

Міністерство освіти і науки України

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

Кафедра технічної механіки та сільськогосподарських машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Підвищення надійності самохідної коренезбиральної машини
з обґрунтуванням параметрів несучих елементів

Виконав(ла): студент(ка) 4 курсу, групи МГ-41

спеціальності

208 Агроінженерія

(шифр і назва спеціальності)

Задорожний В.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник
(підпис) (прізвище та ініціали)

Нормоконтроль
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри
(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент
(підпис) (прізвище та ініціали)

Тернопіль
2026

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 бакалавр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 208 Агроінженерія
(шифр і назва спеціальності)

студенту Задорожний Владислав Віталійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення надійності самохідної коренезбиральної машини
з обґрунтуванням параметрів несучих елементів

Керівник роботи Сташків М.Я., к.т.н., доц.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «22» січня 2026 року № 4/9-56

2. Термін подання студентом завершеної роботи 12.06.2026

3. Вихідні дані до роботи агротехнічні вимоги до збирання цукрового буряка;
типовий технологічний процес викопування коренеплодів; базова конструкція
самохідної коренезбиральної машини

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

1. Аналіз об'єкту дослідження

2. Технологічна частина

3. Проектна частина

4. Безпека життєдіяльності, основи охорони праці

Загальні висновки.

Перелік посилань

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

1. Загальний вигляд машини КС-6Б. 2. Схема конструктивна машини КС-6Б. 3. Схема

технологічна машини КС-6Б. 4. Особливості конструкції рами машини КС-6Б. 5. Моделі

рами машини. 6. Схеми визначення зусиль на центральному брусі. 7. Схема визначення

кута зміщення коренекопача. 8. Схема визначення бімоменту. 9. Схема оптимізації форми

бруса. 10. Комп'ютерне моделювання напружено - деформованого стану бруса

РЕФЕРАТ

Автор роботи – Задорожний Владислав Віталійович.

Тема роботи – „Підвищення надійності самохідної коренезбиральної машини з обґрунтуванням параметрів несучих елементів”.

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.

Мета роботи – підвищення надійності самохідної коренезбиральної машини шляхом дослідження напружено-деформованого стану її тримких конструкцій з обґрунтуванням геометричних параметрів несучих елементів.

Об’єкт дослідження – напружено-деформованих стан тримких конструкцій самохідної коренезбиральної машини при виконанні технологічного процесу викопування цукрових буряків.

Предмет дослідження – несучі елементи тримких конструкцій самохідної коренезбиральної машини КС-6Б.

Методи дослідження: порівняльний, теоретико-емпіричний, математичного та комп’ютерного моделювання.

Отримані результати:

- проведено аналіз сучасних технологій збирання цукрових буряків;
- проведено аналіз конструкції коренезбиральної машини КС-6Б;
- проведено аналіз особливостей експлуатації машини КС-6Б;
- розглянуто принципи розрахунку тонкостінних елементів несучих металоконструкцій;
- проведено технологічні розрахунки процесу збирання коренеплодів цукрового буряка;
- проведено дослідження напружено – деформованого стану несучих конструкцій машини КС-6Б;

- розраховано силові фактори, що діють на центральний брус рами;
- проведено оцінку напружено – деформованого стану центрального бруса рами машини КС-6Б;
- визначено оптимальні геометричні параметри поперечного перетину центрального бруса рами машини КС-6Б;
- проведено порівняльну оцінку напружено – деформованого стану центрального бруса з оптимізованим перетином;
- розглянуто питання безпеки життєдіяльності при виконанні польових робіт; подано вимоги техніки безпеки при експлуатації самохідної коренезбиральної машини.

Практичне значення отриманих результатів.

Обґрунтовано геометричні параметри центрального бруса рами самохідної коренезбиральної машини, що забезпечує підвищення надійності несучих конструкцій шляхом оптимізації їх напружено-деформованого стану.

Структура роботи.

Робота складається з розрахунково-пояснювальної записки та ілюстративної частини. Розрахунково-пояснювальна записка складається з вступу, 4 розділів, висновків, переліку посилань та додатків. Всі умовні позначення та скорочення, використані у роботі, подано у додатку А.

Обсяг роботи: розрахунково-пояснювальна записка – 68 арк. формату А4, додатки – 2 арк. формату А4, ілюстративний матеріал – 12 арк. формату А4.

Ключові слова: технологічний процес викопування коренеплодів, дискові копачі, технологічні параметри, несучі конструкції, напружено-деформований стан, надійність, комп'ютерне моделювання.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ЗБИРАННЯ ЦУКРОВОГО БУРЯКА.....	8
1.1. Огляд технологій збирання цукрового буряка	8
1.2. Аналіз конструкції коренезбиральної машини КС-6Б	9
1.3. Особливості експлуатації машини КС-6Б	15
1.4. Особливості розрахунку тонкостінних елементів рам машин	19
2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	23
2.1. Технологічний розрахунок.....	23
2.2. Напружено - деформований стан несучих конструкцій машини КС-6Б.....	27
2.3. Розрахунок силових факторів, що діють на центральний брус	31
3. ПРОЄКТНА ЧАСТИНА.....	46
3.1. Оцінка напружено - деформованого стану центрального бруса рами машини КС-6Б	46
3.2. Розрахунок оптимальних геометричних параметрів центрального бруса рами машини КС-6Б.....	49
3.3. Порівняльна оцінка напружено – деформованого стану центрального бруса з оптимізованим перетином	53
4. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ	58
4.1 Безпека життєдіяльності при виконанні польових робіт	58
4.2. Техніка безпеки при роботі з машиною КС-6Б.....	60
ВИСНОВКИ.....	63
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	64
ДОДАТКИ.....	68

ВСТУП

Ефективність аграрного виробництва нерозривно пов'язана із використанням сільськогосподарської техніки, здатної забезпечувати високу продуктивність виконання технологічних процесів, надійність функціонування та тривалий термін експлуатації. За зростаючих вимог до якості сільськогосподарського виробництва особливого значення набуває застосування машин, які поєднують достатню міцність і довговічність конструкцій із раціональним використанням матеріалів та економічною доцільністю їх виготовлення.

Одним із пріоритетних напрямів сучасного сільськогосподарського машинобудування є вдосконалення несучих конструкцій машин шляхом зменшення їх металомісткості без зниження показників міцності та надійності. Для рамних конструкцій це завдання пов'язане з необхідністю забезпечення оптимального співвідношення між масою конструкції та її експлуатаційним ресурсом. Досягнення таких результатів потребує застосування сучасних методів розрахунку, математичного моделювання та використання новітніх досягнень науки про міцність і довговічність машинобудівних конструкцій.

Сучасні тенденції розвитку сільськогосподарської техніки спрямовані на створення нових та модернізацію існуючих машин із покращеними техніко-експлуатаційними показниками. Важливими завданнями при цьому є зниження матеріало- та енергоємності конструкцій, зменшення динамічних і вібраційних навантажень на вузли та агрегати, а також підвищення зносостійкості й ресурсу роботи деталей машин.

Особливістю експлуатації сільськогосподарських машин є їх робота в складних ґрунтово-кліматичних умовах за дії змінних навантажень, значної запиленості, перепадів температур і т.ін. За таких умов забезпечення необхідного рівня міцності, довговічності та безвідмовності конструкцій є одним із ключових факторів ефективної експлуатації технічних засобів аграрного виробництва [25].

1. АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ЗБИРАННЯ ЦУКРОВОГО БУРЯКА

1.1. Огляд технологій збирання цукрового буряка

Збирання цукрових буряків є одним із найбільш трудомістких та енергоємних процесів у технології їх вирощування. Основними завданнями під час збирання є мінімізація втрат коренеплодів, зменшення їх пошкодження та забезпечення високої продуктивності виконання робіт у стислі агротехнічні строки.

У сучасному буряківництві застосовують три основні технології збирання: потокову, перевалочну та потоково-перевалочну.

Потокова технологія передбачає безперервне транспортування викопаних коренеплодів від бурякозбиральної машини безпосередньо до місця переробки або тимчасового зберігання. Перевагами цієї технології є відсутність додаткових операцій навантаження та розвантаження, зменшення механічних пошкоджень буряків і скорочення витрат праці. Проте її застосування потребує чіткої організації транспортного забезпечення.

Перевалочна технологія полягає у тимчасовому складуванні коренеплодів у польових кагатах із подальшим навантаженням і транспортуванням на цукровий завод або до пунктів зберігання. Така схема дозволяє більш раціонально використовувати транспортні засоби та забезпечує незалежність роботи збиральної техніки від транспортного забезпечення. Недоліком є додаткові витрати на навантаження, можливе забруднення та пошкодження коренеплодів.

