

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
(повне найменування вищого навчального закладу)
Інженерії машин, споруд та технологій
(назва факультету)
Технічної механіки та сільськогосподарських машин
(повна назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до дипломної роботи

магістра

(освітній рівень)

на тему: **Обґрунтування параметрів ведучого моста
бурякозбирального комбайна**

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи МСм-61
напряму підготовки (спеціальності) 133

Галузеве машинобудування

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Ястюнічев Ю.Ю.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Сташків М.Я.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Сташків М.Я.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

Бабій А.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)

Кафедра Технічної механіки та сільськогосподарських машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Бабій А.В.

(підпис) (прізвище та ініціали)
« » 20__ р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)

студенту Ястунічев Юрій Юрійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Обґрунтування параметрів ведучого моста бурякозбирального комбайна

Керівник роботи Сташків Микола Ярославович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 01 » листопада 2022 року № 4/7-872

2. Термін подання студентом завершеної роботи 21 грудня 2022 року

3. Вихідні дані до роботи _____

Базова конструкція ведучого моста бурякозбирального комбайна,
ширина захвату – 2,7 м, об'єм бункера – 10 м³, робоча швидкість – 5 км/год.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

Реферат. Вступ. 1. Аналіз особливостей об'єкту проектування. 2. Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки. 3. Дослідження параметрів об'єкту розробки.

4. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях. Загальні висновки

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

1. Комбайн коренезбиральний КБМ-6. Загальний вигляд – 1А2. Міст приводних коліс. СК–1А2.

2. Редуктор лівий. СК – 2А1. 3. Редуктор удосконалений. СК – 2А1. 4. Деталювання – 1А1.

5. Дослідження НДС вузла вала - подовжувача – 1А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	Окіпний І.Б., доцент		
	Клепчик В.М., ст.викл.		

7. Дата видачі завдання

01.11.2022 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз особливостей об'єкту проектування.	20.10.2022 р.	
2	Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки.	10.11.2022 р.	
3	Дослідження параметрів об'єкту розробки	20.11.2022 р.	
4	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.	30.11.2022 р.	
5	Реферат. Вступ. Висновки.	02.12.2022 р.	
6	Графічна частина. Специфікації	05.12.2022 р.	

Студент

_____ (підпис)

Ястюнічев Ю.Ю.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Сташків М.Я.

_____ (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Автор роботи – Ястюнічев Юрій Юрійович.

Тема роботи – «Обґрунтування параметрів ведучого моста бурякозбирального комбайна».

Робота виконана на кафедрі технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Керівник роботи – Сташків Микола Ярославович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин.

Структура роботи. Робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, переліку посилань (23 найменування), 3 додатків. Загальний обсяг текстової частини – 78 сторінок, на яких є 3 таблиці, 29 рисунків. Додатки розміщені на 33 сторінках. Графічна частина складається з 7 аркушів формату А1.

Актуальність теми роботи

Цукровий буряк є важливою технічною культурою сільського господарства багатьох країн світу. Найбільшими виробниками цукру є країни Європи, до яких належить і Україна, де вирощування цукрового буряка є провідною галуззю сільськогосподарського виробництва.

Важливим фактором підвищення об'ємів і рентабельності виробництва цукру є забезпечення високого рівня механізації виробництва сировини, особливо технологічного процесу збирання коренеплодів цукрового буряка.

У світовій практиці досягнуто значних успіхів у створенні, виробництві та застосуванні високотехнологічної і продуктивної бурякозбиральної техніки. Однак, як показує аналіз, є низка ще невирішених проблем і резерви для подальшого удосконалення конструкцій бурякозбиральних комбайнів. Для вітчизняного виробництва сільськогосподарської техніки особливо гострою є проблема підвищення якісних показників технологічної та технічної надійності мобільних машин.

При сучасній тенденції розвитку бурякозбиральної техніки, пов'язаній зі створенням високопродуктивних бункерних комбайнів для збирання

коренеплодів цукрових буряків за один технологічний цикл, суттєво загострилась проблема надійності роботи основних несучих та ходових систем бурякозбиральних машин.

Мета роботи

Підвищення техніко - експлуатаційних характеристик ходової частини бурякозбирального комбайна шляхом удосконалення кінцевої передачі ведучого моста.

Завдання дипломної роботи магістра:

- проаналізовано конструкції бурякозбиральних комбайнів;
- розглянуто конструкцію шестирядного самохідного блочно-модульного бурякозбирального комбайна КБМ - 6;
- запропоновано удосконалення конструкції головної передачі ведучого моста бурякозбирального комбайна;
- розраховано на міцність конструктивні елементи ходової частини бурякозбирального комбайна КБМ - 1;
- побудовано твердотільні CAD – моделі елементів кінцевої передачі ведучого моста бурякозбирального комбайна: вала-шастерні, шліцевої муфти та вала-подовжувача;
- досліджено напружено – деформівний стан елементів кінцевої передачі ведучого моста бурякозбирального комбайна;
- розглянуто питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Об'єкт, методи та джерела дослідження

Об'єкт дослідження. Конструкція ходової частини бурякозбирального комбайна.

Предмет дослідження. Ведучий міст бурякозбирального комбайна.

Методи дослідження. Теоретико-емпіричний, теорії міцності, графічний, порівняльний, кінцевих елементів.

Наукова новизна отриманих результатів.

На основі розроблених CAD – моделей елементів кінцевої передачі ведучого моста бурякозбирального комбайна (вала-шастерні, шліцевої муфти

та вала-подовжувача) методом скінчених елементів проведено дослідження напружено-деформованого стану елементів вузла кінцевої передачі ведучого моста бурякозбирального комбайна, що дозволило отримати, числові значення та розподіл напружень, переміщень та коефіцієнту запасу міцності для цих елементів.

Отримані результати можуть бути використані, наприклад, для удосконалення конструкції кінцевої передачі самохідних збиральних комбайнів, налаштування техніко – експлуатаційних параметрів вузлів ходової частини бурякозбирального комбайна з метою зменшення експлуатаційних затрат та ін.

Практичне значення отриманих результатів.

Отримані результати комп'ютерного моделювання елементів кінцевої передачі бурякозбирального комбайна дозволяють забезпечити оптимальне налаштування ходової системи комбайна, вибрати раціональну швидкість руху в залежності від завантаженості забезпечуючи найбільш ефективну експлуатацію ходової частини бурякозбирального комбайна.

Апробація. Окремі результати роботи доповідались на Міжнародній науково-практичній конференції „Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики“ (Тернопіль, ТНТУ, 29-30 вересня 2021 року).

Ключові слова: бурякозбиральний комбайн, ходова частина, ведучий міст, головна передача, техніко – експлуатаційні параметри, комп'ютерне моделювання.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	9
1. АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ТА МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ ЦУКРОВОГО БУРЯКА.....	10
1.1. Аналіз технологій збирання цукрового буряка	10
1.2. Тенденції розвитку машин для збирання цукрового буряка.....	12
1.3. Опис конструкції коренезбирального комбайна КБМ-6	22
1.4. Конструкція ведучого моста та вимоги до його елементів	24
1.5. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи	30
2. РОЗРАХУНОК ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ КОМБАЙНА КБМ-6	32
2.1. Розрахунок мостів коренезбиральної машини КБМ-6	32
2.1.1. Особливості навантаження мостів самохідних машин	32
2.1.2. Розрахунок розподілу навантаження по мостах КБМ-6.....	35
2.1.3. Розрахунок моста керованих коліс	40
2.2. Розрахунок кінцевої передачі ведучого моста машини КБМ-6.....	45
2.2.1. Навантаження на елементи кінцевої передачі.....	45
2.2.2. Розрахунок півосі кінцевої передачі.....	47
2.2.3. Розрахунок шліцевого з'єднання	49
2.3. Розрахунок гальма	52
2.3.1. Сили, що діють на дискові гальма	52
2.3.2. Визначення розрахункових моментів тертя гальма.....	54
2.3.3. Розрахунок зусилля спрацювання гальма	56
2.4. Вибір шин для коліс машини КБМ-6.....	58
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ.....	62
3.1. Методи та системи комп'ютерного моделювання	62
3.2. Розробка моделі об'єкту проектування.....	63

3.2. Обробка даних, побудова діаграм за результатами моделювання	66
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	68
4.1. Вимоги техніки безпеки під час роботи на бурякозбиральних комбайнах	68
4.2. Заходи підвищення безпеки життєдіяльності	72
ВИСНОВКИ	75
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	76
ДОДАТКИ	78

ВСТУП

Цукровий буряк є важливою технічною культурою сільського господарства багатьох країн світу. Найбільшими виробниками цукру є країни Європи, які отримують близько 17 млн. тон цукру на рік. До цих країн належить і Україна, де вирощування цукрових буряків є провідною галуззю сільськогосподарського виробництва.

Основними напрямками економічного і соціального розвитку України та головним завданням агропромислового комплексу є постійне зростання сільськогосподарського виробництва, надійне забезпечення населення продуктами харчування та сільськогосподарською сировиною, об'єднання зусиль усіх галузей комплексу для одержання високих кінцевих результатів.

Важливим фактором підвищення об'ємів і рентабельності виробництва цукру є забезпечення високого рівня механізації виробництва сировини, особливо технологічного процесу збирання коренеплодів цукрового буряка.

У світовій практиці досягнуто значних успіхів у створенні, виробництві та застосуванні високотехнологічної і продуктивної бурякозбиральної техніки. Однак, як показує аналіз, є низка ще невирішених проблем і великі резерви для подальшого удосконалення конструкцій бурякозбиральних комбайнів. Для вітчизняного виробництва сільськогосподарської техніки особливо гострою є проблема підвищення якісних показників технологічної та технічної надійності мобільних машин.

При сучасній тенденції розвитку бурякозбиральної техніки, пов'язаній зі створенням високопродуктивних бункерних комбайнів для збирання коренеплодів цукрових буряків за один технологічний цикл, суттєво загострилась проблема надійності роботи основних несучих та ходових систем бурякозбиральних машин [16].

1. АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ТА МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ ЦУКРОВОГО БУРЯКА

1.1. Аналіз технологій збирання цукрового буряка

Вирощування цукрового буряка є одним з найбільш трудомістких та енергомістких процесів у сільському господарстві. Враховуючи те, що Україна належить до найбільших бурякосійних країн Європи і цукор є одним з її стратегічних продуктів, а також у зв'язку з переходом на різні форми власності господарювання, аграрній промисловості встановилась стійка тенденція виробництва цукрового буряка за інтенсивною технологією.

Важливою умовою одержання доброякісної сировини для цукрової промисловості є своєчасне збирання цукрових буряків. Як пізно, так і дуже раннє збирання призводить до великих втрат. Тому роботи планують так, щоб мати більший приріст маси коренеплодів і своєчасно закінчити збирання врожаю. Щоб забезпечити високий врожай і одержати доброякісну сировину для цукрової промисловості, цукрові буряки збирають при їх повній технічній стиглості.

Технологічний процес збирання цукрового буряка включає наступні операції: підкопування коріння, витягання їх з ґрунту, обрізання коронки, очищення коріння від ґрунту, видалення з поверхні кореня залишків гички, корінців і хвостовика і навантажувально-розвантажувальні роботи.

Існує декілька способів збирання цукрового буряка (рис. 1.1), при яких машини виконують або окремі операції, або весь технологічний процес. Послідовність виконання операцій залежить від способу збирання цукрового буряка і типу використовуваних бурякозбиральних машин. В даний час існує чотири способи збирання цукрового буряка: ручний, комбайновий, потоковий і перевалочний.

При *ручному* збиранні цукрового буряка використовуються спеціальні бурякозбиральні знаряддя - коренепіднімачі, які лише порушують зв'язок

кореня з ґрунтом, а решта операцій виконується вручну. Цей спосіб найбільш працемісткий і застосовується лише в тих випадках, коли неможливо використовувати бурякозбиральні комбайни.

Комбайновий спосіб збирання полягає в тому, що основні операції (витягання кореня з ґрунту, обрізання коронки і часткове очищення кореня) проводиться однією машиною - комбайном. Проте в цьому випадку перед відправкою на цукровий завод або на сховище корені необхідно доочищати. Доочистка проводиться вручну або навантажувачами - очищувачами. Недолік комбайнового способу полягає в тому, що корені буряка можуть лежати на полі в ненакритих купах або валках по декілька днів.

Потоковий спосіб, при якому корені і гичка безпосередньо з бурякозбиральної машини завантажуються в транспортні засоби і транспортуються відразу ж до місця їх використання або зберігання, найбільш прогресивний. Він найменш трудомісткий, дає можливість провести збирання в найкоротші терміни і з мінімальними втратами. Застосовують однофазний і двофазний (роздільний) потокові способи. При однофазному способі основною бурякозбиральною машиною служить комбайн, обладнаний механізмами для очищення коренів і завантаження їх в транспортні засоби. Як правило, ці комбайни забезпечені причіпними візками для збору гички.

Двофазне потокове збирання цукрового буряка передбачає застосування двох видів машин: окремо для збирання гички і окремо для викопування і очищення коренів. При цьому спочатку гичкозбиральна машина зрізає гичку на коренях і вантажить її в транспортні засоби. Потім інша машина викопує, очищає корені буряка і завантажує їх в транспортні засоби.

Перевалочний спосіб є проміжним варіантом між комбайновим і поточковим способами збирання цукрового буряка. Він полягає в тому, що від комбайна або корневикопуючої машини (при двофазному збиранні) корені вивозяться не на приймальні пункти, а на спеціально виділені майданчики, зручні для під'їзду транспорту. На цих майданчиках корені складаються в бурти. З буртів корені, у міру відправки їх на приймальні пункти, забирають

спеціальними навантажувачами-очищувачами. Цей спосіб по працемісткості займає місце між комбайновим і потоковим. Переваги перевалочного способу полягають в тому, що він при мінімальних потребах в транспортних засобах дає можливість швидко звільнити поле для післязбирального обробітку ґрунту.

При комбінованому, *потоково-перевалочному* способі частину коренеплодів вивозять безпосередньо від збиральних машин на приймальні пункти цукрових заводів, решту укладають у тимчасові польові кагати на перевалочних майданчиках. Цей спосіб доцільно застосовувати при нестачі у господарствах автомобілів. Крім того, створений запас коренеплодів дає можливість раціональніше і продуктивніше використовувати автотранспорт протягом доби. При потоково-перевалочному способі також підвищується продуктивність збиральних агрегатів, оскільки вчасне вивезення коренеплодів автомобілями безпосередньо на бурякоприймальний пункт (потоківий спосіб) чи укладання коренеплодів у тимчасові польові кагати самоскидними причепами у разі відсутності автомобілів (перевалочний спосіб) не стримує роботи збиральних агрегатів. Групове використання машин при цьому способі дозволяє оперативніше маневрувати технічними засобами при поломках, вимушених зупинках збиральних агрегатів, а також організувати централізоване обслуговування та ремонт техніки.

1.2. Тенденції розвитку машин для збирання цукрового буряка

Аналіз розвитку сучасної збиральної техніки в розвинутих країнах світу свідчить про значне підвищення її економічної ефективності. За останні 10-15 років потужність нових моделей сільськогосподарських машин зросла майже у два рази, що сприяло підвищенню їх продуктивності, зниженню втрат урожаю. Суттєво підвищилась якість виконання робіт та експлуатаційна надійність техніки. Сучасними тенденціями розвитку сільськогосподарських

машин є впровадження ґрунтозберігаючих технологій, обладнання техніки електронними системами керування робочими і технологічними процесами. Удосконалення агротехнологій, збільшення ширини захвату, пропускної та очисної здатності машин приводять до ускладнення конструктивно-компонувальних схем машин, збільшення їх маси та габаритів.

У роботах [4, 11, 14] проведено узагальнення тенденцій розвитку бурякозбиральної техніки провідних світових фірм. Відомо, що за способом виконання технологічного процесу застосовують комплекси машин для двофазового збирання (гичку і коренеплоди збирають роздільним способом), трифазового збирання (накопичування коренеплодів у кагатах з подальшим перевантажуванням їх у транспортні засоби). У наш час існує більш прогресивна технологія однофазового збирання коренеплодів, при якій комбайн виконує комплекс операцій за один технологічний цикл.

Аналіз показує, що в Європі спостерігається стійка тенденція до збільшення виробництва самохідних бункерних комбайнів для однофазової технології збирання цукрових буряків (рис. 1.1) за рахунок скорочення кількості машин для дво- чи трифазової технології збирання. У наш час на європейському ринку пропонується широкий асортимент бурякозбиральної техніки [4].

На ринку України найбільшою популярністю користуються імпорتنі комбайни KLEINE SF-10, HOLMER Terra Dos, ROPA Euro-Tiger, VERVAET 17-T та інші [9] (рис. 1.1).

Бункерні бурякозбиральні комбайни європейських фірм (рис. 1.1) відрізняються, в основному, потужністю двигуна (225-415 кВт), конструкцією ходової системи, об'ємом бункера (13-40 м³), типом копачів і системами очисників, розташуванням завантажувальних і розвантажувальних транспортерів, компонентуванням систем “двигун-кабіна-бункер”.

Незважаючи на певні відмінності, загальним для всіх типів комбайнів є розташування гичко- і коренезбиральних модулів у фронтальній частині комбайнів (рис. 1.2).



а)



б)



в)



г)



д)



е)



е)



ж)

Рис. 1.1. Зарубіжні бункерні бурякозбиральні комбайни:
 а – KLEINE SF-10; б – KLEINE SF-20; в – HOLMER Terra Dos;
 г – HOLMER Terra Dos T3; д – GRIMME Maxtron; е – VERVAET 17-T;
 е – ROPA Euro-Tiger; ж – AGRIFAC WKM Hexa 12.

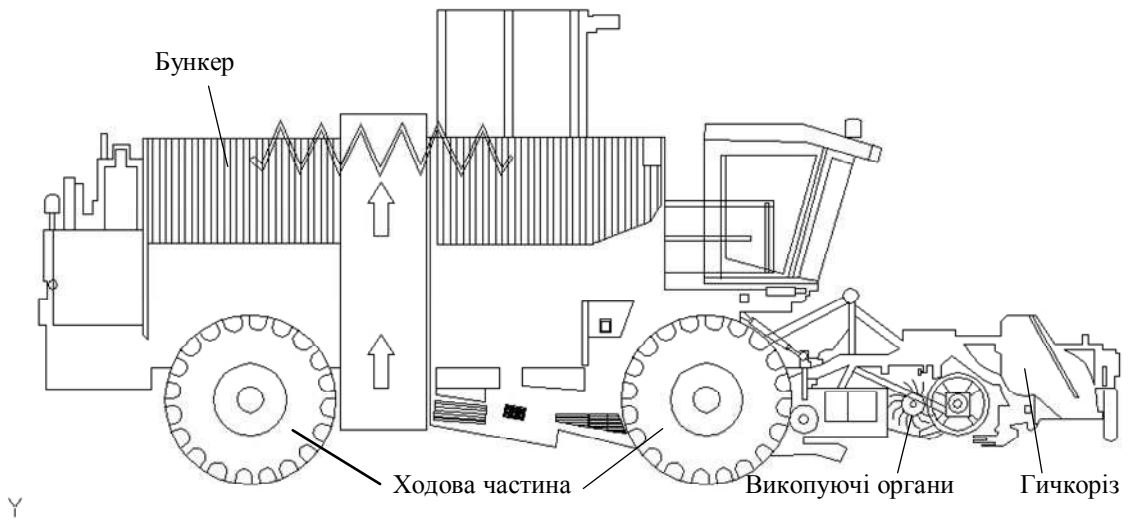


Рис. 1.2. Принципова компоувальна схема сучасного самохідного бурякозбирального комбайна

Бункери невеликої місткості (4-10 м³), як правило, розташовуються у задній консольній частині комбайнів, бункери середньої (12-25 м³) та великої (40 м³) місткості – між переднім і заднім мостом ходової частини комбайна.

Останні розробки бункерних комбайнів спрямовані на подальше підвищення продуктивності машин, тому все більшого поширення набувають широкозахватні (6-, 8-, а за останній час 9- і 12-рядкові) комбайни з бункерами 12-40 м³ і двигунами потужністю 230-420 кВт, що забезпечують продуктивність 80-120 т/год [11].

Зокрема, фірма “VERVAET” пропонує для Східної Європи 9-рядковий комбайн з розрахунковою сезонною продуктивністю до 1500 га. Спостерігається тенденція до створення нового покоління машин – потужних високопродуктивних 12-рядкових комбайнів. Так, нідерландська фірма “AGRIFAC” сконструювала дві нові моделі 12-рядкових машин, які у 2002 році пройшли експериментальну перевірку на західноєвропейських полях, а з 2003 р. вже працюють на полях Росії.

Загальна нетто-маса сучасних бурякозбиральних комбайнів сягнула 25-30 т, а із заповненим бункером – 50-60 т, що вимагає розвинених конструкцій бункерів, несучих систем комбайнів та ходових частин комбайнів.

