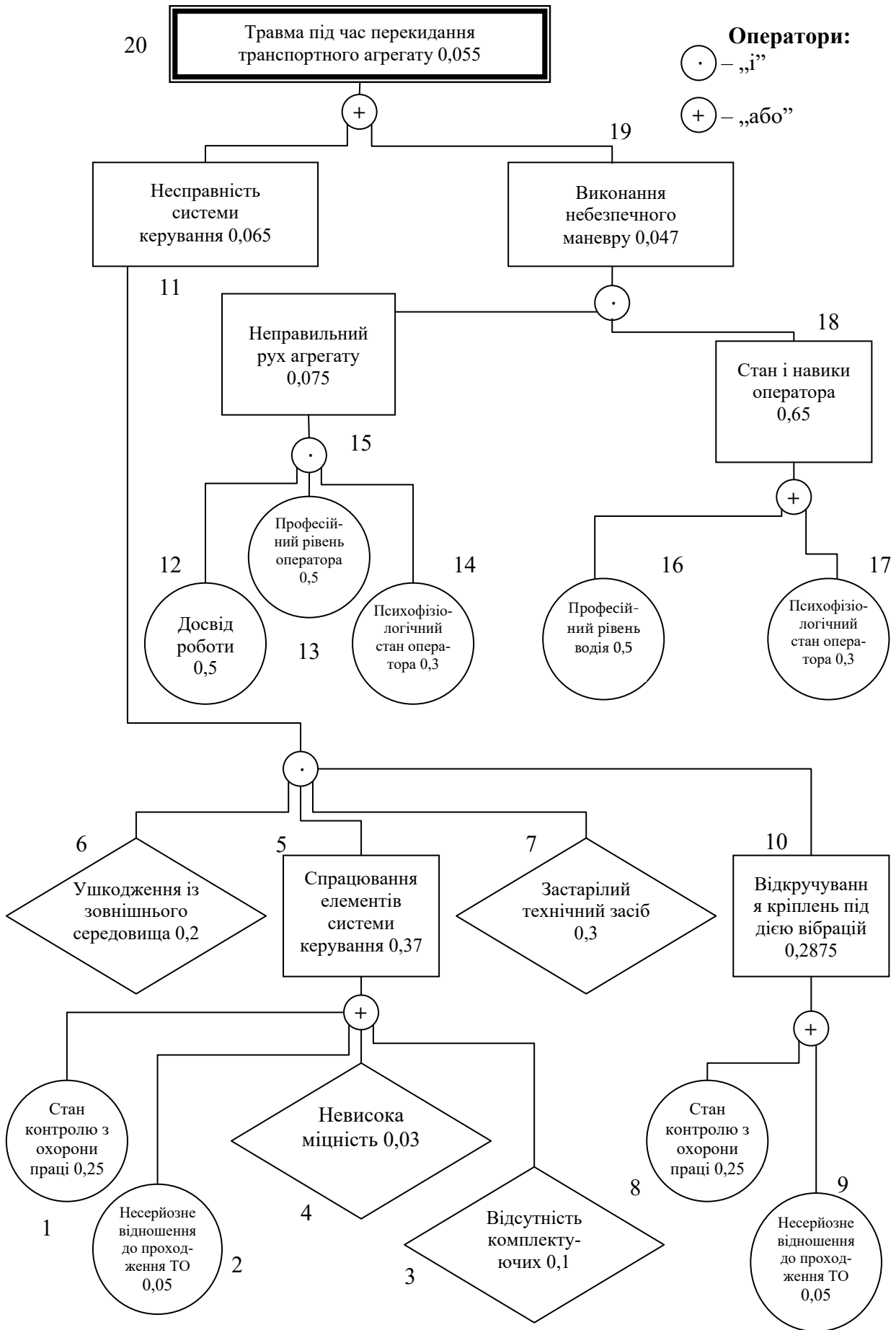


Рисунок 5.1 – Матриця логічних взаємозв’язків між окремими подіями травмонебезпечної ситуації

3. Відсутність комплектуючих $P_3 = 0,15$;
4. Невисока міцність $P_4 = 0,04$;
5. Застарілі технічні засоби $P_6 = 0,3$;
6. Виникнення перешкод під час завантаження $P_7 = 0,2$;
7. Досвід роботи $P_{12} = 0,5$.
8. Професійний рівень водія $P_{13} = 0,5$;
9. Психофізіологічний стан водія $P_{14} = 0,3$;

На основі наведених подій будемо матрицю логічних взаємозв'язків між окремими пунктами, графічна інтерпретація якої зображено на рис. 5.1.