Потоково-перевалочна технологія поєднує переваги двох попередніх способів. Частина врожаю транспортується безпосередньо від комбайна до місця призначення, а надлишок тимчасово складається у кагати. Ця технологія є найбільш поширеною, оскільки забезпечує високу гнучкість організації збиральних робіт.

За способом виконання операцій збирання розрізняють роздільну та комбіновану технології. При роздільній технології спочатку окремими машинами видаляють гичку, після чого викопують і очищають коренеплоди. Комбінована технологія передбачає виконання всіх основних операцій одним самохідним бурякозбиральним комбайном за один прохід по полю.

На сучасному етапі розвитку сільськогосподарського машинобудування найбільшого поширення набули високопродуктивні самохідні бурякозбиральні комбайни, які виконують зрізування гички, доочищення головок коренеплодів, викопування, очищення від ґрунту та рослинних решток, накопичення буряків у бункері й подальше їх вивантаження у транспортні засоби. Використання таких машин дозволяє суттєво підвищити продуктивність праці, зменшити втрати врожаю та покращити якість зібраної продукції.

Таким чином, розвиток технологій збирання цукрових буряків спрямований на підвищення продуктивності збиральних процесів, зниження втрат урожаю, зменшення пошкодження коренеплодів та забезпечення ефективного використання сучасної високопродуктивної техніки.

1.2. Аналіз конструкції коренезбиральної машини КС-6Б

Найбільш поширеною вітчизняною машиною для збирання цукрового буряка є самохідна коренезбиральна машина КС-6Б. Загальний вигляд машини КС-6Б подано на рис. 1.1.

Коренезбиральні машини серії КС-6Б виробляються в кількох конструктивних виконаннях, що визначаються типом робочих органів для викопування коренеплодів із ґрунту. Машина може бути обладнана дисковими, ротаційно-вильчастими, вібраційними чи дисково-лемішними копачами. Це дає можливість адаптувати машину до різних ґрунтово-кліматичних умов та технологій збирання цукрових буряків.

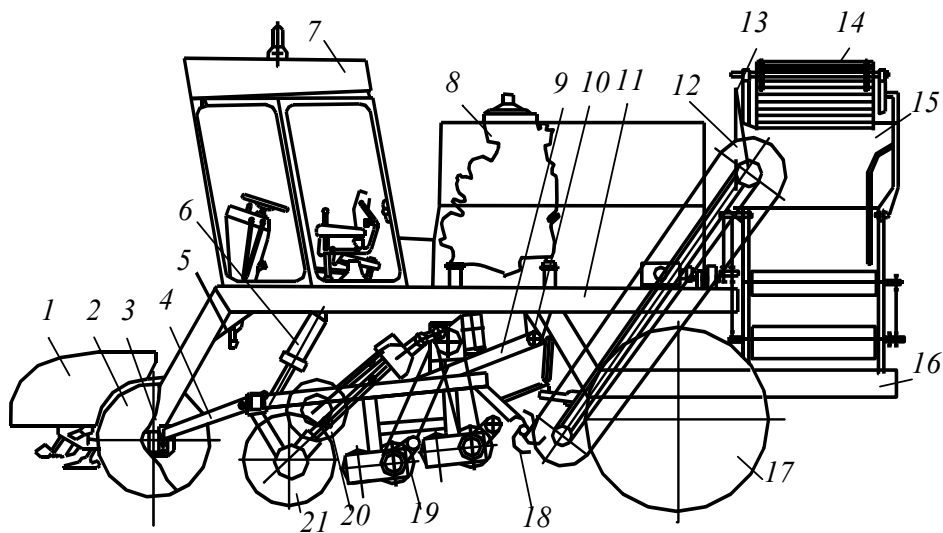


Рисунок 1.1 – Самохідна коренезбиральна машина КС-6Б

Найширше застосування серед модифікацій КС-6Б отримали машини, оснащені викопувальними апаратами з дисковими копачами. Наявність приводу одного з дисків забезпечує стабільне функціонування робочих органів у складних умовах експлуатації, зокрема на перезволожених важких ґрунтах, за високої урожайності цукрових буряків та значного засмічення посівів рослинними рештками і ґрунтом.

Самохідна коренезбиральна машина КС-6Б призначена для роботи за двофазною технологією збирання цукрових буряків. Її конструкція включає шасі з гідروб'ємною трансмісією приводу ходової системи, автоматичний пристрій ведення по рядках, механізм підбирання коренеплодів, а також систему автоматичного контролю та сигналізації.

Шасі машини КС-6Б (рис. 1.2) це базова несуча конструкція, до складу якої входять рама 16, ведучий міст 17, міст керованих коліс 2, силова установка 8, платформа з кабіною оператора 7, а також комплекс гідравлічного та електрообладнання, необхідний для керування технологічними й транспортними процесами машини.



- 1 – автомат водіння; 2 – передній міст керованих коліс; 3 – стержні регулювання заглиблення коренекопача; 4 – кронштейн; 5 – фіксатор; 6 – гідроциліндр підймання копачів; 7 – кабіна водія; 8 – силовий агрегат; 9 – рама викопуючого пристрою; 10 – кульковий шарнір; 11 – повздовжні лонжерони; 12 – повздовжній транспортер; 13 – ведучий вал; 14 – вивантажувальний елеватор; 15 – бункер; 16 – основна рама; 17 – міст ведучих коліс; 18 – передаточний бітер; 19 – шнековий очищувач; 20 – бітер; 21 – дискові копачі

Рисунок 1.2 – Схема машини КС-6Б з дисковими копачами

Підбиральний механізм коренеплодів включає викопувальний апарат, поздовжній транспортер, накопичувальний бункер і вивантажувальний елеватор. Конструктивно окремі складові цього механізму розміщені як на основній рамі машини, так і на спеціальній рамі викопувального пристрою.

На несучій рамі шасі встановлено завантажувальний елеватор 14, поздовжній елеватор 12 та бункер 15 для тимчасового накопичення коренеплодів. Інші робочі органи, зокрема передавальний бітер 18, шнековий очисник 19, бітер 20 і копачі 21, змонтовані на окремій рамі 9. Ця рама з'єднується з основною конструкцією машини через шаровий шарнір 10, що забезпечує необхідну рухомість і копіювання рельєфу поля під час роботи.

Переведення викопувального пристрою з робочого положення у транспортне та навпаки здійснюється за допомогою гідроциліндра 6.

На центральному брусі рами коренекопача закріплено кронштейни 4, за допомогою яких у робочому положенні (коли дискові копачі заглиблені в ґрунт) рама 9 опирається на балку переднього моста керованих коліс 2. Завдяки

такій системі навіски рами коренекопача на шасі машини забезпечується копіювання мікрорельєфу поля в повздовжньому напрямку та точна глибина ходу копачів. У транспортному положенні рама копача втримується гідроциліндром 6 та фіксується механічним фіксатором 5.

Схему технологічного процесу функціонування коренезбиральної машини КС-6Б, оснащеної дисковими копачами, наведено на рис. 1.3.