У зв'язку з великою масою сучасних бурякозбиральних комбайнів

постійно вдосконалюються шасі і шини з метою зменшення тиску коліс на ґрунт (агрофільні технології). Для цього застосовують конструктивні заходи, направлені на розосередження навантаження на якнайбільшу площу: широкопрофільні шини (застосовують на всіх моделях, представлених на рис. 1.1); триосьові колісні шасі (ROPA Euro-Tiger); гумово-гусеничні рушії (CRIMME Maxtron-620); одноразовий прохід шин однією і тією ж площею збирання (двоосні і триосні колісні шасі з рульовим керуванням за допомогою поворотного шворня чи шарнірної рами); телескопічні осі 9-рядкових і 12-рядкових машин, що дозволяють змінювати ширину колії відповідно до умов експлуатації (VERVAET Best Eater).

У розвинених європейських країнах (Німеччина, Великобританія) частка потужних бункерних високопродуктивних комбайнів неухильно зростає і складає за зібраними площами 60-70 % [11] (рис. 1.3), тоді як в Україні (на 2003 р.) переважна частка врожаю – 90% (рис. 1.3) збиралась роздільним способом застарілими 6-рядковими комплексами БМ-6Б, КС-6Б, РКМ-6, МКК-6-02 та іншими, що були в свій час (1970-1980-ті роки) найбільш прогресивними серед світових аналогів. На сьогоднішній день 85% вітчизняних машин вичерпали нормативний технічний ресурс, а прості з технічних причин сягають половини робочого часу. Певного поширення набувають дешевші, але більш трудомісткі комплекси для двофазового збирання (KLEINE, Борекс, Уманьферммаш та ін.).

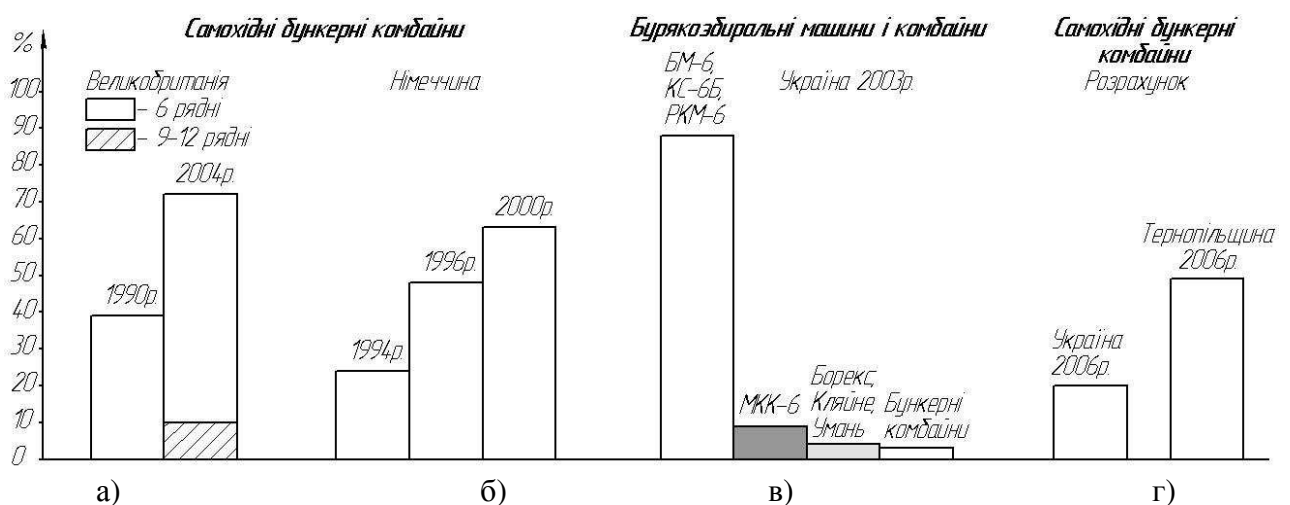


Рис. 1.3. Динаміка зібраних площ бурякозбиральними машинами:
а – Великобританія; б – Німеччина; в – Україна; г – розрахунок.

КВП “Дніпропетровський комбайновий завод”



а)



б)



в)

ВАТ “Тернопільський комбайновий завод”



г)



д)



е)



є)

Рис. 1.4. Бурякозбиральна самохідна техніка вітчизняного виробництва:
а – МКК-6-02; б – РКМ-6-05; в – РКМ-6-07 “Кристал”; г – КС-6Б;
д – КС-6Б-10 “Тернопіль”; е – КБ-6; є – КБС-6 “Збруч”; а - г, е – універсальні
самохідні коренезбиральні машини; д, є – коренезбиральні комбайни.

Для вивільнення з технологічного процесу збирання цукрового буряка транспортних засобів на ВАТ “ТеКЗ” було сконструйовано бункерну машину КБ-6 для двофазового збирання коренеплодів з об’ємом бункера 8 м³. КБ-6 призначена для виконання технологічного процесу збирання цукрового буряка в комплексі з машинами БМ-6Б та ОГД-6А (рис. 1.4, рис. 1.5).

У зв’язку із тенденціями переходу на однофазову технологію збирання цукрових буряків ВАТ “Тернопільський комбайновий завод” у 2006 р. освоїв випуск модифікованих конструкцій бурякозбиральних комбайнів. Перехідною моделлю від роздільного збирання буряка комплексом машин (БМ-6Б + ОГД-6А + КС-6Б) до однофазової технології є самохідний бункерний комбайн КС-6Б-10 “Тернопіль”, на який начіплюється гичкозбиральна машина МГР-6-03 і який оснащений технологічним бункером місткістю 5 м³. Компонувальні рішення та технологічні схеми збирання показані на рис. 1.5 та у табл. 1.1.

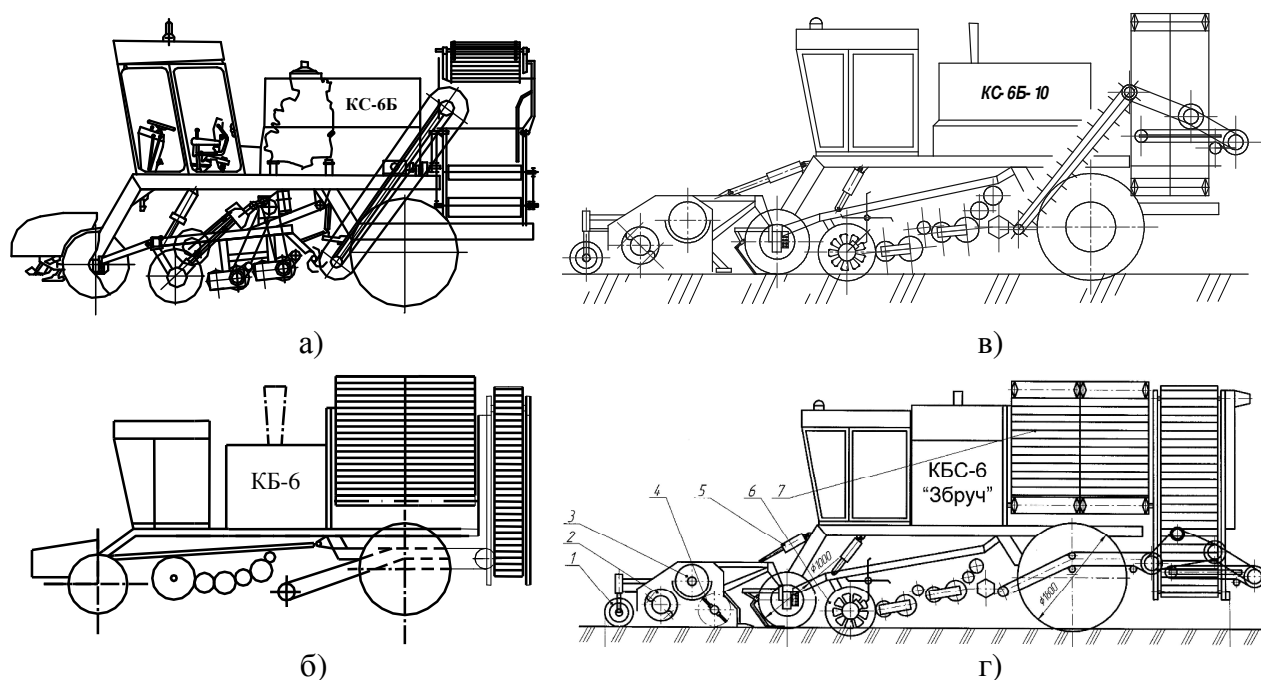


Рис. 1.5. Конструкції бурякозбиральної техніки ВАТ “ТеКЗ”:
а – КС-6Б; б – КБ-6; в – КС-6Б-10; г – КБС-6 «Збруч».

За один прохід КС-6Б-10 “Тернопіль” здійснює весь технологічний цикл зрізування та дообрізування гички, викопування буряка та його подальше вивантаження. Гичкозбиральний модуль МГР-6-03 здійснює зрізування та дообрізування гички з головок коренеплодів.

Технічні характеристики бурякозбиральної техніки України

Найменування машин	Число рядів /привод/ розвантаження	Потужність двигуна кВт/к.с.	Вага машини, кг	Ємність бункера, м ³	Продуктивність, га/год
1	2	3	4	5	9
КВП “Дніпропетровський комбайновий завод”					
РКМ-6-01	6/сх.	118/160	8740	–	-
РКМ-6-05	6/сх	136/185	8750	–	1,62...2,7
РКМ-6-07 “Кристал”	6/сх	136/185	9700		0,8...1
МКК 6-02	4...6/ сх	-	7800	–	1,35-1,95
КСП-2	2/прич	-	2200	–	0,5
ВАТ “Тернопільський комбайновий завод”					
КС-6Б	6/сх	136/185	9925	–	1,35...2,97
КБ-6	6/сх/бунк	173/235	12000	8,0	0,6...2,4
КС-6Б-10	6/сх/бунк	136/185	14050	5	1,3...2,9
КБС-6”Збруч”	6/сх/бунк	173/235	16000	10	0,5...2,4
КБ-2	6/прич/бунк	Клас тр.1,4÷2,0	5000	6	0,45
КС-6Б-05	6/сх/бунк	136/185	-	-	1.35-2.9
АТ “Борекс”					
Копач БЗК	6/навіс	МТЗ-80/82	1590	-	-
Борекс-КНБ-6	6/прич	ЮМЗ-100, ХТЗ-121	Н.д.	–	2,4
КВЦБ-1,2	6/прич	ЮМЗ, МТЗ, ХТЗ-120	Н.д.	–	1,2
АТ “Уманьферммаш”					
АЗК-6-01	6/навіс	МТЗ-80	1260	-	-

Бункер об’ємом 5 м³ використовується при потоковому чи потоково-перевалковому способі збирання цукрового буряка. Його призначення – накопичування та вивантажування коренеплодів без зупинки процесу збирання. Використання бункера вивільняє з технологічного процесу один транспортний засіб (автомобіль чи трактор з причепом), за рахунок чого зменшуються трудозатрати та економиться паливе (табл. 1.4). Гичкозбиральний модуль роторного типу запроектований і для РКМ-6-07 “Кристал” (ДКЗ) (рис. 1.4).

Розроблений ВАТ “ТекЗ” бункерний комбайн КБС-6 “Збруч” (рис. 1.4, рис. 1.5) з бункером об’ємом 10 м³, побудований на базі самохідної коренезбиральної машини КС-6Б. Стандартний гичкозбиральний модуль МГР-6-03 з роторним зрізуючим шнековим транспортером і дообрізувачем головок коренеплодів розташований перед передніми керованими колесами, а викопуючий пристрій, як у всіх решти компоновальних схемах (рис. 1.5), – в

міжколісній базі. Комбайн КБС-6 “Збруч” виконує за один прохід полем повний цикл збирання цукрового буряка [16].

Проведений аналіз тенденцій розвитку вітчизняного і зарубіжного комбайнобудування показує, що компоновальні рішення, розроблені для бурякозбиральних комбайнів КС-6Б-10, КБС-6 “Збруч”, РКМ-6-07 “Кристал” (з гичкозбиральним модулем), відповідають передовим технологіям і перспективним напрямкам збирання коренеплодів.

Для високопродуктивної роботи перспективною є розробка вітчизняного комбайна з об’ємом бункера 20–25 м³, який був би розташований у міжколісному просторі, а гичкозбиральний та коренезбиральні модулі – у фронтальній частині перед передніми колесами комбайна. Це відповідало б типовій компоновальній схемі (рис. 1.2).

Таке конструктивно-технологічне рішення виключило б негативний вплив проходів передніх коліс на якість збирання, вивільнило б простір для розташування бункера, двигуна та потужних очисників із збільшеною довжиною зони очищення, що забезпечило б зменшення забрудненості коренеплодів при їх мінімальному пошкодженні. Передня начіпка викопуючих органів дала б можливість застосувати широкі агрофільні передні шини для сприйняття великої маси робочих модулів і завантажених у бункер коренеплодів.

Розташування бункера в міжколісному просторі дало б також можливість зменшити негативний вплив крутних моментів на несучу конструкцію комбайна, дозволило б використати звільнений простір для синтезу несучих конструкцій.

Отже, проглядається загальна тенденція до максимального збільшення продуктивності, потужності, вантажопідйомності машин, яка співпадає з процесом еволюції самохідних комбайнів провідних фірм світу у напрямку нарощування місткості бункера [3].

В загальному, техніка країн СНД поступається машинам розвинутих зарубіжних країн за числом відмов (у 3-10 разів) в гарантійний період та до першого капітального ремонту. Її моторесурс, як правило, в 2-3 рази нижчий.

До переваг машин СНД слід віднести кращу адаптованість до вітчизняних сортів паливо-мастильних матеріалів та відповідність вимогам вітчизняних агротехнологій. Крім того, вітчизняна техніка значно дешевша від імпоротної (у 3 - 6 разів), вартість запасних частин і технічного сервісу нижча у 5-6 разів і за критерієм “ціна-якість” вона може зберігати конкурентоздатність на ринках СНД при умові оптимізації наробітку на відмову.

Тому для високопродуктивної роботи перспективною є розробка вітчизняного комбайна з об’ємом бункера 25 м^3 (рис. 1.6), який був би розташований у міжколісному просторі, а гичкозрізувальний та коренезбиральний модулі були б розташовані перед передніми колесами комбайна, що виключало б негативний вплив проходів коліс на якість збирання, вивільняло б простір для розташування потужних очисників, бункера та двигуна. Передня навіска також дозволяла б застосування широких агрофільних передніх шин, що необхідно у зв’язку з великою масою робочих модулів і завантажених у бункер коренеплодів.

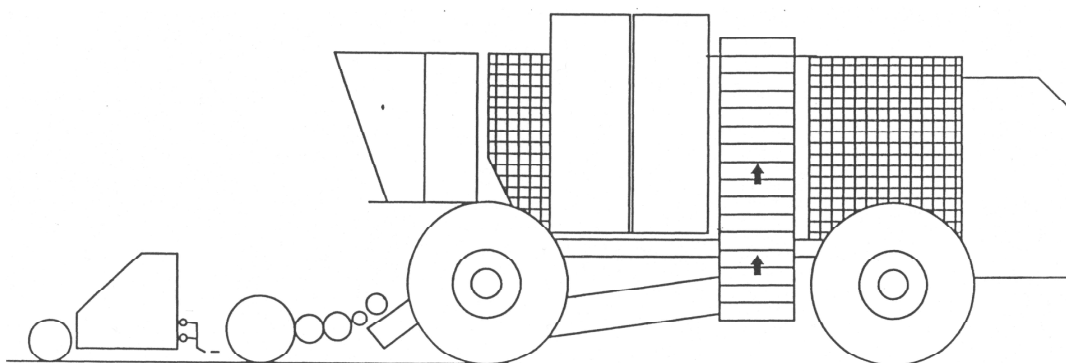


Рис. 1.6. Схема коренезбирального комбайна з бункером 25 м^3

Причиною зростаючого попиту на високопродуктивні збиральні комбайни є технологічні і економічні переваги (підвищення продуктивності техніки та якості збирання, зменшення потреби в технологічному транспорті, а також скорочення термінів збирання).

1.3. Опис конструкції коренезбирального комбайна КБМ-6

Загальна тенденція розвитку складної мобільної сільськогосподарської техніки в напрямку інтенсифікації виконання технологічних процесів, яка приводить до неперервного збільшення енергосилових, кінематичних, габаритних та інших параметрів машин, вимагає нових підходів при створенні перспективних та модернізації існуючих машин. Це стосується, в першу чергу, потужних бурякозбиральних комбайнів.

Комбайн блочно-модульного типу КБМ-6 (рис. 1.7) побудовано на базі самохідної коренезбиральної машини КС-6Б. Комбайн за один прохід полем виконує повний цикл збирання цукрового буряка [16].

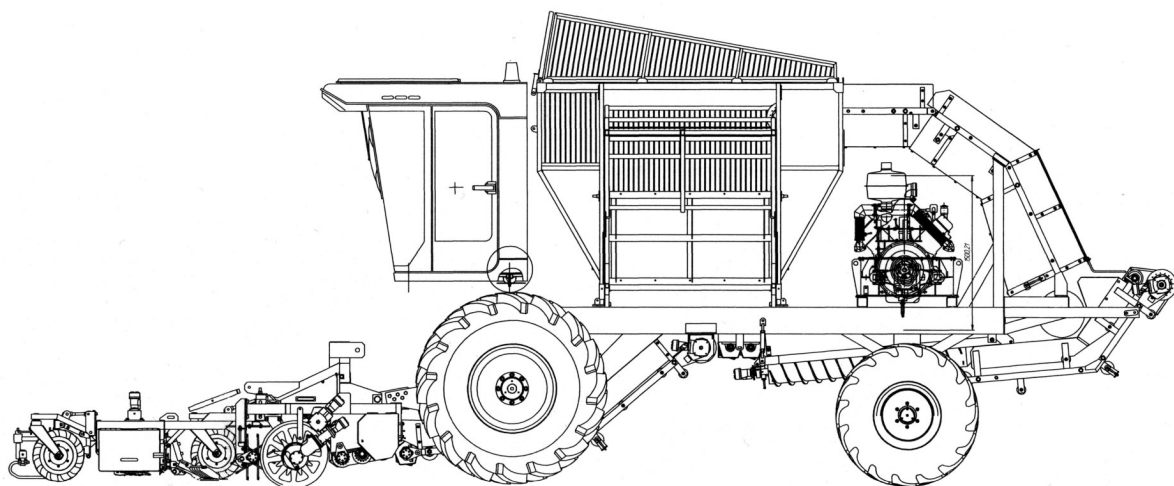


Рис. 1.7. Загальний вигляд коренезбирального комбайна КБМ-6

Комбайни виготовляються в таких комплектаціях:

КБМ-6 – комплектується викопуючим пристроєм з дисковими копачами;

КБМ-6-01 – комплектується ротаційно-вильчатими копачами;

КБМ-6-02 – комплектується ротаційно-вильчатими копачами і змінним викопуючим пристроєм з дисковими копачами;

КБМ-6-03 – комплектується викопуючим пристроєм вібраційного типу;

КБМ-6-05 – комплектуються викопуючим пристроєм «пасивний диск – леміш»;

КБМ-6-07 – комплектується викопуючим пристроєм з турбінним очисником.

Комбайн КБМ-6 призначений для збирання цукрового буряка із шириною міжрядь 45 см. Висока якість і задана продуктивність досягається при досить високій культурі землеробства і врожайності буряка до 600 ц/га.

Для комбайну характерним є розташування гичко- і коренезбиральних модулів у фронтальній частині комбайну, що виключає негативний вплив проходів коліс на якість збирання, забезпечує добрий огляд гичкозбирального модуля і вивільняє простір для оптимального розташування бункера та потужних очисників із збільшеною довжиною зони очищування у міжколісній базі [11], що забезпечує зменшення забрудненості коренеплодів при їх мінімальному пошкодженні. Передня начіпка дозволяє також застосовувати широкі агрофільні передні шини, що мають високу несучу здатність, для сприйняття великих навантажень від гичко- і коренезбиральних модулів та завантаженої у бункер сировини.

Бункер використовується при потоковому чи потоково-перевалковому способі збирання цукрового буряка. Його призначення – накопичування та вивантажування коренеплодів без зупинки процесу збирання. Розташування бункера в міжколісному просторі дає можливість зменшити негативний вплив крутих моментів на несучу конструкцію комбайна, дозволяє використати звільнений простір для синтезу несучих конструкцій.

Двигун ЯМЗ-236 потужністю 236 кВт (320 к.с.) розташовано над заднім мостом керованих коліс. Комбайн обладнаний блокуючим пристроєм, що не дозволяє проводити запуск дизеля при включеній передачі.

При такій компоувальній схемі однофазова технологія збирання цукрових буряків реалізується наступним чином:

– змонтовані у фронтальній частині комбайна робочі органи зрізують і подрібнюють гичку, яка шнековим агрегатом відводиться набік і потім розкидається на зібрану площу;

- дообрізувач зрізує верхню частину кореня із залишками гички;
- робочими органами викопуючих пристроїв здійснюється витягування коренеплодів з ґрунту;
- від викопуючих робочих органів, що розташовані за гичкорізом,

коренеплоди разом із залишками ґрунту поступають до приймальних шнекових вальців, які забезпечують їх переміщення до центру. Далі буряки із залишками ґрунту потрапляють на сепаруючі органи, розташовані в міжколісній базі;

– відсепаровані від ґрунту коренеплоди підйомним транспортером завантажуються в бункер, а потім у транспортні засоби.

Таким чином, самохідним бункерним комбайном КБМ-6 виконуються всі технологічні операції збирання гички і коренеплодів за один прохід полем.