Розрахуємо ймовірності виникнення подій, що формують логіко-імітаційну модель процесу перевезення вантажу. Розглянемо травмонебезпечну ситуацію, що виникає за умови роботи машини на значних ухилах поля, близько ярів чи при їх об'їзді, котра може призвести до перекидання машини. Ймовірність виникнення події P_5 визначаємо наступним чином:

$$P_5 = 0,25 + 0,05 + 0,03 + 0,1 - 0,25 \cdot 0,05 - 0,25 \cdot 0,03 - 0,25 \cdot 0,1 - 0,05 \cdot 0,03 - \\ - 0,05 \cdot 0,1 - 0,03 \cdot 0,1 + 0,25 \cdot 0,05 \cdot 0,03 \cdot 0,1 = 0,37$$

Ймовірність виникнення події P_{10} визначаємо так:

$$P_{10} = 0,25 + 0,05 - 0,25 \cdot 0,05 = 0,2875$$

Ймовірність виникнення події P_{11} визначаємо:

$$P_{11} = 0,2 \cdot 0,37 \cdot 0,3 \cdot 0,3 = 0,0064$$

Ймовірність виникнення події P_{15} визначаємо наступним чином:

$$P_{15} = 0,5 \cdot 0,5 \cdot 0,3 = 0,075$$

Ймовірність події P_{18} :

$$P_{18} = 0,5 \cdot 0,3 - 0,5 \cdot 0,3 = 0,065$$

Ймовірність події P_{19} :

$$P_{19} = 0,075 \cdot 0,65 = 0,047$$

Ймовірність події P_{20} :

$$P_{20} = 0,0064 + 0,048 = 0,055$$

Таким чином, ймовірність виникнення травми працівника під час перекидання автопоїзда є досить мала і становить $P_{20} = 0,055$.

Використання логіко-імітаційних моделей для дослідження аварій і травм та обґрунтування заходів охорони праці, дають можливість знизити ймовірність виникнення аварійних та травмонебезпечних ситуацій [16, 18].

Висновки до розділу 5

1. Відповідно до результатів досліджень, аналіз умов, обставин та причин різних аварій, виробничих травм та деяких катастроф показує, що процеси формування та виникнення цих явищ можна заздалегідь моделювати, застосовуючи метод побудови “дерева відмов” та помилок оператора людино-машинних систем у автотранспортних перевезеннях та сільському господарстві.

2. Аналіз травмонебезпечних ситуацій, що виникають за умови роботи автомобіля під часу руху на значних ухилах, близько ярів чи при їх об’їзді котра може призвести до перекидання машини і встановили, що ймовірність виникнення травми виконавця під час перекидання є досить мала і становить $P_{20} = 0,055$.

3. Небезпека надзвичайних ситуацій природного та техногенного характеру невпинно зростає, тому питання захисту цивільного населення від надзвичайних ситуацій на сьогодні є дуже важливе.

6. ВАРТІСНЕ ОЦІНЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИТРАТ ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ У МЕХАНІЗОВАНОМУ ПРОЦЕСІ ЗБИРАННЯ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ

Собівартість перевезень є основним показником, який характеризує якість виробничої діяльності гаражу господарства.

Собівартість можна розрахувати на 1 ткм виконаної роботи або на 1 т перевезеного вантажу.

При аналізі планових завдань і звітних даних зазвичай використовують перший із цих показників собівартості – на 1 ткм виконаної роботи.

До змінних витрат належать усі види затрат, які змінюються залежно від пробігу рухомого складу (паливо і мастильні матеріали, технічне обслуговування і поточні ремонти рухомого складу, амотризаційні відрахування на його капітальний ремонт тощо) [9, 14, 19, 22].