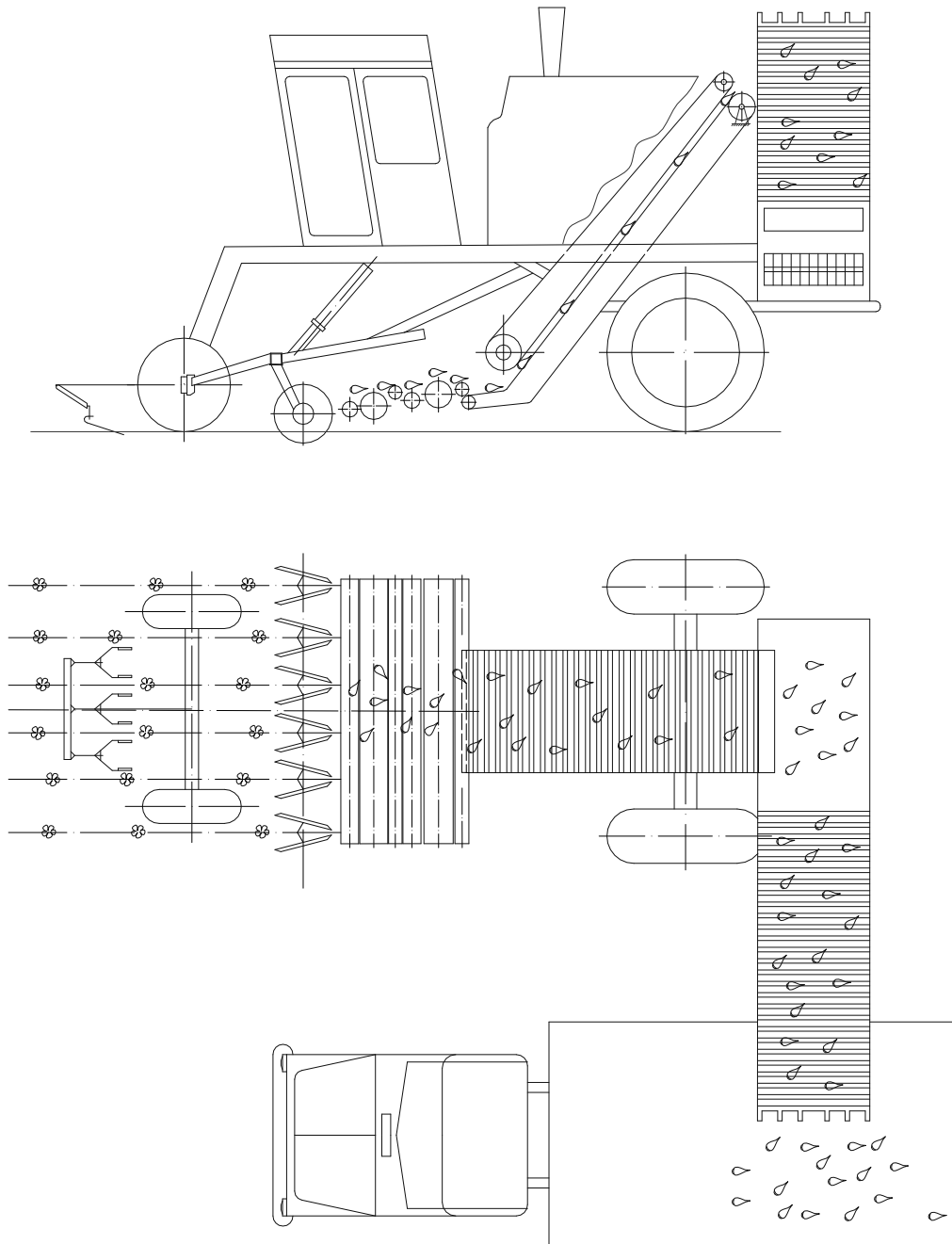


Рисунок 1.3 – Технологічний процес викопування цукрового буряка машиною КС-6Б з дисковим викопуючим пристроєм

Гичка попередньо зрізується гичкозбиральними машинами.

Автоматична система водіння забезпечує точне переміщення машини вздовж рядків, утримуючи передні керовані колеса по центру міжряддя. Завдяки цьому дискові копачі, встановлені під певним кутом один до одного, ефективно підкопують і виводять коренеплоди із ґрунту. Після вилучення корені захоплюються бітером, який спрямовує їх на шнековий очисник.

У процесі роботи шнеки, що обертаються з різними кутовими швидкостями, інтенсивно очищують коренеплоди від ґрунту, рослинних решток та інших домішок. Очищена маса надходить на поздовжній транспортер для подальшого переміщення по технологічній лінії машини.

Передавальний вал забезпечує рівномірніше заповнення простору між скребками транспортера, що сприяє підвищенню ефективності його роботи та збільшенню пропускної здатності. Із поздовжнього транспортера коренеплоди потрапляють на кільцевий транспортер, де здійснюється їх додаткове очищення перед завантаженням у бункер.

Бункер призначений для тимчасового накопичення зібраної продукції та виконаний у вигляді просторової рамної конструкції місткістю 6 м³. У середині бункера встановлено шнек, який безперервно розподіляє коренеплоди, спрямовуючи їх у праву частину ємності. У міру заповнення бункера його рухоме дно поступово зміщується вліво, забезпечуючи рівномірне розміщення буряків по всьому об'єму.

Дно бункера та вивантажувальний механізм виконані у вигляді здвоєних транспортерів, що забезпечують рівномірне переміщення коренеплодів під час накопичення та розвантаження. Керування приводом транспортера днища бункера здійснюється безпосередньо з кабіни оператора за допомогою відповідного важеля. У процесі завантаження допускається короткочасне ввімкнення реверсивного режиму роботи транспортера за умови, що заповнення бункера не перевищує 25 % його місткості.

Роботи з удосконалення конструкції машини КС-6Б спрямовані на розширення можливостей використання її шасі для агрегування з різними

типами викопувальних пристроїв. Зокрема, збільшення довжини поздовжніх лонжеронів рами до 1870 мм дало можливість встановлювати між мостами керованих і ведучих коліс шестирядний кореневикопувач «Score 3».

Окрім цього, модернізоване шасі з подовженими лонжеронами може комплектуватися викопувальними апаратами з вібраційними лемішними копаками виробництва французьких компаній «HERRIAU» та «MOREAU». Такі конструктивні рішення сприяють підвищенню універсальності машини та розширюють можливості її застосування в різних ґрунтово-кліматичних умовах.

Подальший розвиток коренезбиральної машини КС-6Б доцільно орієнтувати на зменшення втрат урожаю, зниження рівня механічних пошкоджень коренеплодів і скорочення їх забрудненості, особливо під час роботи на перезволожених та важких за механічним складом ґрунтах. Саме такі умови найбільше впливають на ефективність функціонування збиральної техніки та якість отриманої продукції.

Одним із ключових напрямів удосконалення сучасних бурякозбиральних машин є підвищення їх експлуатаційної надійності, покращення характеристик робочих органів, зменшення маси несучих конструкцій без втрати міцності, а також збільшення ресурсу та строку служби основних вузлів. Важливим завданням залишається і розширення функціональних можливостей машин, що дозволить підвищити ефективність виконання технологічних операцій збирання цукрових буряків.

З огляду на сучасні вимоги до продуктивності сільськогосподарської техніки, актуальним є подальше вдосконалення машини КС-6Б шляхом підвищення її енергетичного потенціалу, збільшення робочої продуктивності та забезпечення високої надійності й довговічності несучих елементів конструкції. Реалізація цих заходів сприятиме підвищенню конкурентоспроможності вітчизняної бурякозбиральної техніки та зниженню експлуатаційних витрат у виробництві цукрових буряків.

1.3. Особливості експлуатації машини КС-6Б

Загалом, відмови машин в процесі експлуатації відбуваються через три основні причини: втомне руйнування матеріалу конструкції, корозійне руйнування та зношування поверхонь тертя деталей машин

Несучі конструкції сільськогосподарських машин, складаючи до 40% від їх загальної маси, визначають довговічність машин в цілому. Разом з тим конструкції рам, особливо мобільних машин, є найменш надійними (фактично з масовими полумками) вузлами. Несучі елементи рамних конструкцій сільськогосподарських машин працюють у жорстких умовах складного напружено – деформованого стану, зумовленого комплексною дією цілого ряду силових факторів. Їх величина і характер зміни в часі (динаміка) визначаються, насамперед, спеціалізацією і функціональним призначенням машини.

Несучі конструкції бурякозбиральних машин у процесі роботи зазнають значних змінних навантажень, які виникають як від взаємодії ходової системи з нерівностями польових доріг під час транспортування, так і від маси та роботи встановлених на машині силових агрегатів і технологічного обладнання.

Результати експлуатаційних спостережень і випробувань бурякозбиральної техніки свідчать, що однією з найбільш поширених причин відмов таких машин є пошкодження та руйнування несучих елементів рамних конструкцій. Тому підвищення міцності та надійності несучих конструкцій є одним із пріоритетних напрямів удосконалення коренезбиральних машин [16].

Характерною особливістю рам сільськогосподарських машин є те, що на них переважно діють локалізовані навантаження, прикладені у місцях кріплення основних вузлів і агрегатів. Ці навантаження спрямовані переважно перпендикулярно до площини рами та супроводжуються вібраційними впливами, які виникають під час роботи машини.

Серед усіх агрегатів коренезбиральної машини КС-6Б найбільшу масу має викопувальний пристрій, вага якого становить близько 2500 кг. Він є джерелом динамічних навантажень, що передаються на центральний брус рами

машини. Значна маса цього вузла у поєднанні з коливаннями, які виникають при русі по нерівностях поля та в процесі викопування коренеплодів, призводить до появи суттєвих змінних навантажень на раму.