1.4. Конструкція ведучого моста та вимоги до його елементів

Ведучі мости самохідних колісних машин є комплексом механізмів, за допомогою яких крутний момент від коробки передач передається до ведучих коліс. Крім того, в них розміщуються гальмівні й інші допоміжні механізми залежно від типу і призначення машини [22].

Конструкції задніх мостів і їх механізмів визначаються призначенням машини та її компоновкою. Ведучим може бути задній або передній міст або обидва одночасно.

Задній міст складається з механізмів, які передають крутний момент від вторинного валу коробки передач до привідних коліс машини: центральної передачі, диференціала, кінцевої передачі і гальма [1].

У більшості випадків корпуси задніх мостів є частиною машини, що сприймає значні навантаження з боку рушія та від сил в зачепленні шестерень всередині самого моста [22].

Вимоги до ведучих мостів. Деталі мостів повинні витримувати вертикальне навантаження з урахуванням динамічних дій нерівностей опорної поверхні, перерозподілу ваги машини по мостах під дією навантаження, подовжнього коливання остову. Ці деталі повинні мати необхідну жорсткість, що обмежує пружні деформації, які виникають при навантаженні, і виключає

появу залишкових деформацій; високу міцність, що характеризується здатністю без руйнування витримувати не тільки епізодичні динамічні навантаження, але й тривалу дію змінних напружень, які викликають втому металу. Корпус моста сприймає всі сили, що діють між рушієм і підвіскою. На корпус ведучого моста діють також реактивні навантаження, що виникають у вузлах трансмісії, розміщених в корпусі моста. Враховуючи це, коробку передач, задній міст і кінцеву передачу часто виконують у вигляді моноблочної відливки або декількох вузлів, з'єднаних корпусами [19].

Конструкція моста повинна забезпечувати необхідний за умовами експлуатації і агротехніки дорожній просвіт.

Центральною (головною) передачею колісної машини називається агрегат трансмісії, що з'єднує коробку передач з диференціалом.

Головна передача призначена для узгодження зовнішньої швидкісної характеристики двигуна з тягово-швидкісною характеристикою машини на розрахунковому режимі і зниження навантаженості коробки передач й інших агрегатів трансформації енергії, розташованих до головної передачі, шляхом збільшення загального передавального числа трансмісії, а також для передачі енергії між валами трансмісії [19].

Конструкція центральної передачі визначається загальною компоновкою самохідної машини з урахуванням її призначення, номінального тягового зусилля і типу рушія.

В більшості випадків центральна передача складається з пари конічних або циліндрових шестерень; якщо необхідно отримати велике передавальне число, то застосовують двоступінчаті передачі.

Вимоги до головної передачі. Вимоги до головної передачі зводяться до того, що вона повинна мати високі ККД, жорсткість корпусу, опор і валів; працювати плавно і безшумно; забезпечувати необхідний дорожній просвіт; мати необхідну довговічність при високій технологічності деталей; забезпечувати оптимальні тягово-динамічні і паливоекномічні характеристики машини при відповідному виборі передавальних чисел [19].

Диференціали призначені для раціонального розподілу крутних моментів між ведучими колесами і ведучими мостами машини шляхом створення між ними диференціальних кінематичних і силових зв'язків, що забезпечують зниження втрат на буксування рушія і виключення циркуляції паразитної потужності в трансмісії [19].

Диференціали використовують в задніх і передніх мостах колісних самохідних машин. Вони забезпечують кочення ведучих коліс без проковзування на поворотах і при русі по нерівностях.

За конструкцією диференціали поділяють на прості (одинарні), подвійні, а також конічні, циліндричні, черв'ячні.

Найбільш поширені на прості конічні симетричні (з однаковими розмірами напівосьових шестерень) диференціали, які, внаслідок малих внутрішніх втрат на тертя, розподіляють крутний момент M , що підводиться, по півосях практично порівну.

Окрім загальних вимог, що ставляться до всіх механізмів, диференціали повинні перешкоджати буксуванню одного з коліс, яке потрапило на ґрунт із слабкими зчіпними властивостями [1].

Кінцевою передачею називається агрегат трансмісії, розміщений між ведучим колесом і диференціалом. Число кінцевих передач колісної самохідної машини залежить від кількості її ведучих коліс.

Кінцеві передачі служать для збільшення загального передавального числа трансмісії і, у ряді випадків, для забезпечення необхідного дорожнього просвіту (кліренса) машини.

У більшості тракторів та самохідних машин кінцеві передачі розміщують біля ведучих коліс. Така компоновка пояснюється прагненням зменшити довжину важконавантажених валів і необхідністю максимально збільшити вільний простір під машиною.

Кінцеві передачі класифікують:

– за типом передачі – шестерінчасті і ланцюгові. Ланцюгові кінцеві передачі мають обмежене застосування, як правило, в спеціальних тракторах для роботи з високостебловими культурами і в порталних тракторах;

- по вигляду шестеренчастої передачі – шестеренчасті з нерухомими осями валів, планетарні і комбіновані;
- по кінематичній схемі – одинарні і подвійні;
- по розміщенню передачі – розміщені всередині корпусу ведучого моста трактора; у окремих картерах, жорстко або шарнірно з'єднаних з ведучими мостами; з комбінованим розміщенням, коли одна ступінь передачі розміщена в корпусі ведучого моста, а інша – в окремому картері.

При цьому використовуються передачі з нерухомими осями валів, планетарні та комбіновані.

Конструкція кінцевих передач визначається призначенням машини, номінальним тяговим зусиллям і типом рушія. Принципові кінематичні схеми кінцевих передач показано на рис. 1.8 [22].

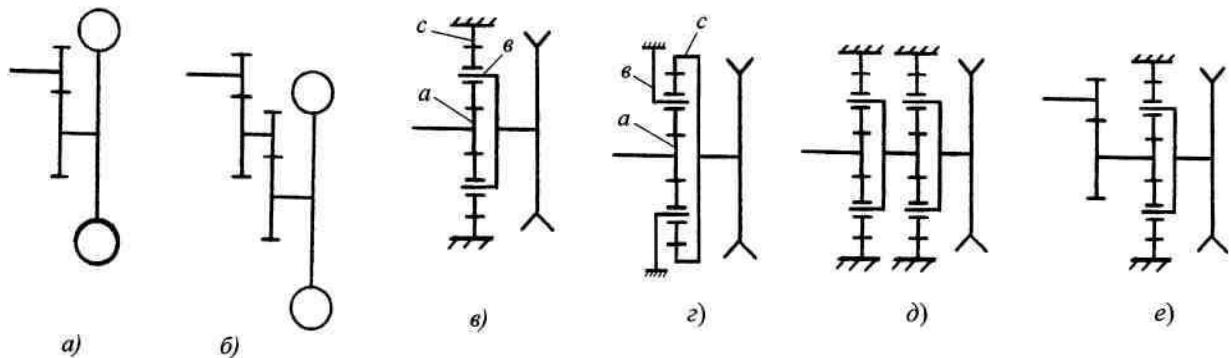


Рис. 1.8. Кінематичні схеми кінцевих передач:

- а – одинарна з нерухомими осями валів; б – подвійна з нерухомими осями валів;
в, г – одинарна планетарна; д – подвійна планетарна; е – подвійна комбінована.

Найбільш поширеними є одинарні кінцеві передачі з нерухомими осями валів і циліндричними шестернями із зовнішнім зачепленням (рис. 1.8, а) з передавальним числом $u_{кон} = 4...7$. При необхідності отримання великого передавального числа ($u_{кон} < 12$) або великого дорожнього просвіту застосовують подвійні кінцеві передачі з нерухомими осями валів (рис. 1.8, б).

Одинарні планетарні кінцеві передачі (рис. 1.8, в, г) і комбіновані (рис. 1.8, е) застосовуються в особливо потужних машинах. Це пов'язано з тим, що при однакових передавальних числах з кінцевими передачами з нерухомими осями валів (рис. 1.8, а і б) у них менші габаритні розміри, вищий

ККД через передачі частини потужності в переносному русі без втрат і повністю розвантажені підшипники центральних ланок планетарних рядів.

Крім загальних вимог до агрегатів трансмісії, до кінцевих передач висувають ряд спеціальних вимог:

– вони повинні мати підвищену жорсткістю картерів. Це пов'язано з навантаженням як внутрішніми силами при передачі крутного моменту через зубчаті колеса або ланцюгову передачу, так і зовнішніми силами від ваги машини, сили тяги і бічних реакцій ґрунту, що передаються колесами;

– повинні мати надійні ущільнення вихідного валу кінцевої передачі зважаючи на близькість ґрунту і можливість його попадання в картер;

– повинні мати високий ККД, забезпечувати велике передавальне число з метою розвантаження елементів трансмісії, володіти високою надійністю і бути простими в технічному обслуговуванні [19].

Гальма є одним з механізмів управління машини.

Самохідні машини, трактори, причепи і напівпричепи обладнують гальмами, які забезпечують утримання машини при стоянці на підйомах і схилах та зниження швидкості руху.

Гальма класифікують:

- за формою поверхонь тертя – стрічкові, колодкові та дискові;
- за видом тертя – сухі і працюючі в мастилі («мокрі»);
- за місцем розташування гальма – в трансмісії або в колесах;
- за типом приводу – з механічним, гідравлічним або пневмоприводом;
- за призначенням – робочі і стоянкові.

До гальм висувають наступні вимоги:

- плавність гальмування без екстреного схоплювання;
- хороше відведення тепла від поверхонь тертя;
- ефективність дії в динаміці та в статиці;
- наявність механічного приводу, що дозволяє фіксувати трактор в загальмованому стані;
- привід гальм повинен дозволяти управляти рушієм з одного боку машини та обох боків одночасно;

- гальма причепів і напівпричепів повинні забезпечувати їх гальмування на ходу, і при від'єднанні причепа повинні автоматично включатися.

Зупинкові гальма повинні забезпечувати на рівній горизонтальній ділянці сухої бетонованої дороги (коефіцієнт зчеплення $\phi = 0,7...0,8$) сповільнення руху тракторного поїзда не менше $3,5 \text{ м/с}^2$.

Стоянкове гальмо повинне утримувати колісний трактор в стані спокою на сухій дорозі з твердим покриттям на ухилі 20° , причіп – на ухилі 12° .

На потужних самохідних машинах встановлюють, як правило, дискові гальма, які в порівнянні із стрічковими і колодками гальмами мають більший ефект гальмування і більшу надійність. Вони не створюють радіальних зусиль і мають просте регулювання.

У сучасних машинах використовують два типи дискових гальм: відкритий однодисковий і закритий, частіше всього два – або багатодисковий.

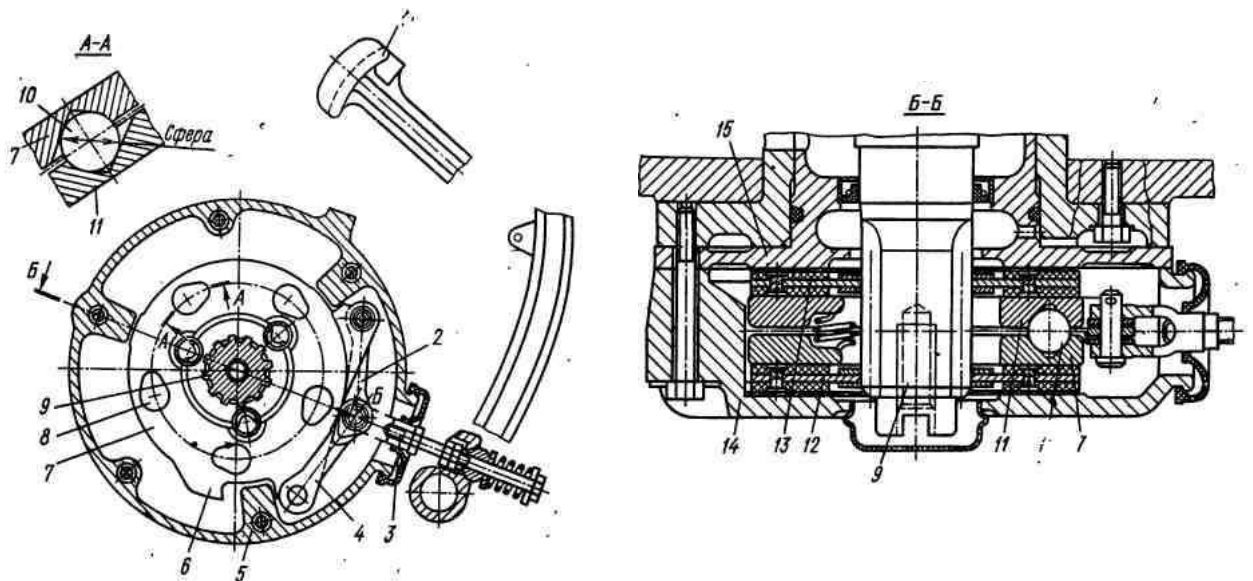


Рис. 1.9. Загальний вигляд дискового гальма

На рис. 1.9 показано дискове гальмо. При дії на гальмівну педаль 1 за допомогою системи важелів 2, 3, 4 натискні диски 7 і 11 повертаються в протилежні сторони на деякий кут. Під дією сил тертя вони захоплюються у напрямі обертання валу 9 трансмісії трактора. Залежно від напрямку обертання виступ 6 на одному з натискних дисків впирається в кронштейн 5 корпусів

гальма. Інший диск при цьому може повертатися на деякий кут щодо нерухомого диска. Завдяки натискному пристрою, що складається з кульок 10, закладених в лунки 8 (з похилими поверхнями) на торцях натискних дисків, останні розсовуються в осьовому напрямі і притискають ведені диски 12 і 13 до поверхонь 14 і 15 нерухомого корпусу гальма [22].

1.5. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи

Аналіз розвитку вітчизняного машинобудування за останні роки показує, що основним завданням при розробці систем машин для забезпечення технологічних процесів в АПК є підвищення надійності сільськогосподарської техніки. Проте аналіз технічного рівня й показників якості сільськогосподарської техніки вітчизняного виробництва та тенденції їх зміни, свідчать, що підвищення вказаних параметрів відбувається надто повільно.

Причинами низької надійності (виходу техніки з ладу) є конструктивні недоробки на стадії проектування (20-30%), відкази внаслідок низької якості виготовлення та складання машин (20-30%), низького технічного рівня та якості матеріалів, елементної бази комплектуючих (35-40%), відмови через порушення правил експлуатації техніки в господарствах та низьку кваліфікацію обслуговуючого персоналу (10%), інші відмови – 5-10%.

Коренезбиральний комбайн КБМ-6 створений на базі самохідної машини КБ-6 і успадкував її ходову систему. Збільшений об'єм бункера та вага нових функціональних вузлів (гичкоріз) комбайна спричиняють додаткове навантаження на ходову систему машини, що, за даними експлуатаційних випробувань, приводить до швидкого зношування дискових гальм.

В результаті малого об'єму повітря в просторі диску колеса та швидкого протікання процесу гальмування, розсіювання тепла в навколишнє

середовище практично відсутнє. Вся кінетична енергія гальмування витрачається на нагрівання маси гальма.

Для забезпечення нормальних умов роботи зупинкового гальма ведучого моста комбайна КБМ-6 (покращення теплообміну між гальмом і навколишнім середовищем) необхідно збільшити об'єм потоку охолоджуючого повітря навколо корпусу гальма. Цього можна досягнути, збільшивши діаметр колеса.

При цьому забезпечуватиметься також зниження питомого тиску на ґрунт, оскільки колесо більшого діаметру має, як правило, і більшу ширину.

Крім того, для покращення охолодження дискових гальм набігаючим потоком повітря можна дещо винести дискове гальмо за межі диска колеса. Для цього між гальмом і вхідним валом бортового редуктора необхідно встановити вал-подовжувач.

Такі конструктивні заходи дозволять підвищити надійність кінцевої передачі ведучого моста комбайна КБМ-6 та зменшити затрати на його ремонт та технічне обслуговування.

2. РОЗРАХУНОК ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ КОМБАЙНА КБМ-6

2.1. Розрахунок мостів коренезбиральної машини КБМ-6

2.1.1. Особливості навантаження мостів самохідних машин

Від рушія на міст діють наступні навантаження [19].

Нормальне навантаження одного колеса моста, направлене перпендикулярно опорній поверхні

$$G_K = \lambda m_E g / 2, \quad (2.1)$$

де λ – коефіцієнт перерозподілу ваги по мостах, залежить від положення центру мас, поздовжнього прискорення (сповільнення);

m_E – експлуатаційна маса машини;

g – прискорення вільного падіння.

При криволінійному русі або русі по схилах на рушія діє бічна сила, яка залежить від швидкості криволінійного руху, радіусу повороту, перерозподілу ваги в поперечному напрямі і коефіцієнта зчеплення рушія з опорною поверхнею. Якщо не враховувати схил опорної поверхні, то при прямолінійному русі по рівній поверхні бічна сила практично відсутня.

На ведене колесо при русі по опорній поверхні діє сила опору руху (поздовжня реакція), направлена проти руху трактора:

$$f_{on} = f G_K, \quad (2.2)$$

де f – коефіцієнт опору руху.

При гальмуванні на рушій також діє поздовжня реакція опорної поверхні, направлена проти руху трактора:

$$F_T = \lambda \varphi m g / 2, \quad (2.3)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення рушія з опорною поверхнею.

Проте при гальмуванні ковзання рушія по опорній поверхні не повинно відбуватися.

На колесо ведучого моста діє дотична сила тяги, направлена в бік руху трактора і рівна при коченні колеса без ковзання і без врахування втрат в шині

$$F_k = M_G u_{TP} \eta_{TP} / (2r_d), \quad (2.4)$$

де M_D – крутний момент, що розвивається двигуном;

u_{TP} – передавальне число трансмісії;

η_{TP} – механічний ККД трансмісії;

r_d – динамічний радіус колеса.

Вертикальні складові реакції опорної поверхні викликають появу згинального моменту у вертикальній площині балки моста, який змінюється від нуля в перетинах кріплення поворотних шворнів або маточин коліс (для балки некерованого ведучого моста) до максимальних значень в місцях кріплення ресор або пружних елементів підвіски. У середній частині балки, між центрами майданчиків ресор згинальний момент залишається практично постійним при русі машини по рівній опорній поверхні. Разом з цим на середню частину балки моста діють додаткові інерційні навантаження при наїзді і ударах рушія про нерівностях опорної поверхні. Із збільшенням маси балки, вузлів трансмісії, розташованих в ній, карданного валу і вертикальних прискорень інерційні навантаження підвищуються.

Середня частина балки в горизонтальній площині навантажена згинальним моментом від сил гальмування або тяги. У балці переднього моста на середню частину діє крутний момент, який виникає тільки при перекосах переднього моста щодо остову, і момент сил гальмування (при різній ефективності гальмування правого і лівого коліс). Розглядаючи навантаженість балки переднього моста при гальмуванні, слід враховувати збільшення згинального моменту вертикальній площині від подовжнього перерозподілу, вертикального навантаження між мостами машини.

При передачі до ведучого моста крутного моменту на опорах валу ведучої шестерні головної передачі виникають реактивні сили, що створюють реактивний момент, який діє в напрямі, протилежному їх обертанню. При гальмуванні двигуном ведучий міст намагається повернутися у напрямку

обертання коліс. Цьому повороту перешкоджають ресори. Реактивний момент у ведучому і гальмівному режимах діє на середню частину балки ведучого моста до ресорних майданчиків. Він сягає великих значень, оскільки виникає від дотичної сили тяги, що діє на плечі, рівній динамічному радіусу колеса.

При гальмуванні гальмами реактивний момент діє тільки на зовнішні частини балок ведучого або веденого моста до місця кріплення ресорних площадок. Окрім крутних моментів на балку ведучого моста в горизонтальній площині діють згинальні моменти від сил тяги і гальмування. Ці моменти збільшуються від нуля в місцях розташування ресорних площадок і залишаються постійними в середній частині балки. Згинальний момент в горизонтальній площині виникає також при наїзді коліс на нерівності опорної поверхні. При цьому значно збільшується згинальний момент і у вертикальній площині. Моменти від сил інерції, що вигинають балку ведучого моста у вертикальній площині, більші аналогічних моментів, що діють на балку переднього моста, оскільки в середній частині балки ведучого моста зосереджена значна маса картера головної передачі, частина маси півосі і карданний вал.

Таким чином, мости сприймають всі сили і моменти, що виникають в місці контакту рушія з опорною поверхнею і передають їх через деталі підвіски на раму машини. При цьому на балки нерозрізних мостів діють такі сили і моменти:

1. згинальний момент у вертикальній площині від вертикальних реакцій опорної поверхні;
2. згинальний момент в горизонтальній площині від горизонтальних реакцій опорної поверхні;
3. крутний момент від сил гальмування і від сил, що діють на мости при їх перекосах щодо остову трактора;
4. стискуючі і розтягуючі зусилля при русі на поворотах;
5. інерційні сили при раптовому наїзді коліс на нерівності опорної поверхні (у вертикальній і горизонтальній площинах);
6. реактивні крутний (тільки для ведучих мостів) і гальмівний моменти.

2.1.2. Розрахунок розподілу навантаження по мостах КБМ-6

Для самохідних бурякозбиральних, зернозбиральних та інших комбайнів домінуючим є вертикальне навантаження від зосереджених чи розподілених мас агрегатів, заповнених бункерів та ін. Для врахування динаміки мас при експлуатації машин проводиться статичний розрахунок на міцність несучих систем під дією динамічних навантажень у фіксований момент часу. Таким чином розглядається спрощений підхід, що відповідає сучасній інженерній практиці і базується на методі умовних навантажень [10].