Постійні витрати охоплюють усі види затрат, які не залежать від пробігу рухомого складу і які калькуюються на одну годину його роботи (адміністративно-господарські витрати, оплата праці водіїв тощо).

Завдання аналізу собівартості перевезень полягає у встановленні впливу окремих чинників на рівень собівартості, точному визначенні затрат, за рахунок яких знизилась або підвищилась собівартість порівняно з плановим завданням.

За характером впливу на собівартість перевезень окремих експлуатаційних показників їх можна поділити на дві групи.

До першої з них належать показники, зміна яких не супроводжується помітною зміною загального пробігу рухомого складу (номінальна вантажо-підйомність рухомого складу, коефіцієнт використання пробігу). Отже, зміна цих показників несуттєво впливає на підвищення чи зниження змінних витрат в собівартості 1 ткм.

До другої входять показники, зміна яких призводить, як правило, до зміни загального пробігу рухомого складу (технічна швидкість, тривалість

рейсу, простої для навантаження-розвантаження та інші регламентуючі простої). У разі підвищення чи зниження цих показників відповідно збільшуються чи зменшуються змінні витрати. Якщо відзначені експлуатаційні показники покращуються, то це збільшує загальний пробіг рухомого складу і, відповідно, підвищує його продуктивність у ткм; при цьому сума постійних витрат не змінюється, а розподіляється між великою кількістю ткм, завдяки чому їх частка в собівартості 1 ткм знижується [14, 19].

Методика визначення собівартості перевезення вантажу наведена нижче, а вихідні дані для її виконання наведено у табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Вихідні дані для розрахунку собівартості транспортного забезпечення у механізованого процесу збирання цукрового буряка

Показник	Ум познач	Розмір-ність	Навантаженість	
			без довантаження ведучих коліс	з довантаженням ведучих коліс
Агрегат ХТЗ-16331+ ОЗТП-8573	–	–		
Загальна відстань перевезень	$l_{заг}$	км	19080	13560
Коефіцієнт використання пробігу	φ		0,5	
Відстань перевезення з вантажем	l	км	20	
Норма витрата палива на 100 км пробігу автомобіля	H_n	л/100	11,3	13,6
Вантажопідйомність причепа	Q_a	т	7,35	10,35
Коефіцієнт використання вантажопідйомності	γ_v		0,94	0,98
Інші відрахування	B_i			
Кількість автомобілів даної марки	n_a	од	8	8
Тарифна ставка водія	T_c	грн/год	102,04	102,04
Кількість водіїв зайнятих на перевезенні	N	люд	8	8
Кількість днів роботи	K	днів	15	15
Тривалість робочого дня	$T_{зм}$	год	10,5	10,5
Норма витрат на амортизацію із покілометрового розрахунку	H_a		0,8	
Норма відрахувань на ТО і ремонт	$H_{мо}$		0,09	
Балансова вартість агрегату	B_{δ}	грн	1950000	

Собівартість перевезення одного ткм вантажу обчислюється за формулою [14, 19, 22]:

$$C_{пер} = \frac{(B_{нмм} + B_a + B_{ТО.р} + O_n)}{P}, \text{ грн./Ткм} \quad (6.1)$$

де $B_{нмм}$ – вартість палива і мастильних матеріалів, грн.;

B_a – амортизаційні відрахування, грн.;

$B_{ТО.р}$ – відрахування на ТО і ремонт, грн.;

O_n – повна заробітна плата працівників, грн.;

P – обсяг вантажоперевезень, ткм.

Обсяг вантажоперевезень визначаємо за формулою:

$$P = l_{заг} \cdot \varphi \cdot Q_a \cdot \gamma \cdot n_a, \text{ Ткм} \quad (6.2)$$

де $l_{заг}$ – загальна відстань перевезень, км;

φ – коефіцієнт використання пробігу;

Q_a – вантажопідйомність автомобіля, т;

γ – коефіцієнт використання вантажопідйомності;

n_a – кількість автомобілів даної марки.