Конструктивною особливістю встановлення викопувального пристрою є його кріплення до несучої системи лише у двох основних точках. Перша точка представлена гідроциліндром, який забезпечує переведення копача з робочого положення у транспортне та навпаки. Друга точка кріплення розташована в зоні заднього кронштейна рами викопувального пристрою. Така схема підвіски зумовлює специфічний характер передачі навантажень на центральний брус і може сприяти виникненню підвищених напружень у місцях концентрації сил.

Дослідження результатів експлуатаційних випробувань бурякозбиральної машини КС-6Б дозволило виявити низку конструктивних та експлуатаційних недоліків, які негативно впливають на її загальну надійність, але які практично неможливо було передбачити під час її проектування.

Було встановлено, що під час транспортування машини викопуючий пристрій розгойдується, що приводить до деформування трапеції основної рами та кронштейнів рами викопуючого пристрою за рахунок їхнього взаємного співударяння (рис. 1.4).

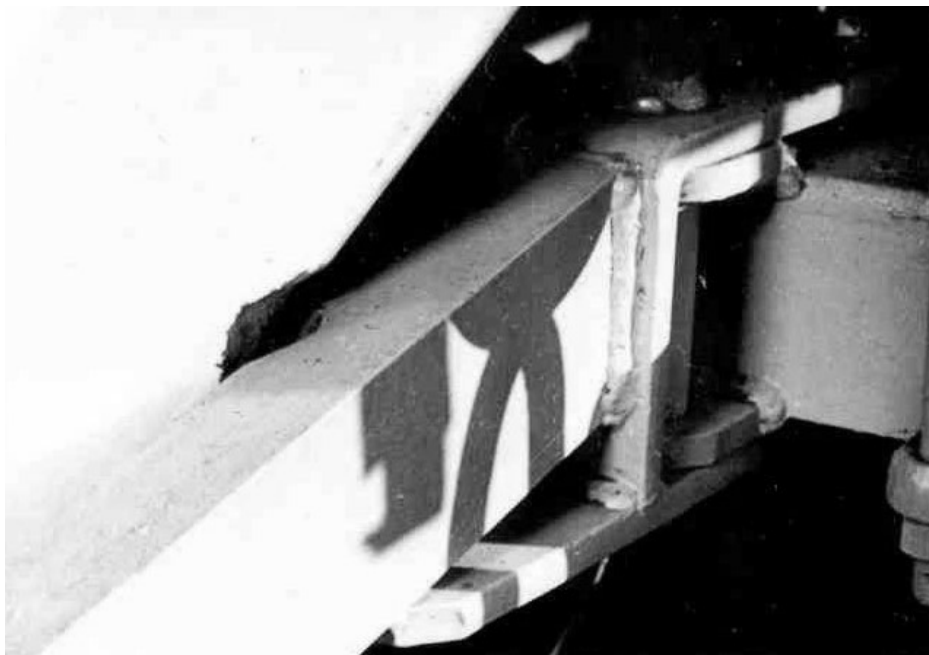


Рисунок 1.4 – Деформація трапеції основної рами та опорного кронштейна рами викопуючого пристрою

Внаслідок розгойдування викопуючого пристрою в процесі експлуатації виникає крутний момент на центральному брусі (тонкостінна прямокутна труба $180 \times 75 \times 4$ мм) основної рами машини. Це зумовлює виникнення додаткових напружень, зокрема, від стисненого кручення, які не враховувались при проектуванні машини.

Встановлено, що дія крутних моментів на центральний брус основної рами машини КС-6Б може виникати внаслідок наступних факторів:

- при розхитуванні викопуючого пристрою під час транспортного режиму експлуатації машини;
- при переїзді машини по косогорах під час робочого режиму експлуатації з піднятим викопуючим пристроєм;
- при наїзді на солончаки під час робочого режиму експлуатації машини (коли робочі органи заглиблені у ґрунт), внаслідок чого відбувається виглиблення робочих органів і зміщення напрямку руху викопуючого пристрою на деякий кут відносно осі машини.

Найбільш небезпечним є останній варіант, так як у цьому випадку на штоці гідроциліндра діють найбільші експлуатаційні робочі навантаження.

При значному збільшенні зусилля на робочих органах машини – дискових викопуючих пристроях (а відповідно і на штоці гідроциліндра) у гідросистемі машини спрацьовує запобіжний клапан, розрахований на тиск у 40 атм. і коренекопач піднімається у транспортне положення.

Необхідно зазначити, що такий збій в нормальному режимі роботи машини є не типовим і не тривалим, але приводить до різкого короткочасного перевантаження центрального бруса рами машини КС-6Б.

Для забезпечення необхідної міцності та жорсткості центрального бруса машини його тонкостінний прямокутний профіль підсилюють ребром жорсткості з розмірами $132 \times 10 \times 1700$ мм (рис. 1.4).

Але ребро жорсткості виходить з площини монтажу кабіни водія, що приводить до необхідності встановлення додаткової опорної рами (проставки) (рис. 1.5) і, відповідно, до збільшення металомісткості рами машини КС-6Б.



Рисунок 1.5 – Центральний брус, підсилений ребром жорсткості



Рисунок 1.6 – Додаткова опорна рама під кабіною водія

1.4. Особливості розрахунку тонкостінних елементів рам машин

У сучасному машинобудуванні для виготовлення несучих систем і каркасів широко застосовуються конструкції, сформовані з тонкостінних прокатних та гнутих профілів. Найпоширенішими елементами таких конструкцій є кутники, швелери, двотаврові балки, а також профільні труби різної конфігурації поперечного перерізу. Залежно від геометричної форми перерізу тонкостінні профілі поділяються на дві основні групи: відкритого та замкнутого типу.

Оцінювання міцності та жорсткості тонкостінних елементів має певні специфічні особливості порівняно з розрахунком суцільних стрижневих конструкцій. Найбільш суттєві відмінності проявляються під час аналізу роботи профілів при згині та крученнях, оскільки характер розподілу напружень і деформацій у таких елементах є значно складнішим.

Однією з характерних властивостей тонкостінних профілів є їх відносно низька жорсткість на кручення. Під дією крутного моменту поперечний переріз таких елементів не лише повертається навколо поздовжньої осі, але й зазнає деформації форми. У результаті площа поперечного перерізу втрачає свою початкову геометрію, що призводить до виникнення явища, відомого як депланація перерізу.

У випадках, коли вільна депланація обмежується конструктивними особливостями вузлів, опор або з'єднань, у стінках і полицях профілю додатково виникають нормальні напруження. Їх поява пов'язана зі згинальними деформаціями окремих складових поперечного перерізу. Такий складний напружено-деформований стан тонкостінних елементів прийнято характеризувати як обмежене (стиснене) кручення, яке необхідно враховувати при проектуванні відповідальних несучих конструкцій машин, що працюють під дією значних змінних і динамічних навантажень [1, 19, 20].

Нормальні напруження, що виникають у поперечних перерізах тонкостінних стержнів при обмеженому крученнях, формують внутрішню

самоврівноважену систему сил, рівнодійна якої дорівнює нулю. Незважаючи на відсутність зовнішнього результуючого зусилля, такі напруження суттєво впливають на загальний напружено-деформований стан конструкції та можуть визначати її міцність і довговічність.

Для тонкостінних елементів як відкритого, так і замкнутого поперечного перерізу деформації, спричинені дією цих самоврівноважених напружень, поширюються вздовж стержня на значні відстані та затухають поступово. У зв'язку з цим їх вплив не можна ігнорувати при проведенні інженерних розрахунків, особливо для конструкцій, що працюють під дією складних просторових навантажень.

Отже, розрахунок тонкостінних стержневих елементів має враховувати не лише традиційні внутрішні силові фактори – згинальні та крутні моменти, поздовжні й поперечні сили, – але й додаткові параметри, які характеризують розподіл самоврівноважених нормальних напружень у перерізі. Основним таким параметром є бімомент, який виникає внаслідок обмеження депланації поперечного перерізу та відіграє важливу роль при аналізі роботи тонкостінних конструкцій на кручення. Урахування бімоменту дозволяє більш точно оцінити напружений стан елементів і забезпечити необхідний рівень їх міцності, жорсткості та надійності в умовах експлуатації.