Згідно з цим методом, допускається проведення розрахунків при статистично отриманому динамічному навантаженні у фіксований момент часу. Реальна динаміка навантаження при цьому враховується введенням в розрахунок відповідних коефіцієнтів динамічності, значення яких визначаються експериментально або приймаються з розрахунку динамічних моделей машин.

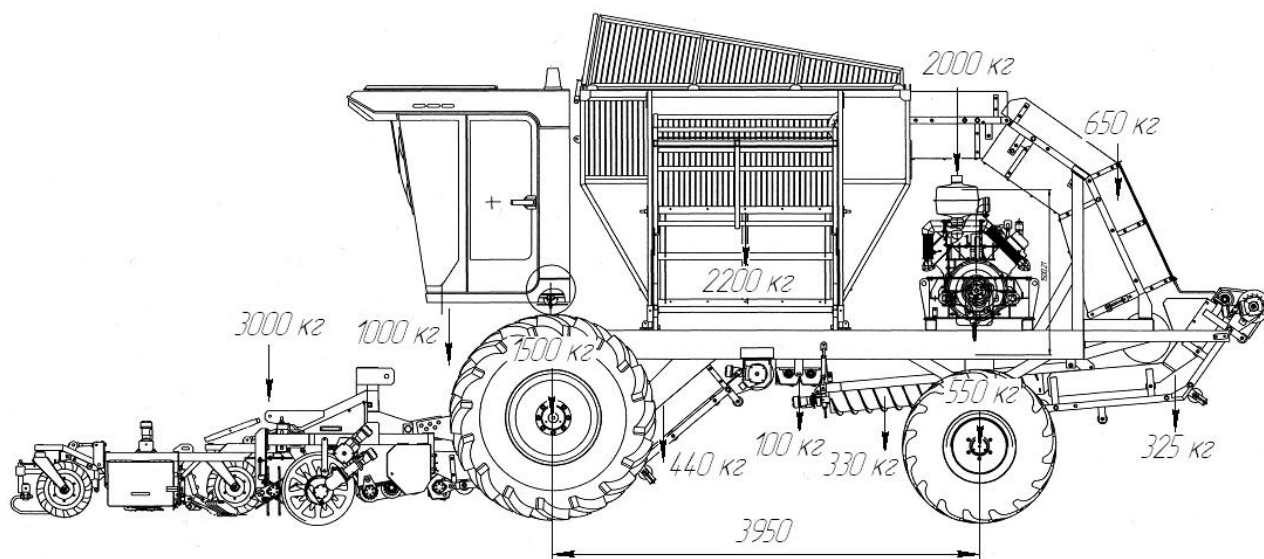
У таблиці 2.1 приведено коефіцієнти динамічності основних мас бурякозбиральних машин (комбайнів), отримані експериментально [8]. Коефіцієнти динамічності визначались як відношення динамічних навантажень, отриманих при тензометруванні рами, до статичних навантажень. Методика вимірювання описана у [8].

Таблиця 2.1

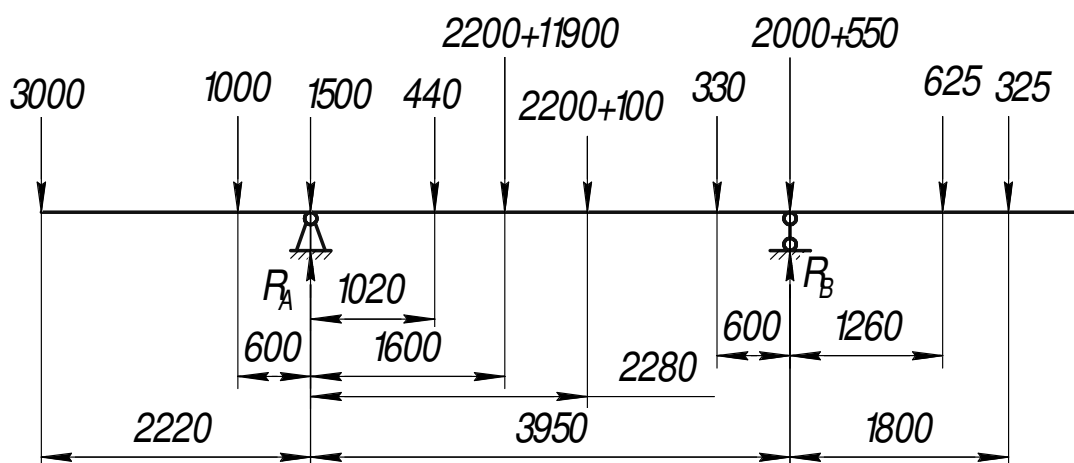
Значення коефіцієнтів динамічності агрегатів бурякозбиральних машин (комбайнів), отримані експериментально [8]

Агрегати	Коефіцієнти динамічності при режимах роботи машини	
	Транспортний	Робочий
	($v=12\dots18$ км/год)	($v=4,1\dots6,3$ км/год)
Двигун	1,22-1,74	1,4...2,48
Привод гідронасосів	3,2	3,24
Радіатори і маслоблоки	1,65	1,74
Насос ГСТ	1,33	1,88
Викопуючий пристрій	1,53	2,47
Бункер заповнений коренеплодами	2,1 (при 10 км/год)	1,6
Гичкозбиральний агрегат	2,8	–

Розглянемо основні схеми навантаження комбайна КТБ-6 (рис. 2.2) і визначимо розподіл зусиль по мостах комбайна



Основна схема



Розрахункова схема

Бункер	2200 кг;
Поздовжній транспортер	440 кг;
Кабіна	1000 кг;
Гичкозбирач + викопувач	3000 кг;
Рама	2200 кг;
Транспортер	330 кг;
Двигун	2000 кг;
Транспортер	325 кг;
Транспортер	650 кг.

Рис. 2.1. Основна і розрахункова схеми навантажень бурякозбирального комбайна КБМ-6

Визначаємо реакції, до діють на мости комбайна.

Транспортний режим (гичкоріз і викопуючий агрегат у транспортному положенні; бункер порожній):

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B \cdot 3.95 - 325(1.8 + 3.95) - 625(1.26 + 3.95) - 550 \cdot 3.95 - 2000 \cdot 3.95 - 330(3.95 - 0.6) - \\ - 2300 \cdot 2.28 - 2200 \cdot 1.6 - 440 \cdot 1.02 + 1000 \cdot 0.6 + 3000 \cdot 2.22 = 0 \\ R_B = 4621.72 \text{ кг}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$R_A \cdot 3.95 - 3000(3.95 + 2.22) - 1000(3.95 + 0.6) - 1500 \cdot 3.95 - 440(3.95 - 1.02) - \\ - 2200 \cdot (3.95 - 1.6) - 2300(3.95 - 2.28) - 330 \cdot 0.6 + 625 \cdot 1.26 + 325 \cdot 1.8 = 0 \\ R_A = 9648.28 \text{ кг}$$

$$\text{Розподіл маси по осях } \frac{R_B}{R_A} = \frac{4621.72}{9648.28} = 0.97 : 2.03.$$

Робочий режим (бункер завантажений, гичкоріз і викопуючий пристрій у робочому положенні):

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B \cdot 3.95 - 325(1.8 + 3.95) - 625(1.26 + 3.95) - 550 \cdot 3.95 - 2000 \cdot 3.95 - 330(3.95 - 0.6) - \\ - 2300 \cdot 2.28 - (2200 + 11900)1.6 - 440 \cdot 1.02 + 1000 \cdot 0.6 = 0$$

$$R_B = 11128.1 \text{ кг}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$R_A \cdot 3.95 - 1000(3.95 + 0.6) - 1500 \cdot 3.95 - 440(3.95 - 1.02) - \\ - (2200 + 11900)(3.95 - 1.6) - 2300(3.95 - 2.28) - 330 \cdot 0.6 + 625 \cdot 1.26 + 325 \cdot 1.8 = 0 \\ R_A = 12041.9 \text{ кг}$$

$$\text{Розподіл маси по осях } \frac{R_B}{R_A} = \frac{11128.1}{12041.9} = 1.44 : 1.56.$$

Транспортний режим (із заповненим бункером):

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B \cdot 3.95 - 325(1.8 + 3.95) - 625(1.26 + 3.95) - 550 \cdot 3.95 - 2000 \cdot 3.95 - 330(3.95 - 0.6) - 2300 \cdot 2.28 - (2200 + 11900) \cdot 1.6 - 440 \cdot 1.02 + 1000 \cdot 0.6 + 3000 \cdot 2.22 = 0$$

$$R_B = 9442 \text{ кг}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$R_A \cdot 3.95 - 3000(3.95 + 2.22) - 1000(3.95 + 0.6) - 1500 \cdot 3.95 - 440(3.95 - 1.02) - (2200 + 11900) \cdot (3.95 - 1.6) - 2300(3.95 - 2.28) - 330 \cdot 0.6 + 625 \cdot 1.26 + 325 \cdot 1.8 = 0$$

$$R_A = 16728 \text{ кг}$$

Розподіл маси по осях $\frac{R_B}{R_A} = \frac{9442}{16728} = 1.08 : 1.92$.

Аналізуючи отримані результати, можна відзначити, що максимальні навантаження діють на міст керованих коліс за схемою навантаження 2 (робочий режим в момент максимального заповнення бункера).

Відзначимо, що у третьому варіанті переведення гичкоріза і викопуючого пристрою приводить до розвантаження заднього моста, оскільки розрахункова схема у третьому випадку зводиться до вигляду консольної балки (рис. 2).

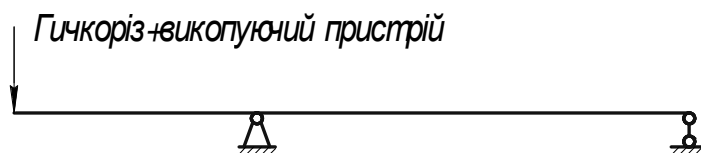


Рис. 2.2. Схема розвантаження заднього моста комбайна КБМ-6

2.1.3. Розрахунок моста керованих коліс

Керовані мости повинні забезпечувати стабілізацію керованих коліс, легкість управління і хорошу маневреність трактора. Машина має хорошу маневреність, якщо конструкція моста дозволяє отримати максимально можливі кути повороту керованих коліс (внутрішнє колесо по відношенню до центру повороту машини повинне повертатися на $45 \dots 50^\circ$) [19].

Розрахунок деталей моста керованих коліс на міцність слід проводити для наступних випадків вантаження:

- 1) занесення трактора, коли поперечне зусилля досягає максимального значення, а подовжнє зусилля відсутнє (коефіцієнт зчеплення $\varphi=1$);
- 2) рух по нерівностях, коли вертикальне зусилля максимальне, а поперечні і подовжні зусилля відсутні (коефіцієнт динамічності $k_d=2\dots 2,5$);
- 3) наявність перешкоди перед колесами, коли штовхаюче зусилля досягає максимального значення (поперечне зусилля відсутнє).

У всіх трьох випадках розраховується балка переднього моста, поворотна цапфа і шворінь поворотної цапфи.

Міст керованих коліс комбайна КБМ-6 показано на рис. 2.3.

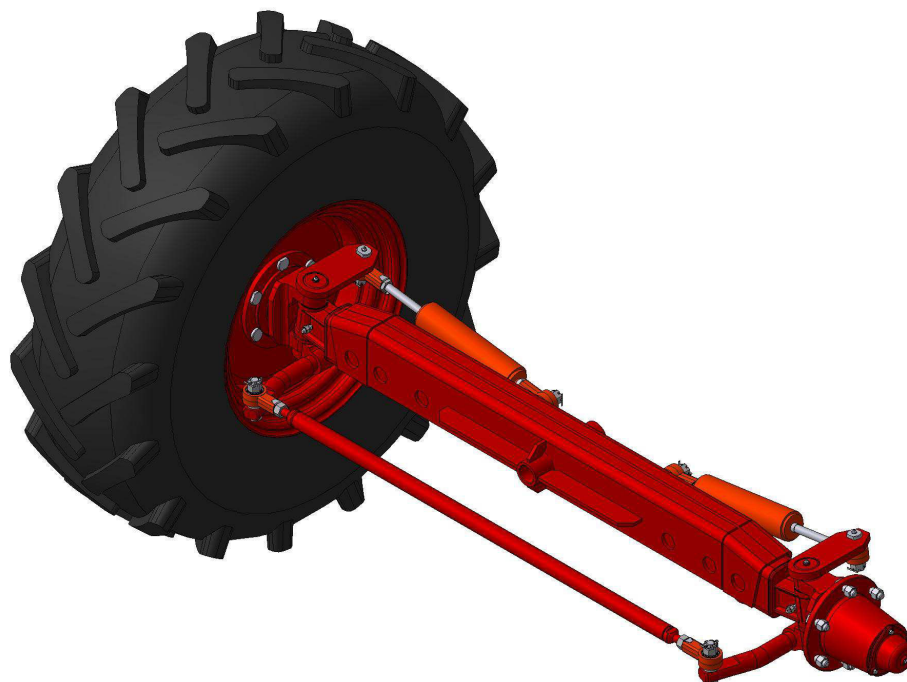


Рис. 2.3. Міст керованих коліс комбайна КБМ-6

Проведемо розрахунок міцності балки заднього моста за схемою навантаження 2.

Міст керованих коліс має наступний вигляд (рис. 2.3).

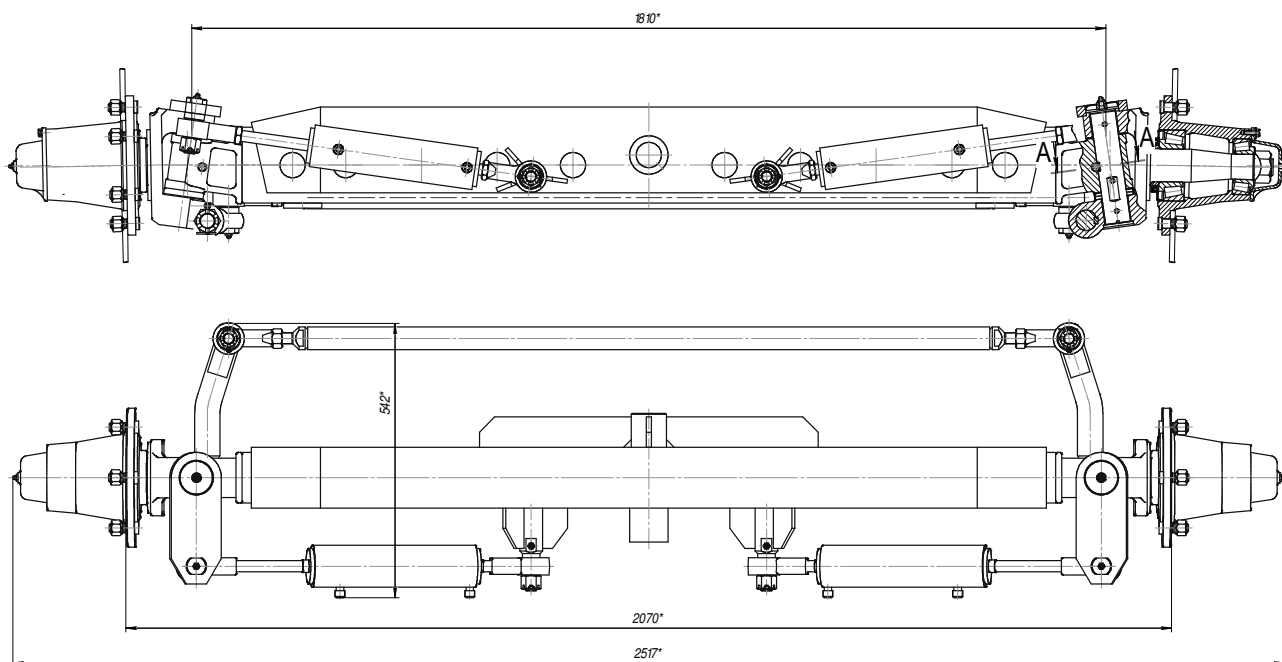


Рис. 2.4. Міст керованих коліс

Розрахункова схема моста керованих коліс та еюра моментів представлена на рис. 2.4.

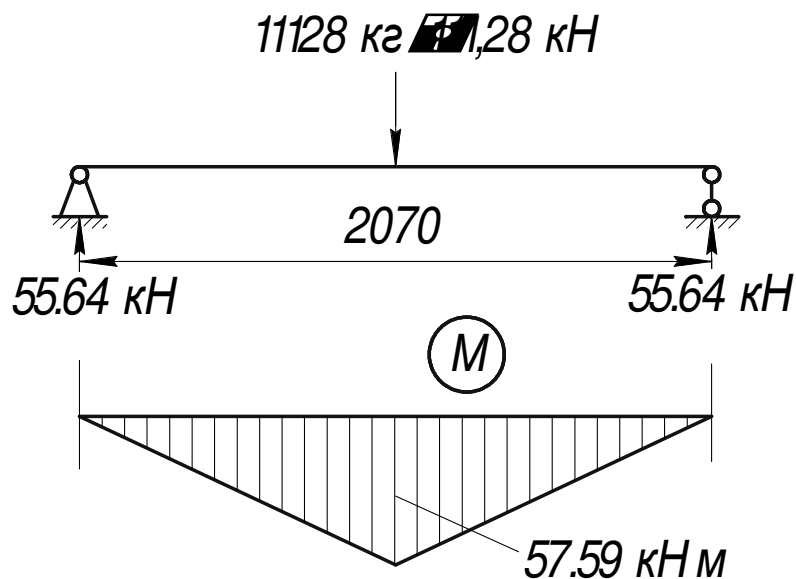


Рис. 2.5. Розрахункова схема моста керованих коліс

Визначимо максимальні розтягуючі напруження у балці.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot y}{I_x}, \quad (2.5)$$

де M_{\max} - максимальний згинальний момент в перетині балки, Н·м;

I_x - осьовий момент інерції перетину балки, м⁴;

y - координата найвіддаленішої від осі точки на поперечному перетині балки, м.

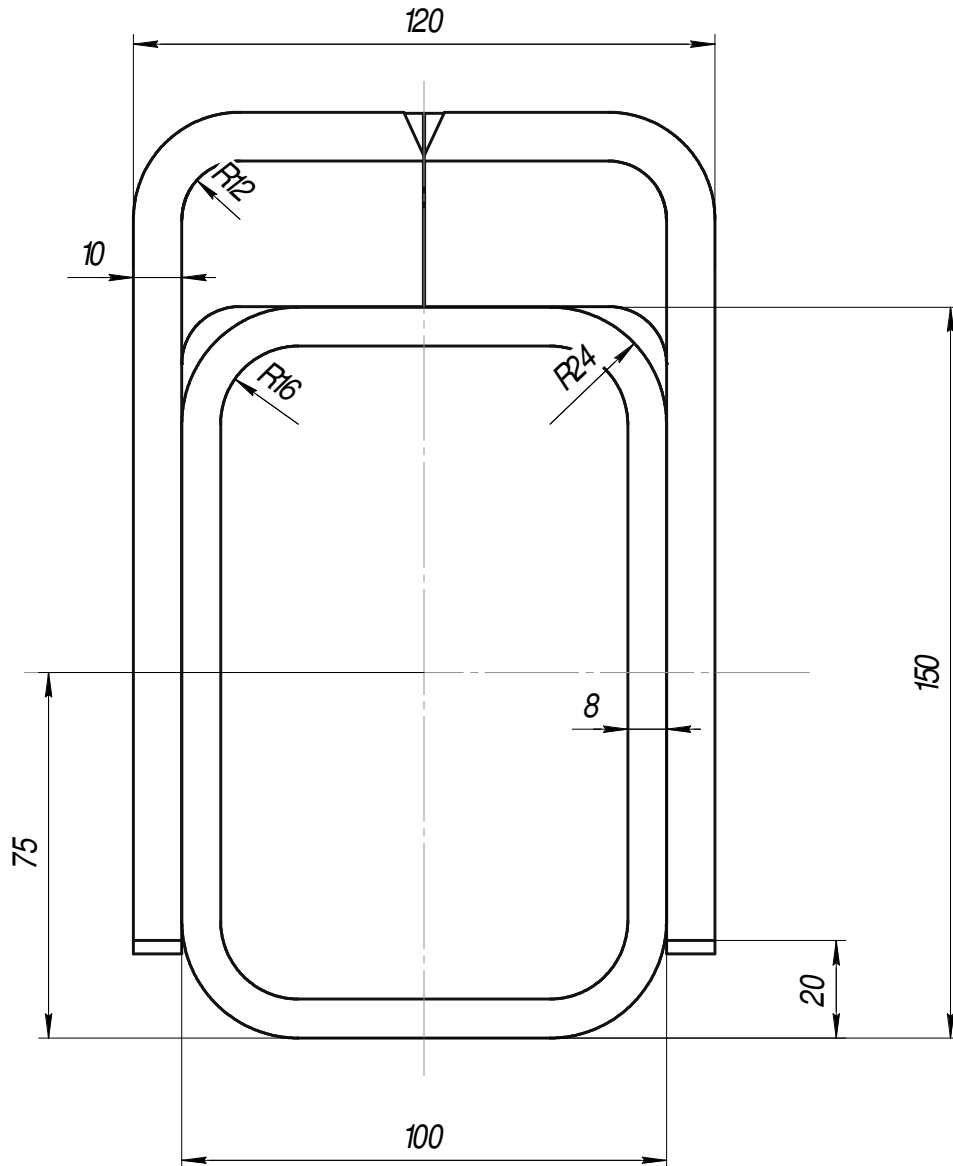


Рис. 2.6. Поперечні перетини балки моста керованих коліс

Визначимо максимальний прогин балки [20]

$$f = -\frac{Pl^3}{48EI} = -\frac{111280 \cdot 2.07^3}{48 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 3113 \cdot 10^{-8}} = 3.145 \text{ мм.}$$

Це складає 1.52 мм на 1 м.п. Відзначимо, що для балок мостів нормативно допустимі значення прогинів складають 1 – 1.5 мм/1 м.п.