Повна заробітна плата O_n , грн., визначається за формулою:

$$O_n = O_o + O_{дод} + O_{фз} + O_{нф} + O_{сс}, \text{ грн.} \quad (6.3)$$

де O_o – основна оплата праці, грн.;

$O_{дод}$ – додаткова оплата, грн.;

$O_{фз}$ – відрахування у фонд зайнятості, грн.;

$O_{нф}$ – відрахування у пенсійний фонд, грн.;

$O_{сс}$ – відрахування у фонд соціального страхування, грн.

Основна заробітна плата O_o , грн., визначається за формулою:

$$O_o = T_c \cdot N \cdot K \cdot T_{зм}, \text{ грн.} \quad (6.4)$$

де T_c – тарифна ставка водія, грн/год;

N – кількість водіїв, зайнятих на перевезенні;

K – кількість днів роботи;

$T_{зм}$ – тривалість робочого дня, год.

Додаткова оплата праці $O_{\text{дод}}$, грн., обчислюють за формулою:

$$O_{\text{дод}} = \frac{O_o \cdot P_{\text{дод}}}{100}, \text{ грн.} \quad (6.5)$$

де $P_{\text{дод}}$ – відсоток нарахування додаткової оплати, %; $P_{\text{дод}} = 20\%$.

Відрахування у фонд зайнятості $O_{\text{фз}}$, грн., обчислюють за формулою:

$$O_{\text{фз}} = \frac{(O_o + O_{\text{дод}}) \cdot P_{\text{фз}}}{100}, \text{ грн} \quad (6.6)$$

де $P_{\text{фз}}$ – відсоток відрахування у фонд зайнятості, %; $P_{\text{фз}} = 1,5\%$.

Відрахування у пенсійний фонд $O_{\text{нф}}$, грн., обчислюють за формулою:

$$O_{\text{нф}} = \frac{(O_o + O_{\text{дод}}) \cdot P_{\text{нф}}}{100}, \text{ грн} \quad (6.7)$$

де $P_{\text{нф}}$ – відсоток відрахування у пенсійний фонд, %; $P_{\text{нф}} = 32\%$.

Визначаємо витрати на соціальне страхування $O_{\text{сс}}$, грн.:

$$O_{\text{сс}} = \frac{(O_o + O_{\text{дод}}) \cdot P_{\text{сс}}}{100}, \text{ грн} \quad (6.8)$$

де $P_{\text{сс}}$ – відсоток витрат на соцстрахування, %; $P_{\text{сс}} = 4\%$

Необхідна кількість ПММ визначаються за формулою:

$$X = X_i = \frac{H_n \cdot L_{\text{заг}}}{v_{\text{агр}}}, \text{ грн} \quad (6.9)$$

де H_n – витрата палива на 1 год роботи агрегату, л/год; $v_{\text{агр}}$ – середня транспортна швидкість агрегату.

Визначаємо вартість паливо-мастильних матеріалів $B_{\text{нмм}}$, грн., за формулою:

$$B_{\text{нмм}} = n_m \cdot B_m, \text{ грн} \quad (6.10)$$

де n_m – кількість матеріалів, л (кг);

B_m – вартість матеріалів, грн/л (грн/кг).

Відрахування на амортизацію автомобілів B_a , грн., визначаємо за формулою:

$$B_a = l_{\text{заг}} \cdot H_a, \text{ грн} \quad (6.11)$$

де H_a – норма витрат на амортизацію із по кілометрового розрахунку, $H_a = 0,80$.

Відрахування на технічне обслуговування і ремонт:

$$B_{TO.p} = \frac{B_{\bar{o}} \cdot H_{TO} \cdot n}{10}, \text{ грн} \quad (6.12)$$

де H_{TO} - норма відрахувань на ТО і ремонт, $H_{TO} = 0,09$.

$B_{\bar{o}}$ – балансова вартість автомобіля, грн.