Наближений розв'язок задачі розрахунку тонкостінного замкнутого профілю на стиснене кручення можна отримати з припущення, що у випадку стисненого кручення, так само як і при чистому крученні, осьові переміщення ω пропорційні ординатам епюри одиничних спотворень ϖ [5]:

$$\omega = f(z) \cdot \varpi. \quad (1.1)$$

Функція депланації $f(z)$ визначається за методом Рітца [20]. Для цього складають вираз повного потенціалу системи, який містить дві складові: потенціал внутрішніх пружних сил (потенціальна енергія деформації) та потенціал зовнішніх навантажень.

У загальному випадку рівняння функції депланації $f(z)$ має вигляд:

$$f(z) = C_1 \cdot ch(kz) + C_2 \cdot sh(kz) - \frac{k}{GI_T} \int_0^z K(\xi) \cdot sh(k(z - \xi)) d\xi; \quad (1.2)$$

$$k = \sqrt{\frac{GI_T}{EI_\omega} \left(1 - \frac{I_T}{I_C}\right)}. \quad (1.3)$$

Для полегшення розрахунку внутрішніх силових і геометричних характеристик, що визначають функцію депланації, використовують таблицю функцій впливу. Вона дозволяє встановити залежності величин θ_z , θ'_z , B_z , K_z від початкових параметрів θ_0 , θ'_0 , B_0 , K_0 (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Вирази функцій впливу

	K_0	B_0	θ'_0	θ_0	$k_0 = \text{const}$
θ_z	$\frac{kz - sh(kz)}{kGI_T}$	$\frac{1 - ch(kz)}{GI_T}$	$\frac{sh(kz)}{k}$	1	$\frac{\frac{(kz)^2}{2} + 1 - ch(kz)}{k^2 GI_T}$
θ'_z	$\frac{1 - ch(kz)}{GI_T}$	$-\frac{k}{GI_T} sh(kz)$	$ch(kz)$	0	$\frac{kz - sh(kz)}{kGI_T}$
B_z	$\frac{sh(kz)}{k}$	$ch(kz)$	$-\frac{GI_T}{k} sh(kz)$	0	$\frac{ch(kz) - 1}{k^2}$
K_z	1	0	0	0	z

Особливістю використання цієї таблиці є те, що кожна функція, розташована в таблиці на перетині певного рядка і стовпця, відображає ступінь впливу початкового фактора, вказаного у верхній частині таблиці, на фактор, зазначений зліва. Завдяки цьому забезпечується врахування впливу всіх початкових параметрів під час визначення шуканих величин.

Одним із найбільш результативних підходів до розрахунку тонкостінних елементів з урахуванням явища депланації є модифікований метод мінімуму потенціальної енергії (ММПЕД). Основою цього методу є принцип адитивності потенціальної енергії, відповідно до якого повна потенціальна енергія тонкостінної конструкції розглядається як сума окремих складових, що відповідають різним механізмам деформації. При цьому особлива увага приділяється головній складовій – потенціальній енергії кручення тонкостінних елементів, яка значною мірою визначає особливості їх роботи та рівень напружень у конструкції.

Вираз методу мінімуму потенціальної енергії з врахуванням стисненого кручення матиме вигляд [20]:

$$U = \sum_{(i)} U_M^{(i)} + \sum_{(i)} U_{B_\omega}^{(i)}. \quad (1.5)$$

Як доведено у роботах [19, 20, 22], при застосуванні ММПЕД для оцінки напружено – деформованого стану (НДС) тонкостінних стержнів, потенціальними енергіями зсуву та розтягу – стиску можна знехтувати і розрахунок з достатньою точністю можна проводити з врахуванням лише енергій деформації:

$$\left. \begin{array}{l} \text{чистого згину:} \\ \text{чистого кручення:} \\ \text{стисненого кручення:} \end{array} \right\} \begin{array}{l} U_M^{(i)} = \frac{1}{2EI_i} \cdot \int_{L_i} M^2 dl \\ U_K^{(i)} = \frac{1}{2GI_{Ki}} \cdot \int_{L_i} K^2 dl \\ U_B^{(i)} = \frac{1}{2EI_{\omega i}} \cdot \int_{L_i} (B_\omega + B)^2 dl \end{array} \quad (1.6)$$

За формулами (1.6) можна дослідити вплив згину, чистого кручення та стисненого кручення на НДС тонкостінного стержня замкнутого профілю.

2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1. Технологічний розрахунок коренезбиральної машини

Самохідна коренезбиральна машина КС-6Б застосовується для механізованого збирання коренів цукрового буряка після попереднього підкопування та видалення гички. Машина виконує такі технологічні операції: підкопування та вибирання коренів з ґрунту, очищення від залишків бадилля і ґрунту, транспортування та вивантаження коренів у причіп або транспортний засіб. Вихідні дані до технологічного розрахунку подано в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані до технологічного розрахунку

Параметр	Позначення	Значення	Одиниця
Урожайність коренів цукрового буряка	U	50,0	т/га
Засміченість домішками (ґрунт, бадилля)	Δ	8,0	%
Вологість ґрунту	δ	22,0	%
Ширина захвату машини	B_p	2,70	м
Робоча швидкість	v_p	6,0–8,0	км/год
Коефіцієнт використання робочого часу	τ	0,75	–
Коефіцієнт використання ширини захвату	β	0,98	–
Ємність бункера машини	Q_b	2,0	т
Потужність двигуна	$N_{дв}$	185,0	кВт
ККД трансмісії	η	0,88	–
Питомий опір ґрунту при підкопуванні	k	45,0	кН/м ²
Тяговий ССор (поздовжній схил 2°)	f	0,18	–
Довжина гону	L_g	800,0	м
Кількість робочих годин на добу	T_d	18,0	год

Теоретична польова продуктивність визначається за шириною захвату і робочою швидкістю руху машини:

$$W_t = 0,1 \cdot B_p \cdot v_p, \quad (2.1)$$

$$W_t = 0,1 \cdot 2,7 \cdot 7,2 = 1,944 \text{ га/год.}$$

Експлуатаційна продуктивність враховує втрати часу на повороти, короткочасні технологічні зупинки, регулювання та узгодження руху з транспортними засобами:

$$W_e = W_t \cdot \tau$$

$$W_e = 1,944 \cdot 0,75 = 1,458 \approx 1,46 \text{ га/год.}$$

Отримане значення 1,46 га/год знаходиться в межах характерної паспортної продуктивності машини КС-6Б (1,3...1,9 га/год), отже прийнятий швидкісний режим є технологічно допустимим.

Тривалість збирання 1 га можна визначити величину, обернену до експлуатаційної продуктивності:

$$t_{1\text{га}} = 1 / W_e = 1 / 1,458 = 0,686 \text{ год/га} = 41,2 \text{ хв/га.}$$

Отже, за прийнятих умов машина збирає 1 га приблизно за 41 хвилину чистого змінного часу з урахуванням технологічних простоювань.

Маса коренів, що зосереджена на одному гоні при ширині захвату машини B_p і довжині гону L_2 :

$$G_2 = U \cdot B_p \cdot L_2 / 10\,000, \quad (2.2)$$

$$G_2 = 50 \cdot 2,7 \cdot 800 / 10\,000 = 10,8 \text{ т.}$$

Масова пропускна здатність за коренеплодами залежить від урожайності та експлуатаційної продуктивності:

$$Q_k = W_e \cdot U, \quad (2.3)$$

$$Q_k = 1,458 \cdot 50 = 72,9 \text{ т/год};$$

$$q_k = Q_k / 3,6 = 72,9 / 3,6 = 20,25 \text{ кг/с.}$$

Отже, за урожайності 50 т/га через робочі органи машини проходить близько 73 т/год коренеплодів, або 20,3 кг/с.

Оскільки машина викопує коренеплоди із залишками ґрунтових домішок, для оцінки навантаження на елеватори та транспорт враховано забрудненість вороху землею:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{к}} \cdot (1 + \beta_{\text{з}} / 100), \quad (2.4)$$

$$Q_{\text{в}} = 72,9 \cdot (1 + 8 / 100) = 78,7 \text{ т/год.}$$

Розрахункова пропускна здатність елеваторно-очисної системи з урахуванням запасу:

$$Q_{\text{нотр}} = Q_{\text{в}} \cdot k_{\text{зап}} = 78,7 \cdot 1,25 = 98,4 \text{ т/год.}$$

Для стабільної роботи без забивання робочих органів фактична пропускна здатність транспортерів і вивантажувального елеватора повинна бути більшою ніж 98 тон вороху за годину.