Отже, максимальні розтягуючі напруження в балці

$$\sigma_{\max}^{\text{низ}} = \frac{57590 \cdot 0.075}{3113 \cdot 10^{-8}} = 1.387 \cdot 10^8 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 138,7 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 375 \text{ МПа.}$$

$$\text{Статичний запас міцності } n = [\sigma] / \sigma_{\max} = 2.7.$$

Момент інерції складного перетину балки визначено за допомогою спеціалізованих програмних комплексів. Похибка не перевищує 1 %.

Значення коефіцієнтів статичних запасів міцності рекомендуються у [10, 20]. Наближені методи [10], побудовані на теорії опору матеріалів, враховують наступну умову міцності:

$$\sigma_{cm} \leq \frac{\sigma_T}{k(1 + k_\delta)}, \quad (2.6)$$

де σ_{cm} – нормальні напруження у перетині лонжерона, МПа;

σ_T – границя текучості матеріалу, МПа;

k – коефіцієнт запасу, $k = 1,3 \dots 1,8$ (для вантажних автомобілів);

k_δ – коефіцієнт динамічності, $k_\delta = 2 \dots 3$.

Як бачимо, максимальне значення коефіцієнта статичного запасу міцності складає $k_c = 7,2$. Для несучих деталей ведучих мостів вантажних автомобілів статичні запаси міцності становлять $k_c = 4,5 \dots 11,8$ [20].

Розглянемо варіанти можливого підсилення балки моста керованих коліс. Одним з варіантів підсилення є встановлення на балку пластини з розмірами поперечного перетину 100×16 мм або 80×16 мм.

За відомими залежностями опору матеріалів момент інерції складної фігури можна записати як суму моментів інерції окремих елементів поперечного перетину:

$$I_{заг} = I_B + I_{nl}, \quad (2.7)$$

де

$$I_B = 3113 \text{ см}^4;$$

$$I_{nl} = \frac{b \cdot h^3}{12} + a^2 A, \quad (2.8)$$

де b, h – розміри поперечного перетину пластини, см;

a – відстань від центральної осі пластини до осьової лінії балки моста керованих коліс, см.

A – площа поперечного перетину пластини, см^2 .

Тоді

$$I_{nl(1)} = \frac{8 \cdot 1.6^3}{12} + 12.3^2 \cdot (1.6 \cdot 8) = 1939 \text{ см}^4;$$

$$I_{nl(2)} = \frac{10 \cdot 1.6^3}{12} + 12.3^2 \cdot (1.6 \cdot 10) = 2455 \text{ см}^4;$$

$$I_{заг(1)} = 3113 + 1939 = 5052 \text{ см}^4;$$

$$I_{заг(2)} = 3113 + 2455 = 5568 \text{ см}^4.$$

Визначаємо максимальні розтягуючі напруження у поперечному перетині підсиленого профілю.

$$\sigma_{\max(1)}^{низ} = \frac{57590 \cdot 0.075}{5052 \cdot 10^{-8}} = 0.855 \cdot 10^8 \frac{H}{M^2} = 85,5 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 375 \text{ МПа}.$$

Статичний запас міцності $n = [\sigma] / \sigma_{\max} = 4.4$.

$$\sigma_{\max(1)}^{низ} = \frac{57590 \cdot 0.075}{5568 \cdot 10^{-8}} = 0.776 \cdot 10^8 \frac{H}{M^2} = 77.6 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 375 \text{ МПа}.$$

Статичний запас міцності $n = [\sigma] / \sigma_{\max} = 4.8$.

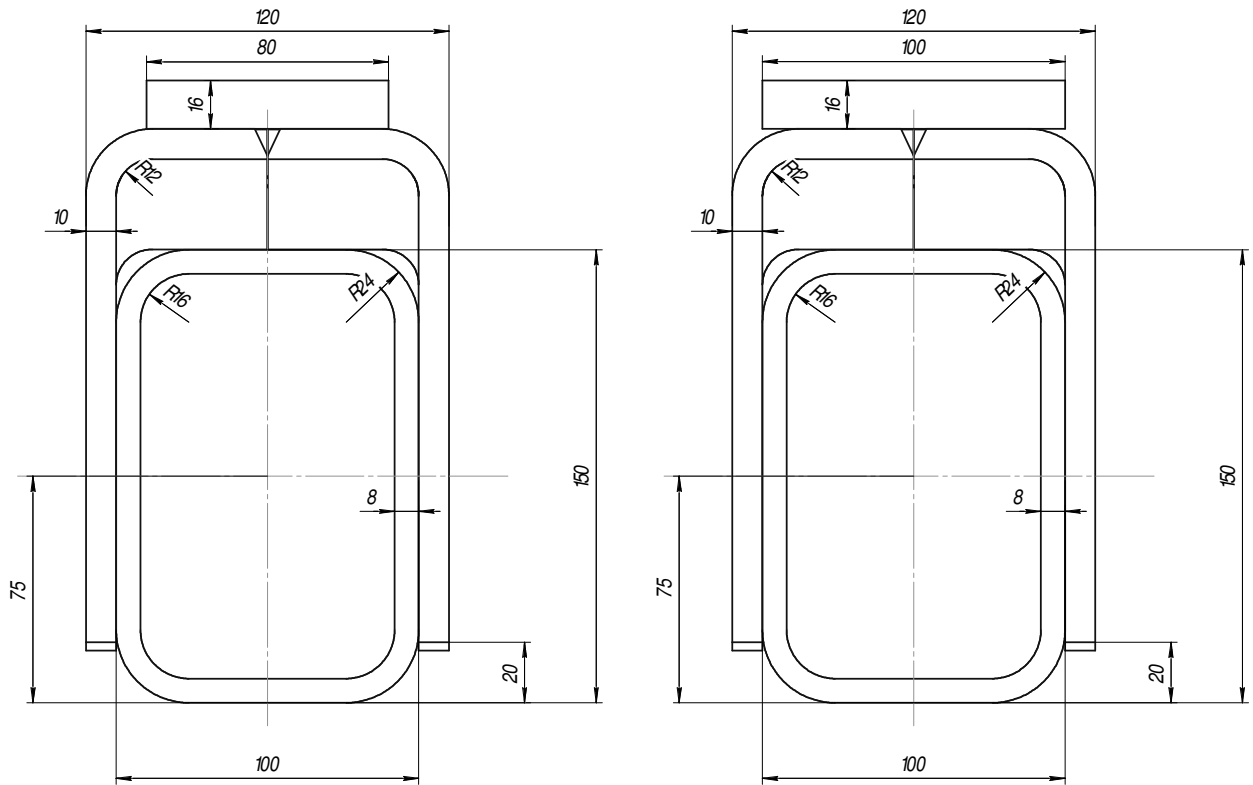


Рис. 2.7. Поперечні перетини підсиленого варіанту моста керованих коліс

Незважаючи на підсилення, що забезпечує статичний запас міцності до 4.8, рекомендується обмежити транспортну швидкість комбайна як з порожнім, так і з заповненим бункером. Уточнені ресурсні показники можна отримати після натурних випробувань комбайна.

За результатами розрахунків напружено-деформованого стану балки моста керованих коліс та кулака відзначено, що статичні запаси міцності у відзначених конструкціях складають $n=2.7$ та $n=2.2$ відповідно.

Разом з тим, за проведеним оглядом літератури та на основі результатів натурних випробувань бурякозбиральних комбайнів, оприскувачів та інших класів машин сільськогосподарського призначення, відзначено, що при експлуатаційних режимах роботи коефіцієнти динамічності складають $k_d=1.6$ – 1.8 (статичні навантаження на мости зростають в 1.6-1.8 рази).

2.2. Розрахунок кінцевої передачі ведучого моста машини КБМ-6

2.2.1. Навантаження на елементи кінцевої передачі

При роботі в елементах кінцевої передачі виникає напруження від сил і моментів, що діють з боку трансмісії і ходової системи машини. На ведучі колеса діють сили у вертикальному, подовжньому і поперечному напрямках.

Вертикальну реакцію ґрунту G_{eK} для колісної самохідної машини (рис. 2.10, а) приймають рівною вантажопідйомності шини.

Крім того, при подоланні перешкод і наїздах колесом на нерівності шляху виникають також додаткові вертикальні реакції. При розрахунках приймають

$$G_{e2} = 0,2G_T, \quad (2.9)$$

де G_T - вага машини.

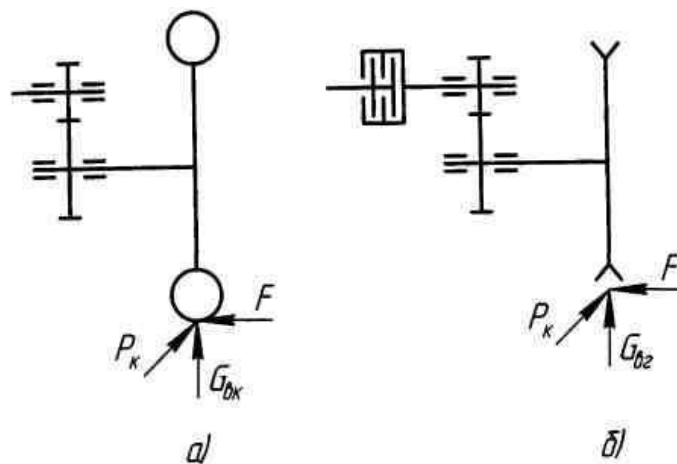


Рис. 2.8. Схема для розрахунку елементів кінцевої передачі трактора:

а - колісного; б – гусеничного.

У площині колеса діє дотична сила тяги P_k (рис. 2.10).

Горизонтальна поперечна реакція ґрунту F (рис. 2.10) виникає при русі по криволінійній траєкторії, наїзді на перешкоди і русі на поперечних схилах. Залежно від умов руху ця сила по відношенню до колеса може бути направлена в певний бік. При цьому для колісного трактора

$$F = \pm \varphi' G_{eK}, \quad (2.10)$$

где φ' - коефіцієнт опору боковому зсуву, для колісного трактора $\varphi' = 0,7$.

Найбільш навантаженим елементом кінцевої передачі є піввісь. За характером навантаження півосі поділяють на нерозвантажені, напіврозвантажені і повністю розвантажені (рис. 2.11).

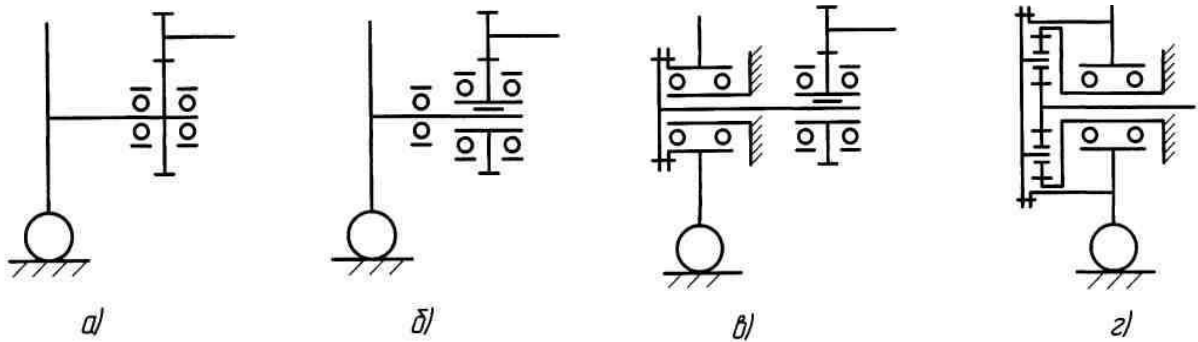


Рис. 2.9. Схеми установки півосей кінцевих передач:

а - нерозвантаженої; б - напіврозвантаженої; в, г - повністю розвантаженої.

Нерозвантажена піввісь (рис. 2.11, а) сприймає напруження кручення і згину від всіх видів реакцій опорної поверхні на колесо (нормальної G_{eK} , дотичної P_k та бокової F) і від зусиль на зуби веденої шестерні кінцевої передачі.

Напіврозвантажена піввісь (рис. 2.11, б) окрім напруження кручення сприймає напруження згину від реакцій опорної поверхні. Від зусиль на зубах веденої шестерні кінцевої передачі піввісь розвантажена.

Повністю розвантажена піввісь (рис. 2.11, в, г) теоретично сприймає тільки напруження кручення від крутного моменту, що підводиться до ведучого колеса (рис. 2.11, в) або до кінцевої передачі (рис. 2.11, г). Насправді в подібних конструкціях, внаслідок пружних деформацій і неточностей виготовлення, піввісь сприймає напруження згину, що становить 15...20 % від напруження кручення. Розвантажені піввісь застосовують на тракторах великих тягових класів.

На ведучому мості коренезбирального комбайна КБМ-6 встановлена подвійна комбінована кінцева передача (бортовий редуктор) з повністю розвантаженою піввіссю (рис. 2.12).

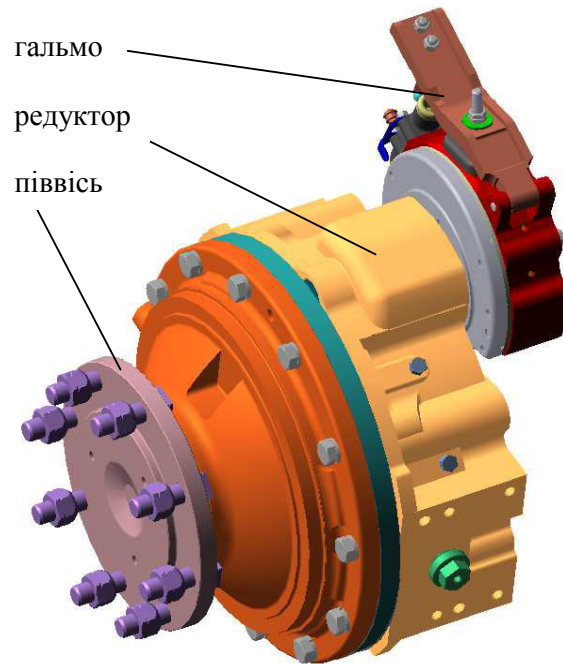


Рис. 2.10. Бортовий редуктор коренезбирального комбайна КБМ-6

2.2.2. Розрахунок півосі кінцевої передачі

Аналіз напружено-деформованого стану півосі бортового редуктора моста комбайна КБМ-6 проводимо у програмі SolidWorks в такій послідовності. Створюємо CAD - модель півосі (рис.2.13, а), завантажуюмо її у розрахунковий модуль Simulation.

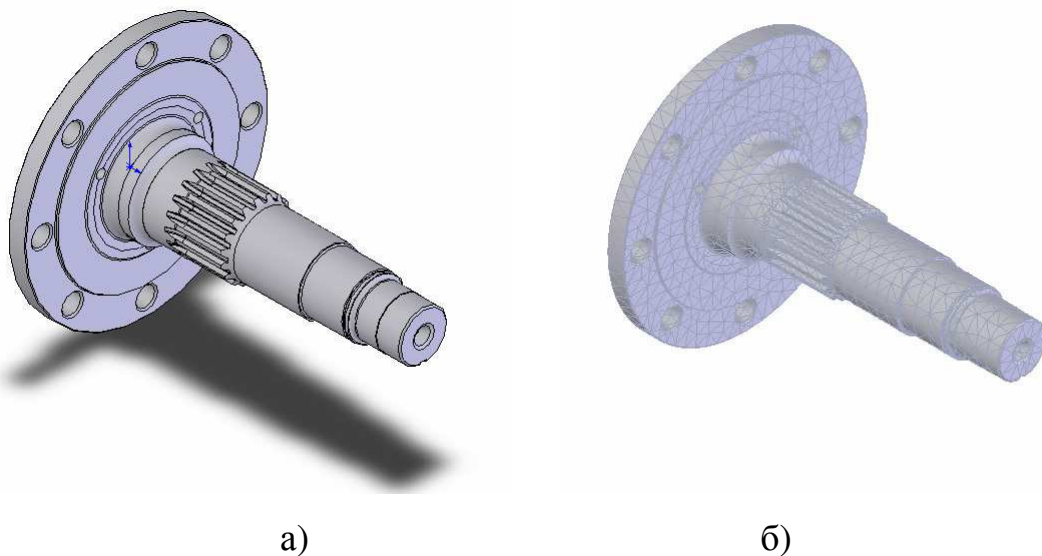


Рис. 2.11. CAD – модель (а) та сітка кінцевих елементів (б) півосі

Наносимо сітку скінченних елементів (рис. 2.7, б) та задаємо характеристики матеріалу деталі.

Задаємо умови закріплення (зацімлення в отворах кріплення колеса до півосі болтами) (рис. 2.7, а).

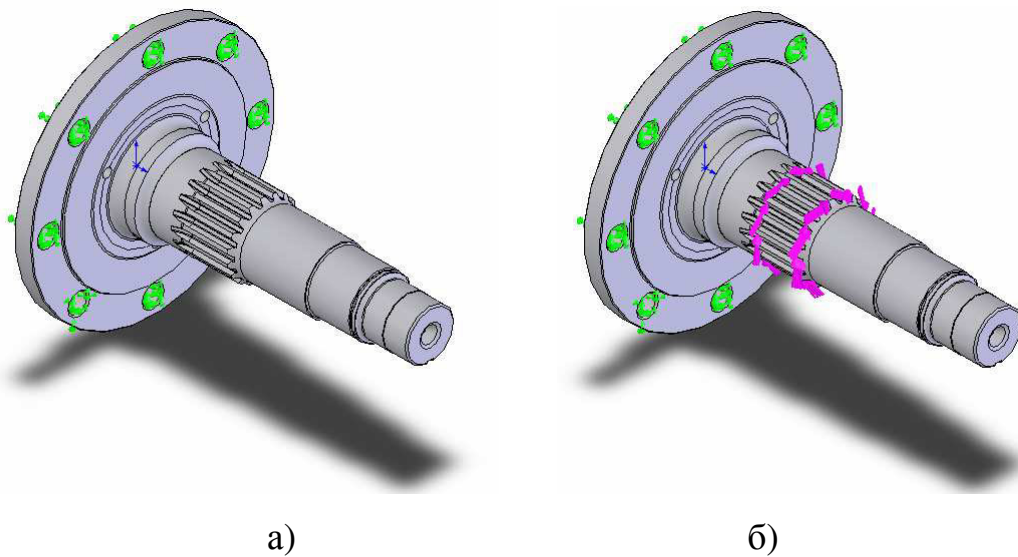


Рис. 2.12. Підготовка моделі півосі до зрозрахунку:

а – умови закріплення деталі; б – зовнішнє навантаження на піввісь.

Задаємо зовнішні силові фактори, що діють на піввісь – крутний момент $M=204 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 2.7, б)

Проводимо розрахунок напружено-деформованого стану півосі. Результати розрахунку подано на рис. 2.14.

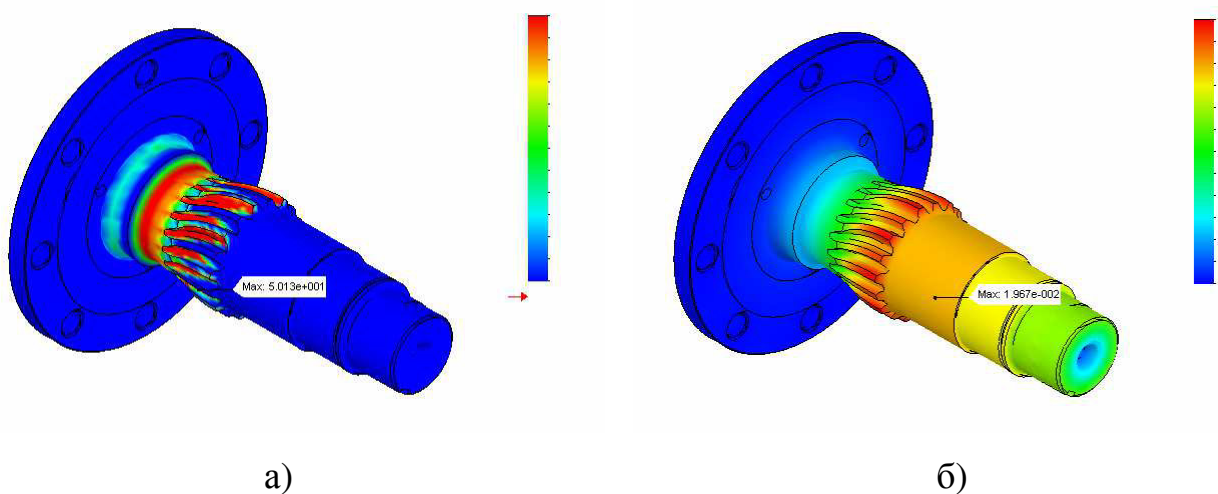


Рис. 2.13. Результати розрахунку півосі:

а – напруження за теорією Мізеса;

б – колові переміщення.