Отже, за наведеною методикою виконаємо відповідні розрахунки для агрегату ХТЗ-16331+ ОЗТП-8573 у варіанті із довантаженням ведучих коліс [14, 19]:

Обсяг вантажоперевезень визначаємо за формулою:

$$P = 13560 \cdot 0,5 \cdot 10,35 \cdot 0,98 \cdot 8 = 550156,3 \text{ т·км}$$

Основна заробітна плата O_o , грн., визначається за формулою:

$$O_o = 102,04 \cdot 8 \cdot 15 \cdot 10,5 = 128570,4 \text{ грн.}$$

Додаткова оплата праці $O_{доп}$, грн., обчислюють за формулою:

$$O_{доп} = \frac{128570,4 \cdot 20}{100} = 25714,08 \text{ грн.}$$

Відрахування у фонд зайнятості $O_{фз}$, грн., обчислюють за формулою:

$$O_{фз} = \frac{(128570,4 + 25714,08) \cdot 1,5}{100} = 2314,27 \text{ грн}$$

Відрахування у пенсійний фонд $O_{нф}$, грн., обчислюють за формулою:

$$O_{нф} = \frac{(128570,4 + 25714,08) \cdot 32}{100} = 49371,03 \text{ грн}$$

Визначаємо витрати на соціальне страхування $O_{сс}$, грн.:

$$O_{сс} = \frac{(128570,4 + 25714,08) \cdot 4}{100} = 6171,38 \text{ грн}$$

Повна заробітна плата O_n , грн., визначається за формулою:

$$O_n = 128570,4 + 25714,08 + 2314,27 + 49371,03 + 6171,38 = 212141,2 \text{ грн.}$$

Необхідна кількість та вартість паливо-мастильних матеріалів визначається за формулами 6.9 та 6.10. Результати розрахунків наведено у таблиці 6.2

Таблиця 6.2 – Необхідні затрати на ПММ для одного рейсу агрегату ХТЗ-16331+ ОЗТП-8573

Назва ПММ	Необхідна к-ть, n_m л		Вартість за 1 л, B_m грн	Повна вартість, грн	
	без довантаження ведучих коліс	з довантаженням ведучих коліс		без довантаження ведучих коліс	з довантаженням ведучих коліс
Дизельне паливо	12,6	15,1	28,30	258,10	283,91
Моторна олива	0,226	0,272	115,00	18,88	20,77
Трансмійна олива	0,038	0,045	240,00	6,57	7,22
Консистентне мастило	0,023	0,027	310,00	5,09	5,60
Всього	–	–	–	288,63	317,49

Отже, знаючи кількість рейсів та перемноживши їх на розраховане значення ми отримаємо затрати на ПММ на у весь процес перевезення вантажу. Отже, для агрегату ХТЗ-16331+ ОЗТП-8573 без довантаження ведучих коліс це становить $V_{пмм} = 190737,67$ грн, а для з довантаженням ведучих коліс $V_{пмм} = 163146,69$ грн.

Відрахування на амортизацію агрегата B_a , грн., визначаємо за формулою:

$$B_a = 13560 \cdot 0,8 = 10848 \text{ грн}$$

Відрахування на технічне обслуговування і ремонт:

$$B_{го.р} = \frac{1950000 \cdot 0,09 \cdot 8}{10} = 140400 \text{ грн}$$

Отже, собівартість перевезення одного т·км вантажу обчислюється становить:

$$C_{пер} = \frac{(163146,69 + 10848 + 140400 + 212141,2)}{550156,3} = 0,957 \text{ грн./т·км}$$

Відповідні розрахунки були виконані для даного агрегату у варіанті без довантаження ведучих коліс та були зведені у таблицю 6.3.

Таблиця 6.3 – Результати розрахунків собівартості перевезення одного т·км вантажу для агрегату ХТЗ-16331+ ОЗТП-8573