За отриманої продуктивності довжина зібраних рядків буде:

$$L_{\text{ряд}} = (W_{\text{е}} \cdot 10000) / B, \quad (2.5)$$

$$L_{\text{ряд}} = (1,458 \cdot 10000) / 2,7 = 5400 \text{ м/год.}$$

За одну годину змінного часу машина проходить приблизно 5,4 км загального шляху по полю. Оскільки одночасно збирається 6 рядків, сумарна довжина рядків, з яких викопуються коренеплоди, становить:

$$L_{\Sigma} = L_{\text{ряд}} \cdot n = 5400 \cdot 6 = 32400 \text{ м/год.}$$

Для оцінки стійкості роботи машини виконано розрахунок для кількох рівнів урожайності. Експлуатаційна продуктивність за площею прийнята сталою - 1,46 га/год. Результати виконаних розрахунків подано в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Розрахунок стійкості роботи машини

Урожайність, т/га	Коренеплоди, т/год	Коренеплоди, кг/с	Подача вороху, т/год	Потрібна пропускна здатність, т/год
40	58.3	16.2	63.0	78.7
50	72.9	20.2	78.7	98.4
60	87.5	24.3	94.5	118.1
70	102.1	28.4	110.2	137.8

Із таблиці 2.2 бачимо, що за підвищення урожайності від 40 до 70 т/га масовий потік коренеплодів зростає від 58,3 до 102,1 т/год. Тому за високої урожайності доцільно зменшувати робочу швидкість або збільшувати кількість транспортних засобів, щоб не перевантажувати вивантажувальний елеватор і не допустити втрат коренеплодів.

Оскільки бункер у машини відсутній, неперервність роботи КС-6Б залежить від своєчасної подачі транспортних засобів під вивантажувальний елеватор. Необхідна вантажопідйомність транспортного потоку визначається за масовою подачею вороху:

$$G_{mp} \geq Q.$$

Для основного варіанта $G_{mp} \geq Q_v = 78,7$ т/год. Якщо використовувати транспортні засоби вантажопідйомністю 10 т, час їх заповнення становитиме:

$$t_{зан} = G / Q_v \cdot 60 = 10 / 78,7 \cdot 60 = 7,6 \text{ хв.}$$

Отже, один автомобіль або тракторний причіп місткістю 10 т заповнюється приблизно за 7-8 хв. Для уникнення простоїв машини транспорт повинен рухатися синхронно з машиною КС-6Б або змінюватися біля елеватора без затримок.

Отже, за прийнятих умов роботи самохідна коренезбиральна машина КС-6Б забезпечує експлуатаційну продуктивність близько 1,46 га/год. При урожайності цукрового буряка 50 т/га масова подача коренеплодів становить 72,9 т/год, а з урахуванням ґрунтових домішок – 78,7 т/год вороху. Для надійної роботи елеваторно-транспортної системи потрібна пропускна здатність не менше 98 т/год. Відсутність бункера зумовлює необхідність безперервного супроводу машини транспортними засобами, оскільки причіп або автомобіль вантажопідйомністю 10 т заповнюється приблизно за 7-8 хв. Найбільш раціональним для прийнятих умов є рух зі швидкістю 7...8 км/год; за урожайності понад 60 т/га швидкість доцільно зменшувати або посилювати транспортне забезпечення.

2.2. Напружено - деформований стан несучих конструкцій машини КС-6Б в процесі експлуатації

У сучасному інженерному проєктуванні для аналізу напружено-деформованого стану конструкцій широко застосовуються спеціалізовані програмні комплекси, робота яких базується переважно на методі скінченних елементів (МСЕ). Використання комп'ютерних технологій дозволяє виконувати складні розрахунки та досліджувати поведінку конструкцій за різних умов навантаження [8].

Точність отриманих результатів значною мірою визначається рівнем деталізації розрахункової моделі та можливостями обчислювальної техніки. На практиці часто використовують спрощені моделі, побудовані на основі певних припущень і умов. Такий підхід передбачає врахування лише найбільш важливих особливостей конструкції та зумовлений необхідністю скорочення часу розрахунку або обмеженнями обчислювальних ресурсів. Подібні моделі є ефективними насамперед для якісного аналізу загального напружено-деформованого стану конструкції.

Для одержання максимально достовірних результатів розрахунку необхідно мати повну інформацію про фактичне навантаження конструкції. Зокрема, важливо знати місця прикладання зовнішніх сил, їх величину, напрям дії та характер зміни в процесі експлуатації. Лише за наявності таких даних можливо забезпечити адекватність математичної моделі реальним умовам роботи інженерної конструкції.

Несучі конструкції сільськогосподарських машин характеризуються тим, що основні навантаження прикладаються переважно перпендикулярно до площини рами у вигляді зосереджених сил. Ці сили виникають у місцях кріплення основних вузлів та агрегатів і супроводжуються вібраційними впливами, що з'являються під час роботи машини. Дія навантажень урівноважується відповідними опорними реакціями, однак водночас формує складний напружено-деформований стан несучої системи.

Основними джерелами динамічних навантажень, які виникають під час експлуатації машини КС-6Б та передаються на її несучі конструкції, є кабіна оператора, паливний бак, силова установка, викопувальний апарат, поздовжній транспортер, а також бункер-накопичувач разом із вивантажувальним елеватором. У процесі роботи зазначені вузли створюють просторові динамічні впливи, які мають складний трикомпонентний характер і суттєво впливають на навантаженість конструкції.

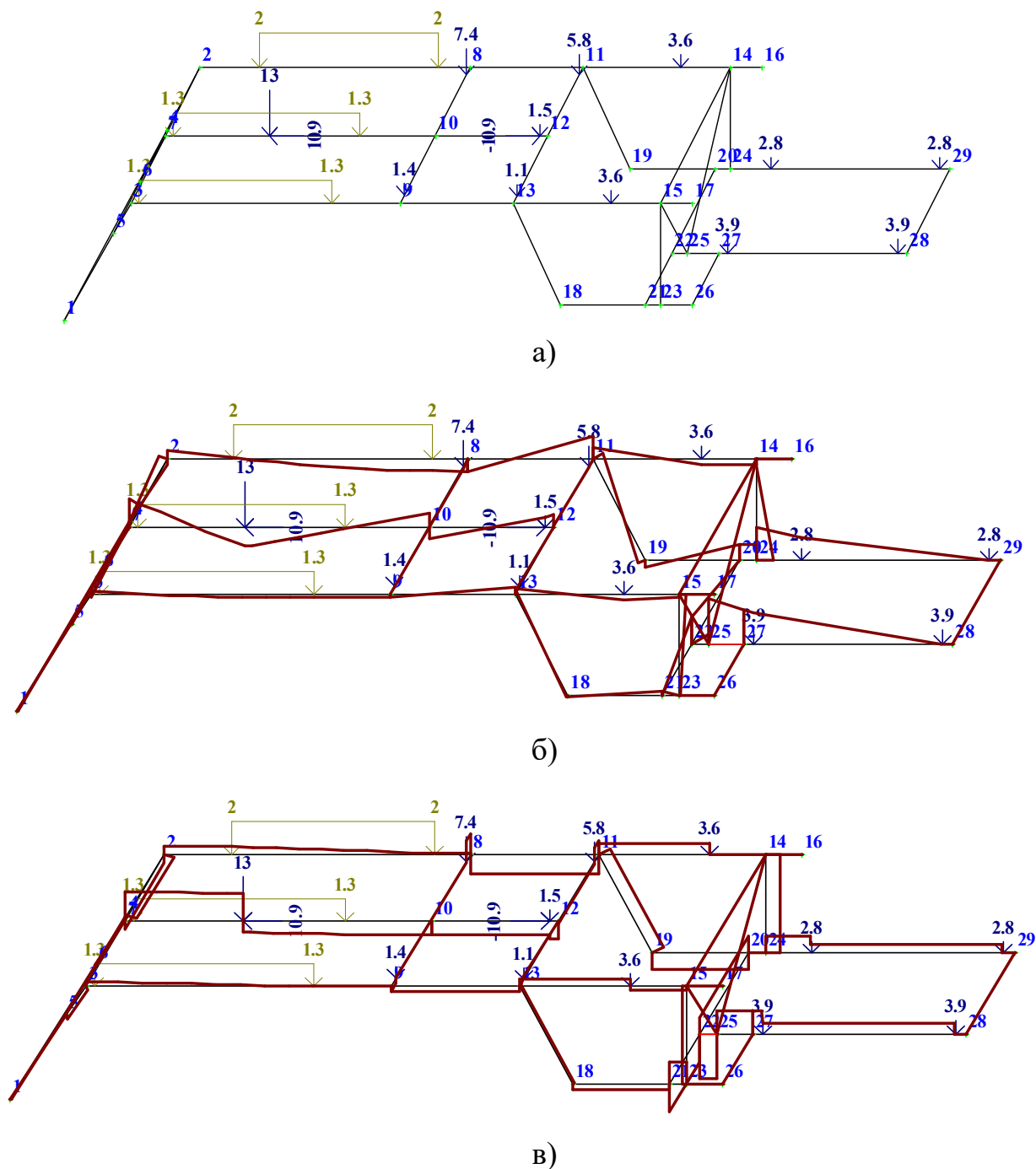
Для визначення особливостей напружено-деформованого стану базової рами машини КС-6Б було виконано її наближений статичний розрахунок із урахуванням коефіцієнтів динамічності, отриманих у попередніх дослідженнях. Такий підхід дозволяє врахувати вплив динамічних навантажень на конструкцію шляхом приведення їх до еквівалентних статичних дій та отримати достатньо достовірну оцінку роботи рами в експлуатаційних умовах [14].