Отже, максимальні дотичні напруження в півосі $\tau_{MAX} \approx 50$ МПа, а колові переміщення складають 0,02 мм, що при радіусі шийки півосі 47,5 мм складає кут закручування $0,25^\circ$.

Беручи до уваги, що напруження згину для повністю розвантажених осей становлять 15...20 % від напруження кручення (пп. 2.2.1), визначаємо еквівалентні напруження за третьою теорією міцності:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] = 160 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{(0,2 \cdot 50)^2 + 4 \cdot 50^2} = 100,5 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 160 \text{ МПа.}$$

2.2.3. Розрахунок шліцевого з'єднання

Для того, щоб винести дискове гальмо за межі диска колеса (для покращення його охолодження набігаючим потоком повітря) між гальма і вхідним валом бортового редуктора встановлено вал-подовжувач. З'єднання вала – подовжувача з вхідним валом редуктора здійснюється за допомогою шліцевої труби (рис. 2.15 та лист 2 ДР 06-206.03.00.000).

Попередній вибір типу шліцевого з'єднання і його параметрів виконаємо орієнтуючись на дані існуючих конструкцій. Вибрані параметри повинні відповідати ГОСТ 6033-80, ГОСТ 1139-80 або галузевим нормативам машинобудування ОН 025 333-69.

Дані вибраного шліцевого з'єднання згідно ГОСТ 1139-80 належить до групи М – з'єднання для передачі тільки крутних моментів, по степені рухливості – рухливе (дозволяє осьові переміщення елементів під навантаженням), по формі профілю зубців (шліців) – прямобічне, серія з'єднання – важка. Діаметр вала 65мм, внутрішній діаметр шліців $d=56$ мм, кількість зубів $z=16$, зовнішній діаметр труби $D = 77$ мм; внутрішній $d = 71$ мм. Центрують з'єднання по бокових гранях, оскільки хоча й центрування втулки не має особливого значення, але необхідно забезпечити достатню міцність з'єднання при експлуатації.

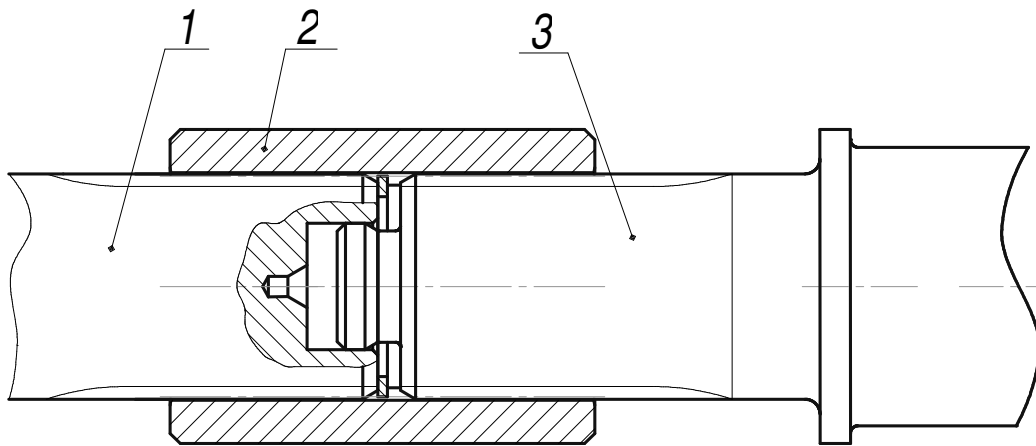


Рис. 2.14. Шліцеве з'єднання:

1 – вхідний вал редуктора; 2 – труба шліцевого з'єднання; 3 – вал-подовжувач.

Розрахунок труби шліцевого з'єднання

Визначаємо довжину труби шліцевого з'єднання:

$$l_{\text{тр}} = L_{\text{ст}} \sqrt{\frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{d_{\text{ст}}}} = 0,15 \sqrt{\frac{\sqrt{0,077^2 + 0,071^2}}{0,065}} = 0,19 \text{ м,}$$

де $L_{\text{ст}}=0,15$ м; $d_{\text{ст}}=0,065$ м – відповідно довжина та діаметр стержня вала.

Приведена довжина вала-подовжувача:

$$L_{\text{пр}}=L_{\text{ст}}+l_{\text{тр}}=0,15+0,19=0,34 \text{ м.}$$

Критична частота обертання вала (об/хв):

$$n_{\text{кр}} = \frac{1,185 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2}}{L_{\text{пр}}^2} = \frac{1,185 \cdot 10^7 \cdot \sqrt{7,7^2 + 7,1^2}}{340^2} = 1074 \text{ об/хв.}$$

Дотичні напруження у трубі під дією розрахункового крутного моменту $M_{\text{к}}=204$ Нм і максимального динамічного моменту $M_{\text{к.д}}=450$ Нм ($k_{\text{д}} \approx 2,2$):

$$\tau_{\text{к}} = M / W_{\text{р}} = 204 / 19,4 \cdot 10^{-3} = 105 \text{ МПа;}$$

$$\tau_{\text{к.д}} = M_{\text{к.д}} / W_{\text{р}} = 450 / 19,4 \cdot 10^{-3} \approx 230 \text{ МПа,}$$

де $W_{\text{р}}$ – полярний момент інерції труби, м^3 :

$$W_p = \frac{\pi D^3}{16} - \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi 0.077^3}{16} - \frac{\pi 0.071^3}{16} = 19.4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Отримані значення напружень менші допустимих 300 МПа.

3. Кут скручування труби вала під дією розрахованого моменту М:

$$\Theta_{\kappa} = \frac{180 M L_{mp}}{J_{\tau} G \pi} = \frac{180 \cdot 2667,7 \cdot 1,5}{95,63 \cdot 8,5 \cdot 10^4 \cdot \pi} = 0,0282^{\circ}.$$

де $G=8,5 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності другого роду.

Розрахунок зубів шліцевого з'єднання

Середній діаметр шліцевого з'єднання:

$$d_{cp} = 0,5(D+d) = 0,5 \cdot (65+56) = 60,5 \text{ мм.}$$

Висота шліца:

$$h = r/0,1 = 0,5/0,1 = 5 \text{ мм.}$$

де r – радіус фаски зубців, не більше 0,5мм,

Робоча висота шліців:

$$h(p) = 0,5(D-d) - f_b - f_c = 0,5 \cdot (65-56) - 0,5 - 0,5 = 3,5 \text{ мм.}$$

де f_b, f_c – катети фаски зубців $f=0,5^{+0,3}$ мм.

Питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь з'єднання відносно вала:

$$S_F = 0,5 d_{cp} h \cdot z = 0,5 \cdot 60,5 \cdot 3,5 \cdot 16 = 1694 \text{ мм}^2.$$

Середні напруження зминання:

$$\sigma_{зм.ср} = \frac{M_{j \max} 10^3}{S_F l} = \frac{450 \cdot 10^3}{1694 \cdot 190} = 14 \text{ МПа}$$

Максимальні напруження зминання:

$$\sigma_{зм.маx} = \sigma_{зм.ср} K_z K_{пр} K_{п} = 14 \cdot 1 \cdot 3,374 \cdot 1,15 = 54 \text{ МПа}$$

де $K_{пр} = 1 + 2 \cdot (0,004 l + 0,05 l^2/D^2) = 1 + 2 \cdot (0,004 \cdot 190 + 0,05 \cdot 190^2/65^2) = 3,374$

$l = l_{тр} = 190$ мм - робоча довжина з'єднання.

Коефіцієнт запасу міцності:

$$n = \frac{\sigma_m}{\sigma_{см. max}} = \frac{670}{54} = 12.4.$$

де $\sigma_T=670$ МПа межа текучості для загартованої сталі 35.

2.3. Розрахунок гальма

2.3.1. Сили, що діють на дискові гальма

На рис. 2.16 показані сили, що діють на елементи дискового гальма:

P – сила, необхідна для включення гальма (умовно повернута на 90°);

Q_1 і Q_2 – реакції з боку корпусу гальма на диски;

fQ_1 і fQ_2 – сили тертя на гальмівних дисках (f – коефіцієнт тертя дисків);

H – реакція з боку виступу корпусу на натискний диск (умовно повернута на 90°);

f_1H – сила тертя між натискним диском і виступом корпусу (f_1 – коефіцієнт тертя);

N – нормальна реакція кульок натискного пристрою на стінки канавок (умовно повернута на 90°) [1].

Через виступ на корпус передається половина сумарного моменту тертя гальма, тому

$$H = M_T / 2r, \quad (2.11)$$

де r – відстань від осі гальма до виступу корпусу.

З умови рівноваги сил правого натискного диска:

$$\begin{aligned} Q_1 - N \cos \alpha &= 0 \\ P - N \sin \alpha + fQ_1 &= 0 \end{aligned} \quad (2.12)$$

звідки сила, необхідна для провертання дисків

$$P = Q_1(\operatorname{tg} \alpha - f). \quad (2.13)$$

З умови рівноваги лівого натискного диска маємо

$$\begin{aligned} Q_2 - N \cos \alpha + f_1 M_T / 2r &= 0; \\ P - N \sin \alpha + M_T / 2r - f Q_2 &= 0. \end{aligned} \quad (2.14)$$

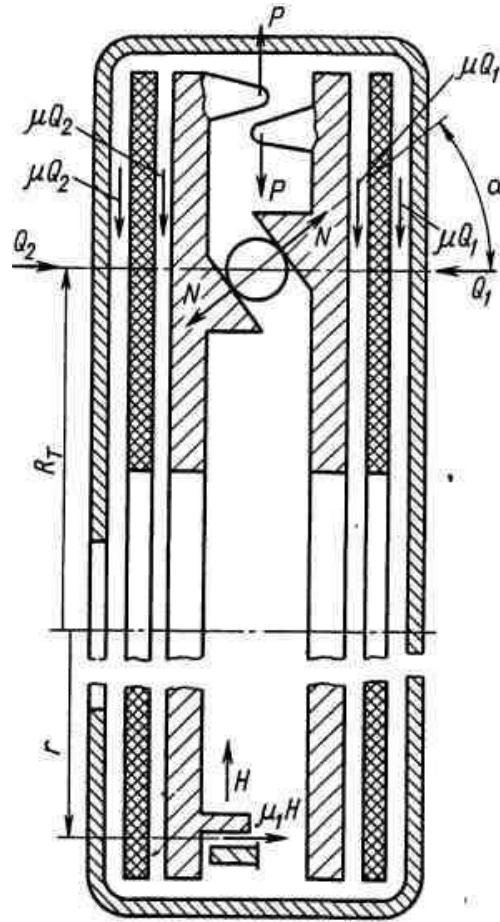


Рис. 2.15. Сили, що діють на дискове гальмо

У даного гальма чотири пари поверхонь тертя, тому сумарний момент

$$M_T = 2fQ_1R_T + 2fQ_2R_T, \quad (2.15)$$

де R_T – радіус тертя гальмівних дисків.

Підставляючи з рівняння (2.12) замість $N \cos \alpha$ його значення в рівняння (2.14), отримуємо

$$Q_1 - Q_2 = f_1 M_T / 2r, \quad (2.16)$$

Розв'язуючи спільно рівняння (2.15) і (2.16), знаходимо

$$Q_2 = \frac{M_T}{4fR_T} \left(1 + ff_1 \frac{R_T}{r} \right);$$

$$Q_1 = \frac{M_T}{4fR_T} \left(1 - ff_1 \frac{R_T}{r} \right).$$

Підставляючи значення сили Q у рівняння (63), визначаємо силу, необхідну для замикання гальма:

$$P = \frac{M_T}{4f \cdot R_T} \left(1 + ff_1 \frac{R_T}{r} \right) (\operatorname{tg} \alpha - f).$$

Внаслідок нерівності Q_1 і Q_2 тиск на поверхнях тертя також буде різним. Виникнення навіть невеликої осьової сили, рівній різниці $Q_1 - Q_2$, є недоліком такого гальма, оскільки при цьому необхідно застосовувати додаткові упори.

Гальмівний ефект дискового гальма не залежить від напрямку обертання, вал розвантажений від радіальних навантажень і зношування фрикційних накладок рівномірне по ширині.

2.3.2. Визначення розрахункових моментів тертя гальма

Момент тертя гальма залежить від його призначення і умови роботи.

Розрахунковий момент стоянкового гальма. Ефективність стоянкового гальма характеризується граничним кутом подовжньої стійкості (якщо немає вимог в технічному завданні, то приймають $\alpha_{\max} = 35^\circ$). Для утримання машини на схилах необхідно на колесах трактора створювати гальмівний момент

$$M_{T\Sigma} = G_M r_K (\sin \alpha_{\max} - \varphi \cos \alpha_{\max}), \quad (2.17)$$

де G_M – вага машини, $G_M = m \cdot g = 13200 \cdot 9,81 = 130 \text{ кН}$;

φ - коефіцієнт зчеплення коліс з ґрунтом, $\varphi = 0,6$;

r_k - радіус кочення колеса, м:

$$r_k = 0.5b + 0.8d, \quad (2.18)$$

де b і d – ширина та діаметр шини колеса.

На колесах ведучого моста комбайна КБМ-6 встановлено колеса 16.0-20 (цифри позначення означають ширину та радіус шини в дюймах):

$$r_k = 0.5 \cdot 25.4 \cdot 16 + 0.8 \cdot 25.4 \cdot 40 = 0.856 \text{ м.}$$
$$M_{T\Sigma} = 130 \cdot 0.856 (\sin 35 - 0.6 \cos 35) \approx 9 \text{ кНм.}$$

В залежності від числа і місця встановлення гальм, кожне з них повинно розвивати гальмівний момент

$$M_{T\Sigma} = M_{T\Sigma} / n \cdot u_T, \quad (2.19)$$

де n - число одночасно працюючих гальм, $n = 2$;

u_T - передавальне число передач, розташованих між колесом і гальмом, $u_T = 8$.

$$M_{T\Sigma} = 9000 / 2 \cdot 8 \approx 570 \text{ Нм.}$$

Розрахунковий момент зупинкового гальма визначається з умови зчеплення коліс трактора з опорною поверхнею при гальмуванні на горизонтальній ділянці шляху.

Момент тертя для кожного з одночасно працюючих гальм передньої осі

$$M_T^I = \frac{\varphi \cdot r_{k1} \cdot G_T}{2 \cdot u_T^I \cdot L} (a_c + \varphi \cdot h_c), \quad (2.20)$$

где r_{k1} - радіус кочення передніх коліс, м;

a_c и h_c - горизонтальна (щодо задньої осі) і вертикальна координати центру мас машини, м. Для КБМ-6 $a_c = 2000 \text{ мм}$; $h_c = 2000 \text{ мм}$.

L - подовжня база колісного комбайна, $L = 3950 \text{ мм}$.

$$M_T^I = \frac{0.6 \cdot 0.856 \cdot 130}{2 \cdot 8 \cdot 3.95} (2 + 0.6 \cdot 2) = 3.4 \text{ кНм.}$$

Аналогічно момент тертя для кожного з гальм осі керованих коліс

$$M_T^{II} = \frac{\varphi \cdot r_{k2} \cdot G_M}{2 \cdot u_T^{II} \cdot L} (L - a_c - \varphi \cdot h_c),$$

где u_T'' - передавальне число передач, розташованих між задніми колесами і гальмами $u_T''=4$;

r_{k2} - радіус кочення задніх коліс, м. Для коліс 10.00-16 $r_{k2} = 0,657$ м.

$$M_T'' = \frac{0.6 \cdot 0.657 \cdot 130}{2 \cdot 4 \cdot 3.95} (3.95 - 2 - 0.6 \cdot 2) = 1.2 \text{ кНм.}$$

Ефективність робочого гальма характеризується гальмівним шляхом, який проходить машина за час зниження швидкості від початкової до повної зупинки. Необхідний гальмівний момент визначається по зчепленню коліс з сухою бетонованою дорогою ($\varphi = 0,9$).

Повний шлях гальмування

$$S_{T\Sigma} = v^2 / (2j_T) + vt_T, \quad (2.21)$$

де t_T - час спрацювання гальм (при механічному приводі - 0,1с, гідравлічному - 0,3 с, пневматичному - 0,6 с);

j_T - сповільнення руху при гальмуванні, м/с²;

v - швидкість на початку гальмування, $v=30$ км/год ≈ 8 м/с.

Сповільнення трактора при гальмуванні

$$j_T = (M_T' + M_T'') / \delta \cdot m \cdot r_k, \quad (2.22)$$

де δ - коефіцієнт, що враховує вплив обертових мас ($\delta = 0,9-0,95$);

m - маса машини, $m = 13200$ кг.

$$j_T = (3.4 + 1.2) / 0.9 \cdot 13200 \cdot 0.856 = 0.45 \text{ м/с}^2.$$

$$S_{T\Sigma} = 8^2 / (2 \cdot 0.45) + 8 \cdot 0.1 = 78 \text{ м.}$$

2.3.3. Розрахунок зусилля спрацювання гальма

Сила, необхідна для замикання дисків гальма при вмиканні (рис. 1.10):

$$P = \frac{M_T}{4f \cdot R_p} \left(1 + ff_1 \frac{R_c}{r} \right) (tg \alpha - f), \quad (2.23)$$

де f - коефіцієнт тертя між дисками гальма, $f \approx 0,3$;

f_1 - коефіцієнт тертя між пазом (виступом) диска і упором (для сталі по чавуну $f_1 = 0,10 \dots 0,12$);

R_p - радіус прикладання сили P , м, $R_p = 160 \text{ мм}$;

R_c - середній радіус тертя, м, $R_c = 80 \text{ мм}$;

r - радіус розташування виступів (пазів), м, $r = 120 \text{ мм}$;

α - кут нахилу поверхні лунки, по якій переміщуються кульки. Щоб уникнути самозатягування гальма кут α вибирають з умови $\text{tg} \alpha > f$. В існуючих конструкціях гальм $\alpha = 30 \dots 40^\circ$.

$$P = \frac{3.4}{4 \cdot 0.3 \cdot 0.160} \left(1 + 0.3 \cdot 0.12 \frac{80}{120} \right) (\text{tg} 35 - 0.3) \approx 7 \text{ кН}.$$

Сила на гальмівній тязі

$$F = 2P \frac{\cos \beta}{\cos \gamma}, \quad (2.24)$$

де γ - кут між напрямом сили P (дотичної до радіусу R_p) і віссю серги 9 (див. рис. 1.10). На схемі показано випадок, коли напрям сили P співпадає з віссю серги $\gamma = 0$.

$$F = 2 \cdot 7 \frac{\cos 60}{\cos 0} = 7 \text{ кН}.$$

Нормальна сила на поверхні тертя відповідно натискного і упорного дисків:

$$F'_n = \frac{M_T}{4f \cdot R_c} \left(1 + ff_1 \frac{R_c}{r} \right); \quad F''_n = \frac{M_T}{4f \cdot R_c} \left(1 - ff_1 \frac{R_c}{r} \right). \quad (2.25)$$

$$F'_n = \frac{3.4}{4 \cdot 0.3 \cdot 0.80} \left(1 + 0.3 \cdot 0.12 \frac{80}{120} \right) \approx 36 \text{ кН};$$

$$F''_n = \frac{3.4}{4 \cdot 0.3 \cdot 0.80} \left(1 - 0.3 \cdot 0.12 \frac{80}{120} \right) \approx 34 \text{ кН}.$$

Внаслідок нерівності F'_n и F''_n тиск на поверхнях тертя також буде різним:

$$p' = \frac{F'_n}{2\pi \cdot R_c b} \quad p'' = \frac{F''_n}{2\pi \cdot R_c b}, \quad (2.26)$$

де b - ширина гальмівного диска, мм, $b = 25$ мм.

$$p' = \frac{36}{2\pi \cdot 80 \cdot 25} = 2.86 \text{ МПа},$$

$$p'' = \frac{34}{2\pi \cdot 80 \cdot 25} = 2.73 \text{ МПа}.$$

Ефективність гальма не залежить від напрямку обертання гальмівних дисків.

2.4. Вибір шин для коліс машини КБМ-6

Для забезпечення нормальних умов роботи зупинкового гальма ведучого моста комбайна КБМ-6 (покращення теплообміну між гальмом і навколишнім середовищем) необхідно збільшити об'єм потоку охолоджуючого повітря по корпусу гальма. Цього можна досягнути, збільшивши діаметр колеса.

Крім згаданого ефекту забезпечуватиметься зниження питомого тиску на ґрунт, оскільки колесо більшого діаметру має, як правило, і більшу ширину.

Цей фактор також дуже важливий, оскільки під час підготовки ґрунту, сівби, догляду за рослинами, збирання врожаю та післяжнивних решток машини проходять по полю від 5 до 15 разів залежно від вирощуваної культури та рівня агротехніки. Сумарна площа слідів їх у два рази перевищує площу ділянки. У результаті дії машин глибина ущільнення ґрунту досягає 0,3–0,6 м. При цьому найсильніше ущільнюється родючий верхній шар.