Показник	Умовні познач	Розмірність	Агрегат ХТЗ-16331+ ОЗТП-8573	
			без довантаження ведучих коліс	з довантаженням ведучих коліс
Марка автомобіля	–	–		
Обсяг вантажоперевезень	P	т·км	527294,88	550156,32
Повна заробітна плата	O_n	грн	212141,16	212141,16
Основна заробітна плата	O_o	грн	128570,40	128570,40
Додаткова оплата праці	$O_{доо}$	грн	25714,08	25714,08
Відрахування у фонд зайнятості	$O_{фз}$	грн	2314,27	2314,27
Відрахування у пенсійний фонд	$O_{пф}$	грн	49371,03	49371,03
Витрати на соціальне страхування	$O_{сс}$	грн	6171,38	6171,38
Витрати на ПММ	$B_{пмм}$	грн	47623,91	10848,00
Відрахування на амортизацію	B_a	грн	15264,00	140400,00
Відрахування на ТО і рем	$B_{ТО.р}$	грн	140400,00	106200,00
Собівартість перевезення одного т·км вантажу	$C_{пер}$	грн./т·км	1,059	0,957

Аналізуючи таблицю 6.3 можна зробити висновок, що економія на собівартості вантажоперевезень буде становити 32006,98 грн/рік.

Висновки до розділу 6

Таким чином, економічний ефект при перевезенні цукрового буряка агрегатом у складі трактора ХТЗ-16331 і напівпричепа ОЗТП-8573 та у варіанті із довантаженням ведучих коліс становити 32006,98 грн/рік.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Виконані дослідження тягово-зчіпних властивостей та керованості тракторного агрегату під час завантаженні коренеплодів цукрового буряка дозволили зробити наступні висновки:

- при навантаженні коренеплодів цукрового буряка вивантажним транспортером бурякозбирального комбайна в кузов причепа (напівпричепа) при маневруванні тракторного агрегату утворюються нерівності коренеплодів, що є тілами, близькими формою до конусів. Найбільш вірогідний розподіл ваги коренеплодів в кузові причепа (напівпричепа) - рівномірне, при якому центр тяжіння вантажу співпадає з центром тяжіння причепа, і нерівномірне, коли центр тяжіння вантажу може бути зміщений щодо центру тяжіння причепа вперед або назад;

- при русі тракторного агрегату по полю нормальної вологості і при безперервному навантаженні коренеплодів цукрового буряка в напівпричіп відбувається перерозподіл навантажень по осях трактора в межах 25...35% від номінального значення.

- повна маса напівнавісного причепа за нормальних польових умов роботи тракторного агрегату визначається тяговими властивостями трактора по потужності двигуна. При підвищеній вологості ґрунту (>30%) вантажопідйомність тракторного агрегату під час збирання коренеплодів цукрового буряка визначається тяговими властивостями трактора по зчепленню;

- довантаження ведучих коліс трактора, на прикладі агрегату ХТЗ-16331 з напівпричепом ОЗП-8573, за рахунок розподілу 2/3 маси коренеплодів цукрового буряка в передній частині напівпричепа, забезпечує підвищення його вантажопідйомності на 15%. під час збирання коренеплодів цукрового буряка;

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Артемов Н.П. Определение критериев устойчивости движения и управляемости шарнирно-сочлененных тракторов //Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. научн. трудов ХГТУСХ. Харьков: ХГТУСХ, 1998. С.194-198.
2. Взоров Б.А., Молчанов К.К., Трепененков И.И. Снижение расхода топлива с.-х. тракторов путем оптимизации режимов работы двигателей // Тракторы и сельхозмашины. 1985. №6. С.10-14.
3. Волков В.П., Подригало М.А., Коряк А.А. Сравнительная оценка устойчивости тракторного поезда в процессе торможения // Автомобильный транспорт. Харьков : ХГАДТУ. 1998. №1. С.8-12.
4. Волков В.П., Подригало М.А., Коряк А.А. Работа трения тормозов звеньев тракторного поезда. *Тракторная энергетика в сельском хозяйстве*. Сб. науч. тр. ХГТУСХ. Харьков : ХГТУСХ. 1998. С.182-186.
5. Волков В.П., Подригало М.А., Коряк А.А. Режимы нагружения тормозных механизмов тракторного поезда. *Тракторная энергетика в сельском хозяйстве*. Сб. науч. тр. ХГТУСХ. Харьков : ХГТУСХ. 1998. С.177-182.
6. Волков В.П., Подригало М.А. Оценка эффективности тормозного привода по затратам энергии. *Вестник ХГАДТУ*. Харьков : РИО ХГАДТУ. 1995. С.23-26.
7. Завалишин Ф.С., Мацнев М.Г. Методы исследований по механизации сельскохозяйственного производства. Москва: Колос, 1982. 226 с.
8. Зінченко О.І. та ін. Рослинництво: Підручник / За ред. О.І. Зінченка. Київ: Аграрна освіта, 2001. 591 с.
9. Ільченко В. Ю., Карасьов П. І., Лімонт А. С., Макаров О. В. Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві. Київ : Урожай, 1996. 384 с.