Силкові фактори для розрахунку подано у таблиці 2.3, а розрахункові схеми – на рис. 2.1, а та рис. 2.2, а.

Таблиця 2.3 – Навантаження на основну раму машини КС-6Б

Функціональна установка	Маса, кг	Навантаження в опорі (по осі Z)
Кабіна водія	330	1,3 кН / м
Бак для пального	300	2 кН / м
Викопуючий пристрій	2500	Передня: по X: 10.9 кН; по Z: 13 кН Задня: по X: -10.9 кН; по Z: 1,5 кН
Силовий агрегат	1250	Права передня: 1,4 кН; Ліва передня: 1,1 кН; Права задня: 7,4 кН; Ліва задня: 5,8 кН
Поздовжній транспортер	730	3,6 кН
Бункер накопичувача	570	2,8 кН
Вивантажувальний елеватор	800	3,9 кН

Аналіз напружено-деформованого стану (НДС) основної рами машини КС-6Б виконано із застосуванням спеціалізованого програмного комплексу «ЛІРА». Отримані результати наведено у графічній формі (рис. 2.1, б, в). З проведеного розрахунку встановлено, що до найбільш навантажених складових рами належить центральний поздовжній брус.

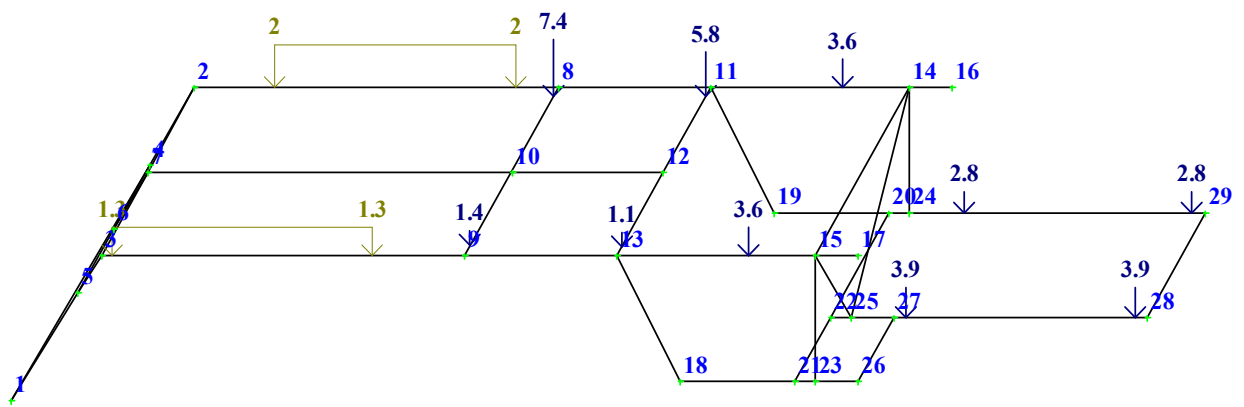


а – загальна розрахункова схема;

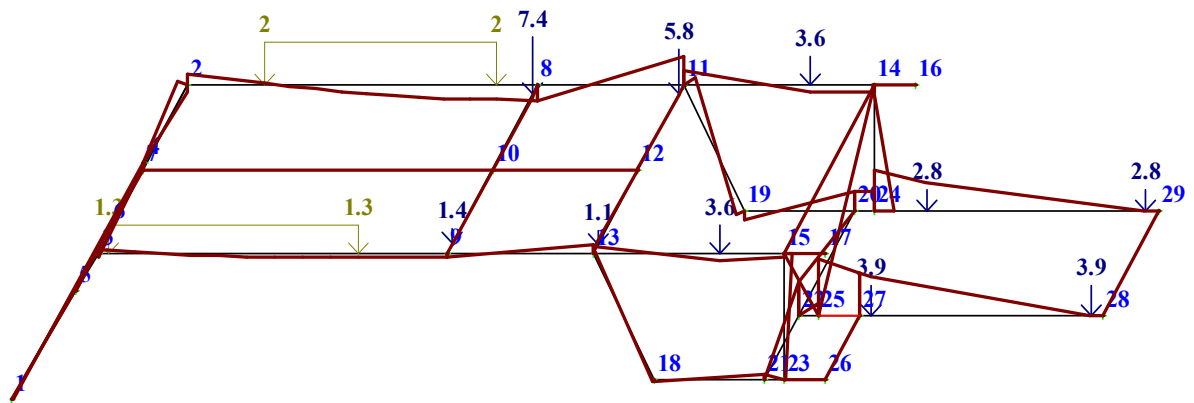
б – розподіл згинальних зусиль в елементах конструкції;

в – розподіл перерізуючих сил в елементах конструкції

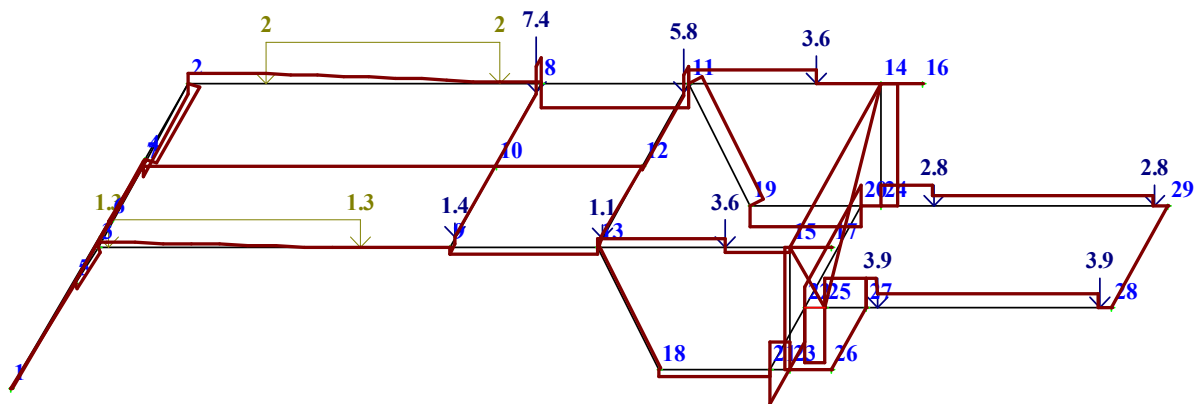
Рисунок 2.1 – Розрахунок основної рами машини КС-6Б



a)



б)



в)

а – загальна розрахункова схема;

б – розподіл згинальних зусиль в елементах конструкції;

в – розподіл перерізуючих сил в елементах конструкції

Рисунок 2.2 – Розрахунок рами без навантаження на центральному брусі

З метою визначення впливу загального НДС основної рами на НДС центрального бруса виконано розрахунок, у якому не враховувалося навантаження, прикладене до цього бруса.

Результати моделювання (рис. 2.2) свідчать про те, що вплив загального напружено-деформованого стану рами на НДС центрального поздовжнього бруса є незначним і практично не позначається на його роботі. У зв'язку з цим подальший розрахунок центрального бруса доцільно виконувати як самостійного конструктивного елемента із відтворенням фактичних умов його закріплення.

2.3. Розрахунок силових факторів, що діють на центральний брус

В сільськогосподарському машинобудуванні завжди приділялась велика увага питанням розрахунку рамних конструкцій, які є найчастіше статично невизначеними системами. Тому при вирішенні цих задач все більшого значення набувають так звані практичні методи розрахунків. Будучи наближеними, вони забезпечують достатню точність, простоту і оперативність розрахунків. Такі методи є більш ефективними, ніж так звані точні методи, наявність і розвиток яких сприяє і стимулює появу різного роду практичних інженерних методів. Крім того, класичні методи завжди були відправною базою для перевірки практичних методів.