Тому при виборі коліс для сільськогосподарських машин не можна не враховувати наведені факти.

У зв'язку з великою масою сучасних бурякозбиральних комбайнів постійно вдосконалюються шасі і шини з метою зменшення тиску коліс на ґрунт (агрофільні технології). Для цього застосовують конструктивні заходи, направлені на розосередження навантаження на якнайбільшу площу: широкопрофільні шини (застосовують на всіх моделях, представлених на рис. 1.1); триосьові колісні шасі (ROPA Euro-Tiger); гумово-гусеничні рушії (CRIMME Maxtron-620); одноразовий прохід шин однією і тією ж площею збирання (двоосні і триосні колісні шасі з рульовим керуванням за допомогою поворотного шворня чи шарнірної рами); телескопічні осі 9-рядкових і 12-рядкових машин, що дозволяють змінювати ширину колії відповідно до умов експлуатації (VERVAET Best Eater).

Такі конструктивно-технологічні рішення виключають негативний вплив проходів передніх коліс на якість збирання, вивільняють простір для розташування бункера, двигуна та потужних очисників із збільшеною довжиною зони очищення, що забезпечує зменшення забрудненості коренеплодів при їх мінімальному пошкодженні. Передня начіпка викопуючих органів дає можливість застосувати широкі агрофільні передні шини для сприйняття великої маси робочих модулів і завантажених у бункер коренеплодів.

На сільськогосподарських машинах колеса використовують, виходячи з їх функціонального призначення. Вони бувають чисто опорними або опорними напрямними, а також опорно-приводними чи ведучими. Основні критерії вибору шин для цих коліс такі:

- здатність шин сприймати відповідне навантаження;
- допустимий тиск на ґрунт;
- ув'язка шин з компоновкою машини і тип рисунка протектора;
- передача необхідного крутного моменту;
- ув'язка з міжряддям.

Шини для нової техніки треба вибирати, виходячи з максимальної швидкості руху машини і відповідного допустимого навантаження на шину. Допустимі норми навантаження на шину наведено в державних стандартах і

технічних умовах (наприклад, ГОСТ 7463–80 «Шины пневматические для тракторов и сельскохозяйственных машин. Технические условия»).

Агротехнічним критерієм дії шин на родючість ґрунтів є допустимий тиск у контакті з опорною поверхнею, який регламентується ГОСТ 26955–86 «Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия движителей на почву».

Тиск колеса на ґрунт (кПа) від радіального навантаження визначають із співвідношення:

$$P = 10^{-4} G / S, \quad (2.27)$$

де G – радіальне навантаження на колесо, кН, $G = R_A / 2 \approx 8.5$ кН;

S – проекція площі контакту шини з ґрунтом, см².

$$S = 2b\sqrt{h \cdot D - h^2}, \quad (2.28)$$

де b – ширина шини (для машин, що працюють у міжряддях, ширина шини повинна бути меншою за ширину міжряддя), см;

D – зовнішній діаметр шини, см;

h – величина деформації шини від радіального навантаження, см.

$$h = \frac{G}{\pi} p_{ш} \sqrt{b \cdot D}, \quad (2.29)$$

де $p_{ш}$ – тиск повітря в шині, МПа.

Вибираємо для ведучого моста комбайна КБМ-6 колесо камерне підвищеної прохідності 16.9R30 з внутрішнім тиском $p_{ш} = 160$ кПа.

$$h = \frac{8.5}{\pi} 0.16 \sqrt{16.9 \cdot 2 \cdot 30 \cdot 25.4} = 28 \text{ мм.}$$

$$S = 2 \cdot 16.9 \sqrt{28 \cdot 60 \cdot 25.4 - 28^2} = 945.65 \text{ см}^2.$$

$$P = 10^{-4} \cdot \frac{8.5}{945.65} \approx 90 \text{ кПа.}$$

При вибраній кількості коліс та типу шин для розроблюваної машини орієнтовно визначають допустиме навантаження на колесо (кН), виходячи з допустимого тиску на ґрунт:

$$G_d = 4K\pi p_{ш} P^2 b^2 D^2 / (\pi^2 p_{ш}^2 \sqrt{b \cdot D^3} + 4P^2 \sqrt{D \cdot b^3}), \quad (2.30)$$

де K – коефіцієнт пропорційності ($K= 0,03-0,05$).

$$G_d = \frac{4 \cdot 0.03\pi \cdot 0.16 \cdot 90^2 (16.9 \cdot 2.54)^2 (60 \cdot 2.54)^2}{\pi^2 0.16^2 \sqrt{16.9 \cdot 2.54 \cdot (60 \cdot 2.54)^3} + 4 \cdot 90^2 \sqrt{60 \cdot 2.54 \cdot (16.9 \cdot 2.54)^3}} = 25.5 \text{ кН.}$$

Отже, колесо з шиною запропонованого типорозміру може витримати навантаження 25.5 кН.

Після розрахунку проводять відповідний аналіз умов роботи машини і остаточно вибирають тип шин.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

3.1. Методи та системи комп'ютерного моделювання

Комп'ютерне моделювання є основним етапом системного аналізу. Традиційно під моделюванням на ЕОМ розумілося лише імітаційне моделювання. Але в останні роки завдяки розвитку графічного інтерфейсу і графічних пакетів широкий розвиток отримало комп'ютерне, структурно-функціональне моделювання та було покладено початок використанню комп'ютера при концептуальному моделюванні, де він використовується, наприклад, для побудови систем штучного інтелекту. Отже, поняття «комп'ютерне моделювання» значно ширше за традиційне поняття «моделювання на ЕОМ».

Під *комп'ютерною моделлю* найчастіше розуміють:

– умовний образ об'єкта чи деякої системи об'єктів (або процесів), описаних за допомогою взаємозалежних комп'ютерних таблиць, блок-схем, діаграм, графіків, малюнків, анімаційних фрагментів, гіпертекстів тощо, які відображують структуру та взаємозв'язки між елементами об'єкта чи системи. Комп'ютерні моделі такого типу називають структурно-функціональними;

– окрему програму, сукупність програм, програмний комплекс, що дає змогу через певну послідовність обчислень та графічне відображення їх результатів, відтворювати (імітувати) процеси функціонування об'єкта чи системи об'єктів за умови впливу на них різних, як правило випадкових, факторів. Такі моделі називають імітаційними моделями.

Комп'ютерне моделювання — це метод розв'язання завдання аналізу або синтезу складної системи на засадах використання його комп'ютерної моделі. Суть комп'ютерного моделювання полягає в знаходженні кількісних і якісних результатів за допомогою наявної моделі. Якісні висновки, які отримують за результатами аналізу, дають змогу знайти невідомі раніше характеристики складної системи: її структуру, динаміку розвитку, стійкість, цілісність тощо.

Предметом комп'ютерного моделювання можуть бути структура виробничого підприємства; інформаційно-обчислювальна мережа;

технологічний процес; будь-який інший реальний об'єкт чи процес, і, загалом, будь-яка складна система.

Цілі комп'ютерного моделювання можуть бути різними, однак найчастіше моделювання є головним етапом (процедурою) системного аналізу, тобто сукупності методологічних засобів, що використовуються для підготовки та прийняття рішень технічного характеру.

Комп'ютерна модель складної системи має за можливості відобразити всі головні фактори і взаємозв'язки, що характеризують реальні ситуації, критерії та обмеження. Модель має бути досить універсальною, щоб за можливості була спроможною описувати близькі за призначенням об'єкти, і водночас досить простою, щоб уможливити виконання необхідних досліджень з мінімальними витратами.

Усе це підтверджує той факт, що моделювання систем є скоріш мистецтвом, ніж наукою, із самостійним набором засобів відображення явищ і процесів реального світу. Тому досить складно навести єдину, узагальнену класифікацію завдань комп'ютерного моделювання та створити достатньо універсальні його інструментальні засоби для об'єктів довільної природи. Однак, якщо звужити коло розглянутих об'єктів, обмеживши його, наприклад, завданнями комп'ютерного моделювання за системного аналізу об'єктів, то можна підібрати ряд досить універсальних підходів і програмних засобів.

3.2. Розробка моделі об'єкту проектування

Проведемо аналіз напружено – деформованого стану елементів удосконаленого приводу коліс ведучого моста шляхом комп'ютерного моделювання.

Елементи приводу ведучого моста коліс виготовлені з сталі 40Х, яка призначена для виготовлення деталей підвищеної міцності. Характеристики матеріалу деталі подано в табл. 3.1.

Механічні характеристики сталі 40Х

Межа міцності σ_B , МПа	Межа текучості σ_T , МПа	Відносне звуження χ , %	Відносне видовження δ , %	Твердість, НВ
830	620	40	12	288

Для аналізу напружено-деформованого стану конструкцій машин на даний час широко використовуються сучасні інженерні програми моделювання геометрії та навантаженості вузлів, основані на методі скінченних елементів.

Найбільш доступною та достатньо ефективною програмою для інженерного аналізу є система тривимірного моделювання SolidWorks.

Розрахунок проводимо у програмі SolidWorks в такій послідовності.

Створюємо CAD – моделі таких елементів удосконаленого приводу як вал-шестерня (рис. 3.1, а), шліцева втулка (рис. 3.1, б) та вал (рис. 3.1, в).

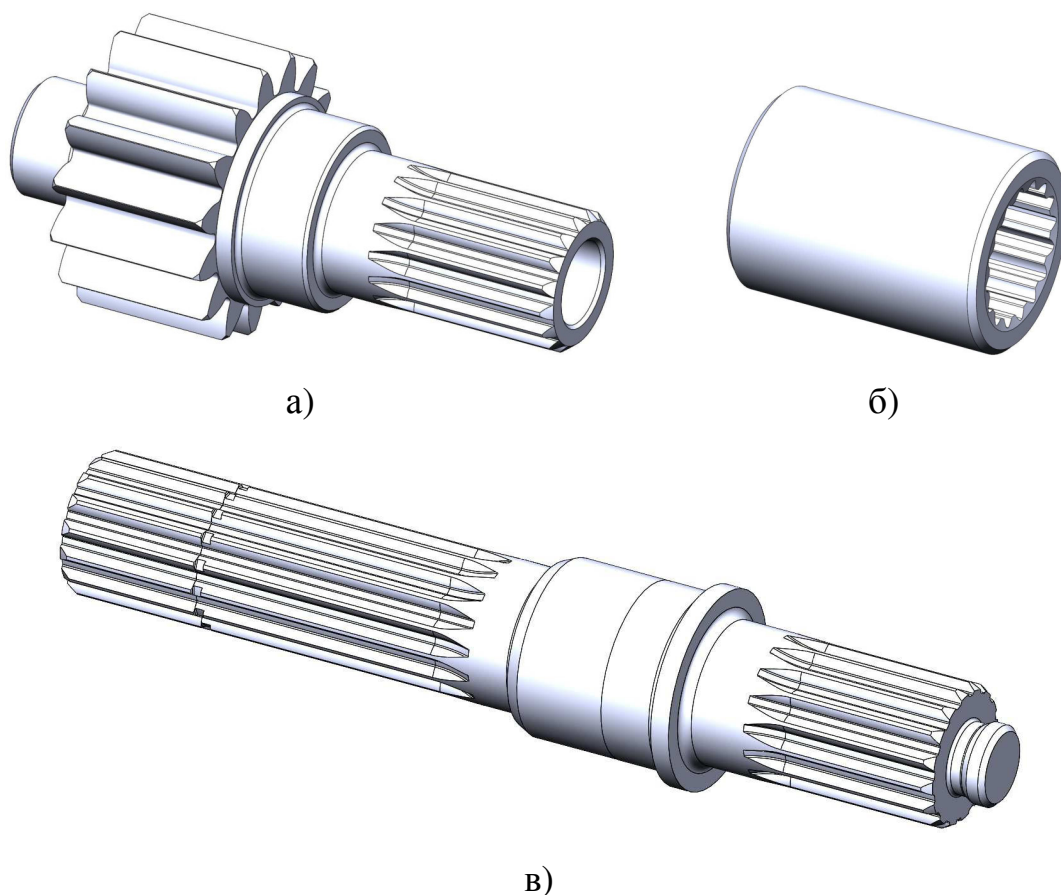
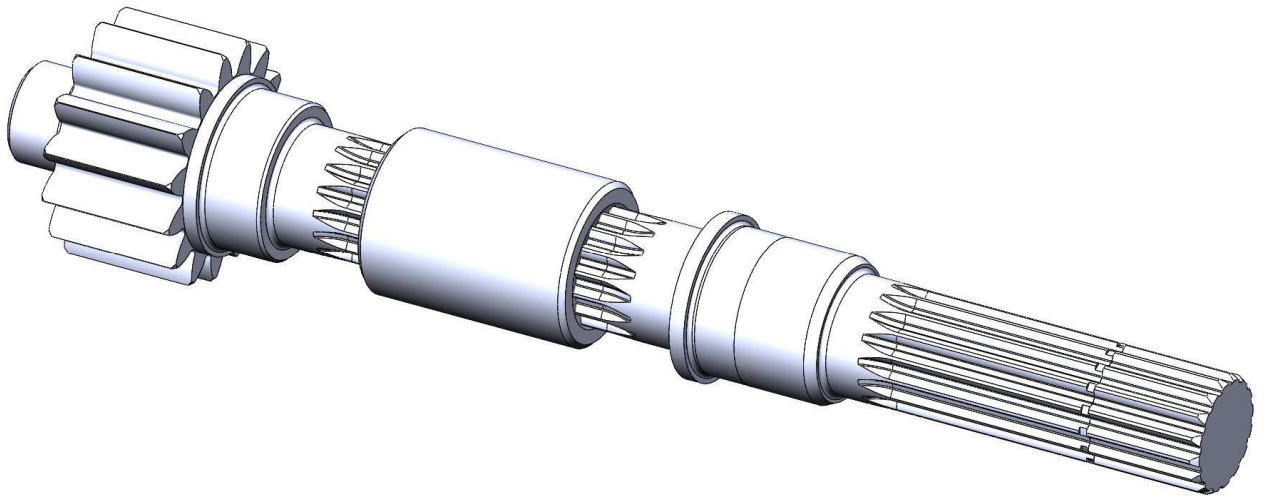
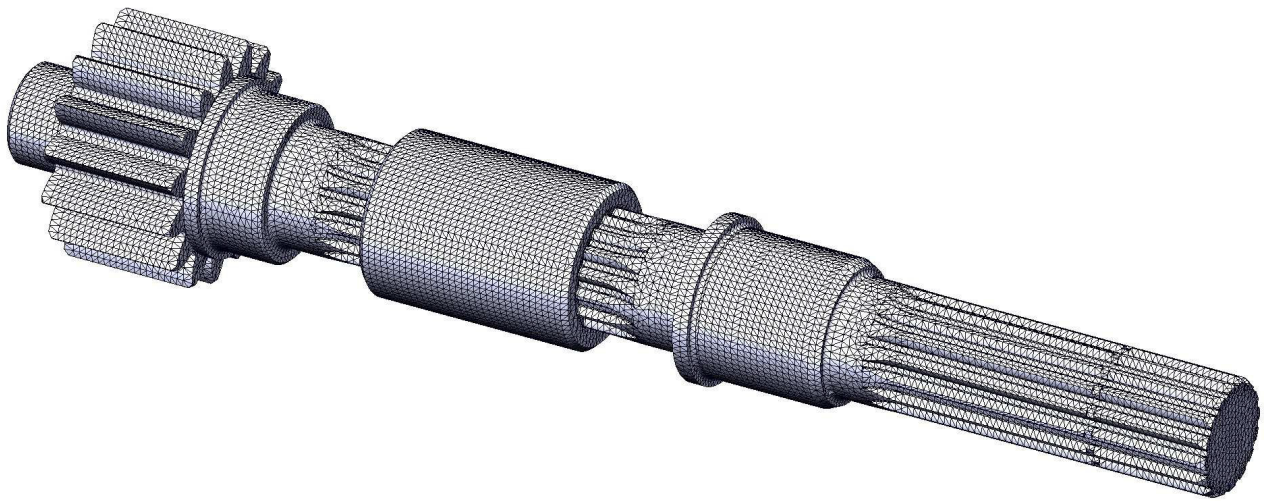


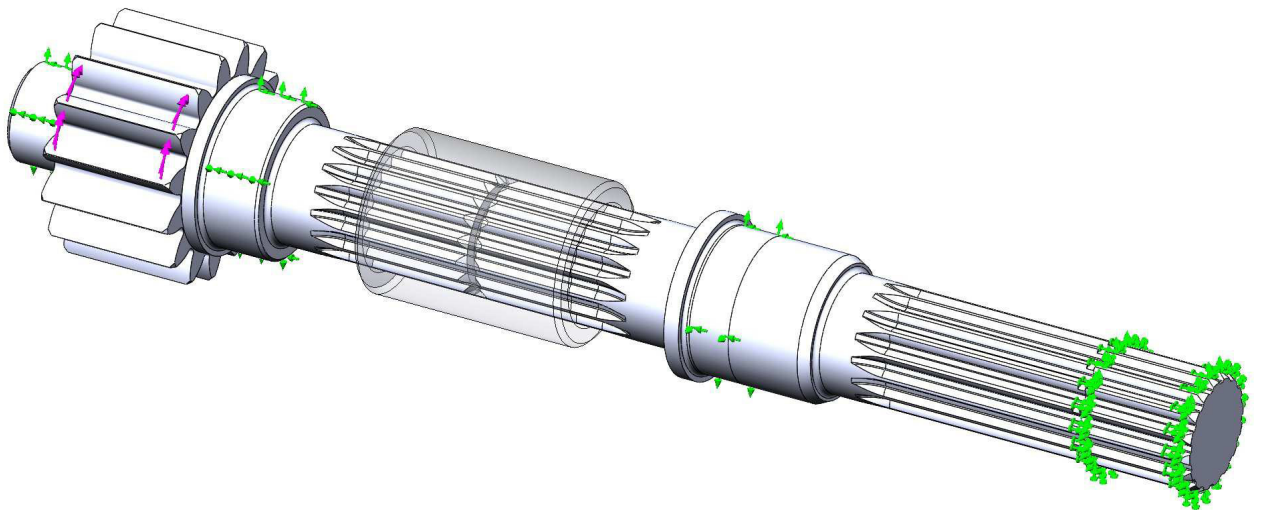
Рис. 3.1. CAD – моделі елементів удосконаленого приводу



a)



б)



в)

Рис. 3.2. Підготовка моделі елементів удосконаленого приводу до розрахунку напружено – деформованого стану

З CAD – моделей елементів приводу складаємо CAD – модель подовжувача з врахуванням спряжень поверхонь та завантажуюмо її у розрахунковий модуль Solution (рис. 3.2, а).

Формуємо сітку скінченних елементів (рис. 3.2, б) з глобальним розміром 2,5 мм та допуском 0,125. Задаємо умови закріплення «фіксований шарнір» у місцях розташування підшипників та «защемлення» на шліцевому кінцевика вала (рис.3.2, в). Прикладаємо зовнішній крутний момент 1600 Н·м до двох активних зубів шестерні зубчатого зачеплення (рис. 3.2, в).

3.2. Обробка даних, побудова діаграм за результатами моделювання

Проводимо розрахунок напружено-деформованого стану елементів удосконаленого приводу ведучого моста комбайна КБМ-6.

На рис. 3.3 показано ізограму розподілу напружень за теорією Мізеса.

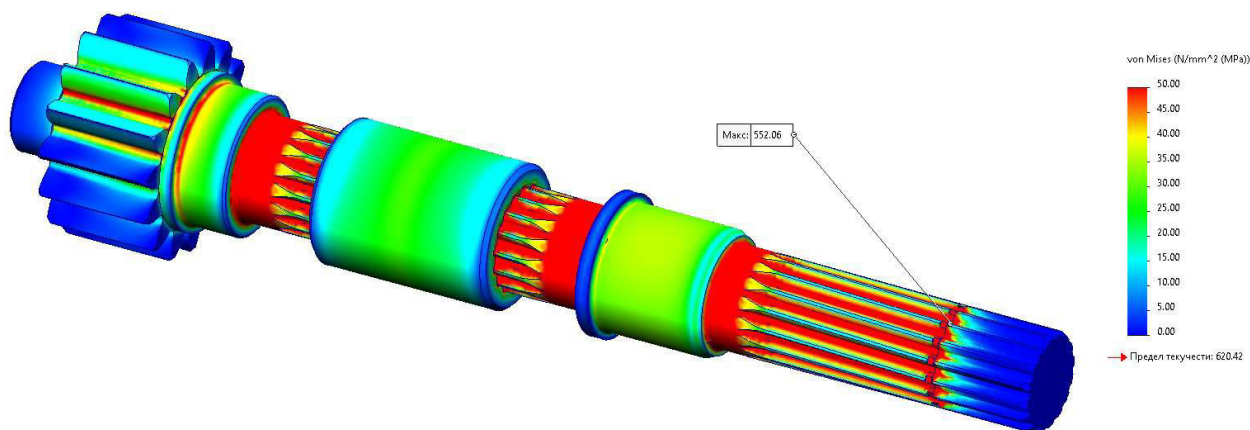


Рис. 3.3. Максимальні напруження за теорією Мізеса

Максимальні напруження $\sigma = 552$ МПа спостерігаються на шліцевих зубах кінцевика вала – подовжувача.