10. Киртбая Ю.К. Резервы в использовании машинотракторного парка. Москва: Колос. 1982. 320 с.
11. Лехман С.Д., Рубльов В.І., Рябцев Б.І. Запобігання аварійності і травматизму у сільському господарстві. Київ: Урожай, 1993.
12. Лихочвор В.В. Рослинництво. Технології вирощування сільськогосподарських культур. Львів: НВФ „Українські технології”, 2002. 800 с.
13. Лубнин М.Г. Влияние агрометеорологических условий на работу сельскохозяйственных машин и орудий. Ленинград: Гидрометеиздат, 1983. 119 с.
14. Марченко В. Методика визначення показників економічної ефективності використання комплексів машин та машинно-тракторного парку. *Збірник наук.пр. НАУ. Механізац. с.г. ви-ва.* Том. XIV. 2003. С. 189-194.
15. Машков Е.А., Орманджи К.С., Финкельберг З.И. Расчет продолжительности уборки по минимуму потерь зерна. *Мех. и электр. с. х-ва.* 1976. №4 С. 40–41.
16. Мягченко О.П. Безпека населення в надзвичайній ситуації URL: <http://pidruchniki.ws/> (дата звернення: 15.08.2021)
17. Наукові основи агропромислового виробництва в зоні Полісся і західного регіону України / [редкол. : М. В. Зубець (гол. редколегії) та ін.]. – К. : Урожай, 2004. – 560 с.
18. Охорона праці при збиранні сільськогосподарських культур [URL: <http://dtn.corp2.net/> (дата звернення: 22.09.2021)
19. Пасечная Л.Д. Методические основы определения технического оснащения уборочных работ: автореф. дис... канд. техн. Наук. Краснодар, 1988. 19 с.
20. Пастухов В. І. Довідник з машиновикористання в землеробстві / За ред. В. І. Пастухова. Харків: "Веста", 2001. 347 с.

21. Подригало М.А., Бобошко А.А. Оценка способности колесной машины ко входу в поворот // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П.Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва. 2005. № 41. С. 128-134.
22. Рунчев М.С., Липкович Э.И., Жуков В.Я. Организация уборочных работ специализированными комплексами. Москва: Колос, 1980. 223 с.
23. Савин И.Г. Оптимальная продолжительность работы МТА в МТС. *Механиз. и электриф. с. х.* 2000. №12. С. 10–12.
24. Сидорчук Л.Л. Ідентифікація конфігурації парку комбайнів у проектах систем централізованого збирання ранніх зернових культур: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук. Львів, 2008. 18 с.
25. Сидорчук О.В., Сенчук С.Р. Інженерний менеджмент: системотехніка виробництва : навч. посіб. Львів : Львів. ДАУ, 2006. 127 с.
26. Табашников А.Т. Оптимизация уборки зерновых и кормовых культур. Москва: Агропромиздат, 1985. 159 с.
27. Трактори та автомобілі. Ч.3. Шасі: Навч. Посібник / А.Т. Лебедев, В.М. Антощенко, М.Ф. Бойко та ін.; За ред. А.Т. Лебедева. Київ : Вища школа, 2004. 336 с.
28. Финн Э.А. Обоснование состава машинно-тракторного парка в хозяйстве. Москва: Агропромиздат, 1985. 160 с.
29. Ціп Є.І. Сезонна програма комбайна і ризик у процесі централізованого збирання ранніх зернових: автореф. дис...к.т.н. Львів, 2002. 18 с.
30. Чепурин Г.Е., Воронкин Г.П. Оперативное маневрирование технологиями уборки в зависимости от погодных условий. *Зерновые культуры.* №2. 1997. С. 5–7.