Ізограма максимальних переміщень показана на рис. 3.4. Максимальні переміщення спостерігаються на зубах шестерні і не перевищують 0,3 мм.

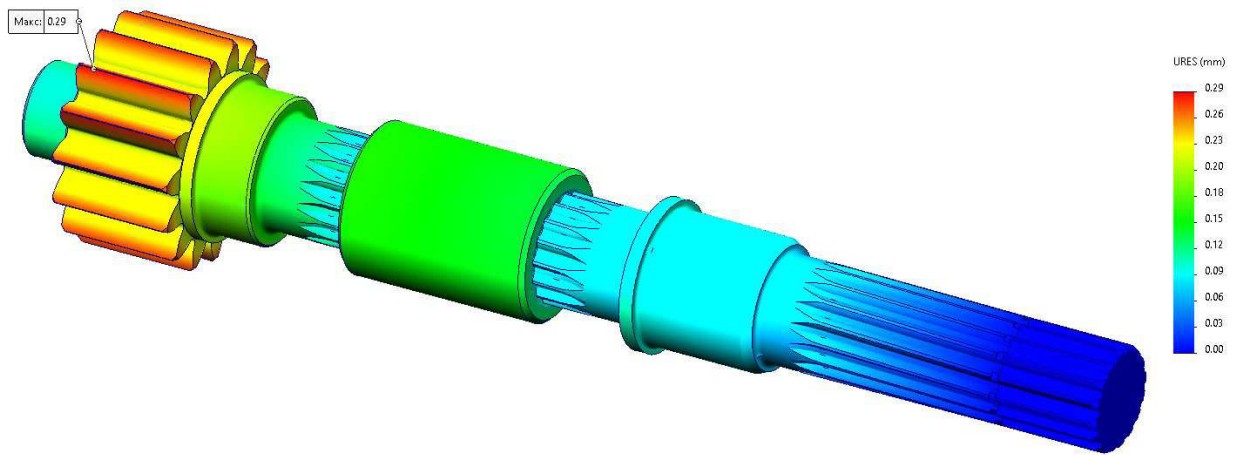


Рис. 3.4. Ізограма максимальних переміщень

Ізограма коефіцієнту запасу міцності показана на рис. 3.5.

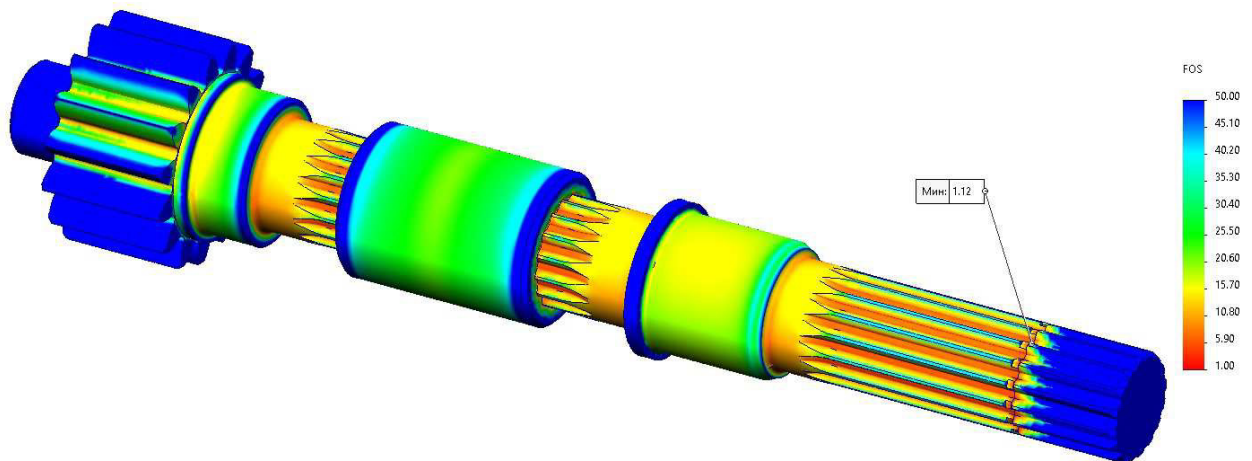


Рис. 3.5. Ізограма коефіцієнту запасу міцності

Мінімальне значення коефіцієнту запасу міцності складає 1,12. Отже, цей елемент удосконаленого приводу практично повністю вичерпує свою несучу здатність при максимально допустимих експлуатаційних навантаженнях.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Вимоги техніки безпеки під час роботи на бурякозбиральних комбайнах

До роботи на бурякозбиральних комбайнах допускаються лише спеціально підготовлені особи не молодші 18 років, які пройшли інструктаж з вимог техніки безпеки, оволоділи безпечними прийомами роботи і мають посвідчення тракториста-машиніста категорії Е (самохідні машини для збирання картоплі, буряків).

Комбайнер, помічник комбайнера повинні бути забезпечені спецодягом: костюмом з пілонепроникної тканини або комбінезоном, комбінованими рукавицями, захисними окулярами.

Не дозволяється передавати управління комбайном стороннім особам, встановлювати на комбайн додаткові сидіння.

Не допускається пускати в хід несправний комбайн. До початку роботи всі комбайни перевірити на відповідність вимогам безпеки, їх технічний стан повинен відповідати технічним вимогам.

Комбайнер повинен бути забезпеченим повним комплектом справного інструменту, який повинен зберігатися в спеціальному ящику. Запасні сегменти ножів повинні бути зв'язані і зберігатися окремо.

Для відпочинку необхідно відвести місця за межами поля. Не дозволяється відпочивати на ділянках, де працюють комбайни, в копицях, на валках, під комбайнами.

Агрегат з причіпними машинами має бути обладнаний двосторонньою діючою сигналізацією.

Не можна дозволяти стороннім особам перебувати на машинах як під час роботи, так і при переїздах.

Не допускається керування комбайнами, тракторами після вживання алкогольних напоїв.

У випадках недомагання необхідно припинити роботу, попередити посадову особу, звернутися у лікарню.

На кожному комбайні має бути невеличка аптечка. Працівники повинні бути навчені прийомам надання долікарської допомоги.

Під час грози роботу комбайна зупиняють, після дощу переїжджають через канами, рухаються вздовж схилів, на поворотах тільки на першій передачі.

Заходи безпеки до початку робіт.

Одягти комбінезон, волосся прибрати під головний убір. Не дозволяється переодягатися біля обертаючих деталей механізмів.

Перевірити загальний стан комбайна, звернувши увагу на наявність огорожень, захисних кожухів, які передбачені заводом-виробником. При їх відсутності комбайн вважається несправним і працювати на ньому не дозволяється.

Перевірити технічний стан органів управління, сигналізації, освітлення, які забезпечують безпеку експлуатації комбайнів, систему автоматичного водіння при включеному двигуні. Решту перевірок проводити тільки при виключеному двигуні.

Підтягнути болтові кріплення вузлів і деталей, не застосовувати при цьому надставки до ключів. При відсутності навіть одного болта кріплення дисків чи ободів коліс забороняється експлуатувати комбайн.

Особливу увагу при роботі з причіпними комбайнами звернути на справність карданної передачі, на наявність захисного кожуха.

Всі механізми повинні рухатися плавно, без ривків. Ручки розподільвачів при їх відпущенні повинні автоматично повертатись з робочого положення в нейтральне. Повне повернення напрямних коліс з крайнього положення в інше має відбуватися за 4-5 його обертів.

Добре відрегульована система полегшує працю комбайнера і створює безпеку при його роботі.

При працюючому двигуні перевіряють системи сигналізації. При набірні двигуном нормальної частоти обертання (повні оберти) світлові і звукові сигнали повинні зникнути.

Отримати від керівника робіт завдання і маршрут руху комбайна, ознайомитися з рельєфом ділянки, з місцями поворотів.

Переконатися у відсутності людей на комбайні, подати сигнал, запустити двигун (комбайнер), перевірити роботу механізмів на всіх режимах. Не дозволяється запуск двигуна буксируванням комбайна чи скочуванням його з гори.

Перед початком руху переконатися, що це нікому не загрожує, дати сигнал і почати рух

Вимоги безпеки під час роботи комбайнів

Забороняється передавати керування комбайном особам, не закріпленим за даною машиною. Під час руху комбайна забороняється сходити з-агрегату і сідати на ходу, ходити перед комбайном або трактором при роботі з причіпною машиною.

При зупинці потрібно переконатися, що важіль переключення передач і педалі керування швидкістю руху встановлено у нейтральне положення, виключити вал відбору потужності, включити стоянкове гальмо. Забороняється залишати працюючий комбайн з працюючим двигуном, якщо стоянкове гальмо не включене.

Очищення, мащення, надівання пасів, ланцюгів, регулювання вузлів агрегату, ремонт слід проводити при заглушеному двигуні.

При зупинці агрегату, при роботі з причіпним комбайном тракторист зобов'язаний приводити в рух агрегат по сигналу комбайнера.

Не слід роз'єднувати шланги, якщо вони знаходяться під тиском. Затягувати з'єднання маслопроводу і гідроагрегата після переконання, що гідросистема не знаходиться під тиском.

При виключенні від електромережі системи автоматичного ведення комбайна відразу ж повинно почати діяти рульове керування. Якщо воно не діє, негайно треба зупинити комбайн і виявити причину несправності.

При порушенні нормальної роботи системи автоматичного контролю робочих органів та сигналізації роботу треба негайно припинити.

Якщо температура масла у гідроприводі перевищує 80°C роботу необхідно припинити.

Забороняється залишати з працюючим двигуном комбайн, якщо стоянкове гальмо не включене.

На поворотах і розворотах швидкість комбайна – до 3-4 км/год.

Не дозволяється знаходитися позаду гичкозбиральної машини, коли вона працює.

Заходи безпеки при роботі в нічний час.

При підготовці комбайна до роботи в нічний час перевіряється справність освітлення, проводиться його регулювання, для забезпечення освітлення фронту роботи і робочих органів, перевіряється освітлення щитка вимірювальних приладів.

У разі вимушеної заправки в нічний час користуватися переносною електролампою або освітлення від іншого комбайна, автомобіля.

Заходи безпеки при транспортних переїздах

Перед переїздом на наступне поле визначається маршрут руху. При перегоні кількох комбайнів незалежно від відстані перегону, призначається старший по колоні.

Перед переїздом через дорогу слід зупинитись і впевнитись в тому, що шлях безпечний і немає поблизу транспорту. При русі по шляхах у денний час кінці гичкоріза позначають попереджувочими червоними прапорцями, а в нічний час — червоними сигнальними ліхтарями. Вивантажуючий транспортер повинен бути встановлений у транспортне положення.

Не можна проїжджати під лінією електропередач, якщо відстань від найвищої точки комбайна до електропровода менше 2 м.

При русі комбайнів у колоні інтервал між ними повинен бути не менше 30 м. На підйомах і спусках інтервал збільшують до 50 м, Триматися, правої сторони і стежити, щоб відстань між зустрічними машинами і крайніми виступами комбайна була не менше 2 м.

Обганяти транспорт, що рухається з швидкістю понад 10 км/год забороняється.

При зупинці комбайна ставити його на узбіччі дороги, залишаючи достатньо місця для проїзду. У нічний час габарити комбайна повинні бути позначені червоними ліхтарями.

На спусках і підйомах слід рухатися на першій передачі при мінімальних обертах двигуна. Максимально допустимий спуск не повинен перевищувати 15°. Підчас спуску з гори і при підйомі не можна виключати муфти зчеплення і переключати передачу. На випадок вимушеної зупинки включити гальма, зафіксувати їх, під колеса підкласти упори.

Рух заднім ходом, а також розвороти і повороти виконувати на малій швидкості, подавши сигнал і впевнившись у відсутності людей на шляху руху. При русі заднім ходом ногу тримати на педалі гальм.

При переїздах через мости керуватися установленими біля них знаками вантажопідйомності шириною проїжджої частини.

При русі на слизькій дорозі проявляти обережність, не можна різко гальмувати та міняти напрямок руху. Гальмувати слід плавно, без виключення муфти зчеплення.

У тумані, а також під час дощу при недостатній видимості (менше 20 м) включати освітлення і періодично подавати звуковий сигнал.

4.2. Заходи підвищення безпеки життєдіяльності

Захист обслуговуючого персоналу від ґрунтового (психогенного) пилу, що виникає внаслідок дії ходової частини тракторів і робочих машин, а також їх робочих органів, вітрової ерозії залежно від типу ґрунтів, їх складу і вологості є одною їх актуальних вимог при розробці нової модернізації сучасної сільськогосподарської техніки особливо це стосується для регіонів, земельні площі яких мають підвищений радіоактивний фон, накопичений

внаслідок аварії на Чорнобильській АЕС. Багаторічними дослідженнями встановлено, що ґрунтовий пил містить на декілька порядків більше радіонуклідів, ніж в поверхневому (орному) шарі ґрунту. Відомо, що робітники, які працюють в гірничий та вугільній промисловості, на виробництві будівельних матеріалів (цементу), борошна, комбікормів та інших, захворюваність органів дихання у робітників, безпосередньо зайнятих на обробці ґрунту, сівби, збиранню і первинній обробки сільськогосподарської продукції. Міністерство охорони здоров'я України відмітило дещо підвищення легеневих неспецифічних захворювань органів дихання у певній категорії робітників, що виконують роботи, зв'язані з обробіткою ґрунту, сівбою с-г культур, збиранням і переробкою кормових і зернових культур.

На сьогоднішній період (після 13 років Чорнобильської аварії) найбільшу небезпеку для працюючих в АПК складає ґрунтовий пил, при цьому щільність пилу в повітрі не повинна перевищувати допустимий рівень – $4\text{мг}/\text{м}^3$, а якщо пил ще має підвищену радіоактивність, то він стає край небезпечним для працюючих.

Для максимального зменшення значення пилу потрібно звести до мінімуму коефіцієнт затримки пилу в легенях за рахунок зниження концентрації пилу шляхом очистки повітря, що надходить в органи дихання, а також зробити комфортними умови роботи, зменшивши фізичні зусилля на органах керування і обслуговування агрегатів при виконанні технологічних операцій. Для особливо важких умов праці треба зменшити тривалість зміни.

Таким чином, з технічної точки зору можна впливати на покращення умов праці як організаційним шляхом, так і за рахунок удосконалення техніки, зниження концентрації пилу та коефіцієнта інтенсивності роботи.

Головним завданням при цьому є пошук технічних можливостей різкого зменшення рівня можливостей різкого зменшення рівня запиленості на робочих місцях робітників, особливо в зонах з підвищеною радіоактивною забрудненістю ґрунтів. Для вирішення цих питань є три основні напрямки: розробка більш досконалих засобів індивідуального захисту робітників, розробка ізольованих від попадання пилу робочих місць (герметизовані

кабіни) з подачею в них чистого повітря та розробка робочих органів машини з забезпеченням мінімального пилоутворення при виконанні технологічних процесів або з відведенням техногенного пилу з робочих місць.

Відомо, що під час збирання коренеплодів найбільше пилоутворення має місце в зоні дії викопуючих робочих органів машин (дисків, лемешів, вилок), позаду ведучих задніх і передніх напрямних коліс, очисних лопатевих валів тощо. Причому, вихрові потоки повітря, що виникають позаду корене-збиральної машини підіймають дрібнодисперсний (найбільш небезпечний) пил до зони дихання працівників. В кабінку пил попадає через нещільності вікон, дверей, технологічні отвори, щілини на панелі приладів і підлоги.

Для покращення умов роботи нами розроблено пристрої для очищення повітря від пилу з подальшою подачею його в кабінку з одночасним створенням надлишкового тиску в кабінці, а також пристосування для осаджування пилу, що виникає внаслідок дії робочих органів коренезбиральної машини. Зовнішнє повітря засмоктується вентилятором, що приводиться в рух від електродвигуна чи подається в рідинний повітроочисник барботашного типу. Частина пилу відокремлюється від повітря, а очищене повітря подається по трубопроводу в кабінку, створюючи в ній надлишковий тиск і цим самим перешкоджаючи попаданню зовнішнього пилу в кабінку. Конструкція повітроочисника дозволяла змінювати якість очищення повітря в залежності від створення надлишкового тиску в кабінці.

ВИСНОВКИ

Коренезбиральний комбайн КБМ-6 створено на базі самохідної машини КБ-6 і він успадкував її ходову систему. Збільшений об'єм бункера та вага нових функціональних вузлів (гичкоріз) комбайна спричиняють додаткове навантаження на ходову систему машини, що приводить до швидкого зношування дискових гальм, оскільки в результаті малого об'єму повітря в просторі диску колеса та швидкого протікання процесу гальмування, розсіювання тепла в навколишнє середовище практично відсутнє. Вся кінетична енергія гальмування витрачається на нагрівання маси гальма.

Для забезпечення нормальних умов роботи зупинкового гальма ведучого моста комбайна КБМ-6 (покращення теплообміну між гальмом і навколишнім середовищем) запропоновано збільшити діаметр колеса комбайна, що дозволить збільшити об'єм потоку охолоджуючого повітря навколо корпусу гальма. При цьому забезпечуватиметься також зниження питомого тиску на ґрунт, оскільки колесо більшого діаметру має, як правило, і більшу ширину.

Крім того, для покращення охолодження дискових гальм набігаючим потоком повітря дискове гальмо дещо винесено за межі диска колеса. Для цього між гальмом і вхідним валом бортового редуктора встановлено вал-подовжувач.

Такі конструктивні заходи дозволять підвищити надійність кінцевої передачі ведучого моста комбайна КБМ-6, зменшити експлуатаційні затрати на його технічне обслуговування та ремонт та покращити екологічні показники (зменшити рівень ущільнення ґрунту ходовою частиною комбайна).

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 1980. – 335 с.
2. Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г.Р. Сільськогосподарські машини. – К.: Урожай, 1994. – 446 с.
3. Гайченко В.А. Основи безпеки життєдіяльності людини. – К.: МАУП, 2002. – 232с.
4. Грубер В. Тенденции на рынке свеклоуборочной техники // Новое сельское хозяйство, 2006.–№3.–С. 98-100.
5. Дементьев Ю.В., Щетинин Ю.С. САПР в автомобиле- и тракторостроении. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 220 с.
6. Довідник з механізації виробництва цукрових буряків / За ред. О.О. Проценка. – К.: Урожай, 1987. – 250 с.
7. Довідник з охорони праці в сільському господарстві / За ред. С.Д. Лахмана. – Київ: Урожай, 1990. – 396 с.
8. Дослідження динаміки навантаженості елементів тримких конструкцій коренезбиральної машини КС-6Б / М.Я. Сташків, М.І. Підгурський, М.І. Барановський, Я.І. Ковальчук // Підвищення надійності відновлюємих деталей машин. – ХДТУСГ – 2003. – Вип.17. – С. 40 – 43.
9. Ільченко А. Є. Огляд зарубіжної бурякозбиральної техніки // Збірн. наук. праць: “Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України”: – Дослідницьке, 2003 – Вип. 6 (20). – С. 408-411.
10. Машиностроение. Энциклопедия. Колесные и гусеничные машины. Т.IV-15.- М: Машиностроение, 1997 . – 688 с.
11. Погорельый Л. В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 232с.
12. Попович П.В. Моделювання експлуатаційної навантаженості несучих систем розкидачів добрив типу ПРТ–10 / П.В. Попович, М.Я. Сташків, Т.А. Довбуш // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва» – Харків: ХНТУСГ, 2014. - Вип. 151 - С. 367-372.
13. Попович П. Уніфікація дослідження напружено-деформованого стану несучих конструктивних систем / П. Попович, М. Сташків, Т. Довбуш // Вісник ТНТУ — Тернопіль : ТНТУ, 2015. – Том 78. – № 2. – С. 153-163.

14. Прогноз розвитку бурякозбиральних машин та обґрунтування альтернативної валкової технології // Л. Погорілий, М. Татянюк, М. Погорілий та ін. // Техніка АПК, 2002.–№7–9.
15. Рибак Т.І., Попович П.В., Сташків М.Я. Концепція пошукового конструювання мобільної техніки в АПК // Загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн. зб. «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». – Вип. 39. – Кіровоград: КНТУ, 2009. – С. 40-47.
16. Сало Я., Думич В. Нові вітчизняні машини для збирання цукрових буряків // Зб. наук. пр. «Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України». – Дослідницьке, 2005. – С. 296 – 302.
17. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. / Под ред. Анурьева В.И. – М.: Машиностроение, 1979.
18. Теория, конструкция и расчет сельскохозйственных машин / Под ред. Е.С. Босого. – М.: Машиностроение, 1978. – 568 с.
19. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет. Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / Под ред. И.П. Ксеновича. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.
20. Фасхиев Х.А., Шамсутдинов Ф.А. Нормы прочности для деталей передних ведущих мостов // Автомобильная промышленность, 1996. - №2.-С. 19-22.
21. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання дипломної роботи для здобуття освітнього ступеня «магістр» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 Галузеве машинобудування з орієнтацією на спеціалізацію «Машини сільськогосподарського виробництва» / Н.І. Хомик, М.Я. Сташків, В.П. Олексюк. – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. – 164 с.
22. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.
23. Ястюнічев Ю.Ю. Підвищення надійності гальм приводу бурякозбирального комбайна / Ю. Ю. Ястюнічев, В. О. Микуляк // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції „Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики“. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. – С. 64.

ДОДАТКИ