При розрахунку пружних конструкцій, зокрема при усуненні “зайвих” в'язей заслуговує на увагу своєю універсальністю метод мінімуму потенціальної енергії [20].

Слід зазначити, що на сьогодні питання розрахунку рамних конструкцій, утворених тонкостінними стержнями відкритого та замкненого профілю, ще не отримали достатнього розвитку. Зокрема, недостатньо досліджено вплив енергії деформації при стисненому крученні тонкостінних елементів і побудованих з них систем. Крім того, потребують подальшого вдосконалення методи скінченно-елементного аналізу із врахуванням депланаційних переміщень, а також підходи до виконання динамічних розрахунків рамних конструкцій.

Міцність металоконструкцій визначається їх здатністю чинити опір всім видам руйнувань під дією навантажень у певних умовах і у встановлених межах. При розрахунках несучих конструкцій на міцність можна виділити три основних етапи:

- розрахунок внутрішніх зусиль для визначення розмірів поперечних перетинів і вибору матеріалу у відповідності з показниками міцності;
- розрахунок на витривалість найбільш навантажених вузлів для оцінки міцності та довговічності конструкції в цілому;
- розрахунок на місцеву стійкість в умовах статичного і динамічного навантаження.

Для оцінки НДС рамних конструкцій при статичних навантаженнях проводять статичний розрахунок за методом сил чи за методом деформацій. Розрахунок за методом сил здійснюється шляхом розв'язку лінійних рівнянь послідовним виключенням невідомих або в матричному вигляді. Метод деформацій лежить в основі методів розподілу вузлових моментів і кінцевих елементів. На даний час широко використовуються ПК із застосуванням спеціального програмного забезпечення для розрахунку конструкцій на міцність. На основі результатів таких розрахунків проводиться оцінка міцності за коефіцієнтами запасу міцності.

Традиційні інженерні розрахунки на міцність елементів рамних конструкцій базуються, з одного боку, на номінальних напруженнях, що визначаються за формулами з опору матеріалів, теорії пружності і пластичності, теорії пластин і оболонок, а з іншого боку – на характеристиках міцності матеріалів, які визначаються при стандартизованих чи уніфікованих випробуваннях лабораторних зразків із конструкційних матеріалів [24].

2.2.1. Розрахунок зусиль, які діють на центральний брус в опорах кріплення коренекопача

Головним джерелом динамічних трикомпонентних навантажень, що діють на центральний брус машини КС-6Б під час її роботи, є викопувальний пристрій. Конструктивною особливістю встановлення коренекопача є його приєднання до центрального бруса лише у двох вузлах кріплення. Перший вузол утворений гідроциліндром, який забезпечує переведення копача з робочого положення в транспортне і навпаки, а другий – заднім кронштейном рами викопувального пристрою. Завдяки такій схемі монтажу навантаження від роботи коренекопача передаються на брус через зазначені точки кріплення.

Тому визначення реакцій в опорах кріплення викопуючого пристрою (передній та задній кронштейни) є вкрай необхідним для визначення зусиль, які діють на центральний брус основної рами машини КС-6Б.

Для дослідження напружено-деформованого стану інженерних конструкцій загалом і окремих несучих елементів зокрема, а також для обґрунтування раціональних конструктивних параметрів, важливу роль відіграють теоретичні методи визначення силових чинників у стержневих системах та поперечних перерізах їх елементів з урахуванням повного напруженого стану. Саме такий підхід дає можливість більш об'єктивно оцінити роботу конструкції під дією навантажень і визначити напрями її вдосконалення.

При розрахунку пружних статично – невизначених конструкцій, зокрема при усуненні “зайвих” в'язей, заслуговує на увагу своєю універсальністю ММПЕД [19 – 22].

Вираз потенціальної енергії деформації має вигляд [20]:

$$U = U_M + U_K + U_Q + U_N. \quad (2.6)$$

Формула (2.6) є узагальненим виразом потенціальної енергії деформації при розкритті статичної невизначеності будь – яких конструктивних

стержневих систем. Інтегрування у цих формулах проводиться вздовж елементів (балок) конструкції.

Якщо подати потенціальну енергію системи через внутрішні або зовнішні силові фактори, то як невідомі можна обрати параметри, які не пов'язані між собою лінійними залежностями. За такої постановки задачі її розв'язання зводиться до знаходження звичайного екстремуму відповідної функції, що суттєво спрощує проведення аналізу.

За допомогою рівнянь статички з виразу (2.6) можна виключити необхідну кількість невідомих і записати потенціальну енергію деформації стержневої системи як функцію статично невизначених силових факторів M_i , K_i , Q_i , N_i цієї системи, тобто:

$$U = U(M_i, K_i, Q_i, N_i). \quad (2.7)$$

У такому випадку задача зводиться до дослідження функції (2.7) на звичайний екстремум [19, 20]. Саме цією властивістю ММПЕД користуються для розрахунку статично – невизначених стержневих систем.

Якщо з виразу ПЕД за допомогою рівнянь статички не виключати відповідну кількість невідомих, тобто не вимагати їх лінійної незалежності, то можна отримати задачу на умовний екстремум. Таку задачу використовують рідше, оскільки вона приводить до збільшення числа рівнянь, хоча умовно – екстремальний принцип дозволяє скоротити завершальний етап розрахунку, наприклад визначення переміщень чи напружень. При використанні швидкодіючих комп'ютерів кількість рівнянь не є важливим фактором, основним є оперативне отримання достовірних кінцевих результатів.

Під час аналізу статично невизначуваних стержневих систем надлишкові в'язі усувають, а їхній вплив на роботу конструкції враховують шляхом введення відповідних невідомих силових факторів. Якщо умови закріплення вузлів забезпечують відсутність переміщень у напрямках дії цих сил, а згідно з теоремою Кастиліано частинні похідні потенціальної енергії деформації за відповідними зусиллями дорівнюють переміщенням у напрямках їх

прикладання, то, використовуючи теорему найменшої роботи, можна записати таку умову:

$$\frac{\partial U}{\partial M_i} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial K_i} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial Q_i} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial N_i} = 0. \quad (2.8)$$

Рівняння (2.8) застосовують для розкриття статичної невизначеності стержневих систем. Кількість рівнянь при цьому співпадає з кількістю статично невизначених зусиль.

Для оцінки НДС стержневих систем використовується наступний порядок розрахунку [19, 20]:

1. Будують основну розрахункову схему. Для цього умовно роблять перетин на осі симетрії (при наявності такої) і заміняють дію однієї частини конструкції на іншу невідомими внутрішніми зусиллями.

2. Складають вираз функції ПЕД системи.

Для цього інтегрують за довжиною ділянок кронштейнів, лонжеронів, поперечок та інших елементів конструкції; у підінтегральні вирази повинні увійти усі внутрішні і зовнішні силові фактори, що мають вплив на цій ділянці. При інтегруванні на ділянках не має значення, з якої із них починати і на якій завершувати інтегрування (це вплине лише на громіздкість виразу функції потенціальної енергії). ПЕД повинна включати суму усіх ділянок (ділянками вважаються відстані між вузлами з'єднання поперечних та повздовжніх елементів; прикладеними силами; зміною жорсткостей; різного виду переходи від однієї частини конструкції до другої та ін.).

3. За допомогою рівнянь статички (рівнянь рівноваги системи) виключають із функції потенціальної енергії певну кількість невідомих зусиль.

4. Використовуючи правило Лейбніца, диференціюють за невідомими зусиллями підінтегральні вирази функції ПЕД і вичислюють означені інтеграли.

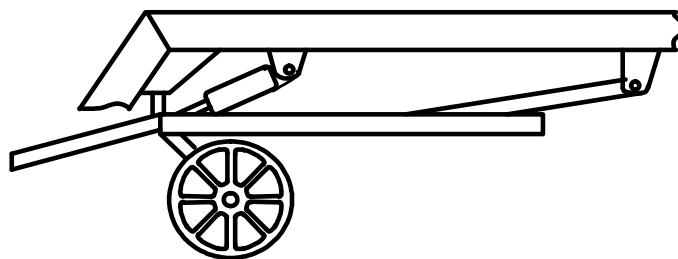
5. На підставі формули (2.3) прирівнюють до нуля кожен із похідних від потенціальної енергії і таким чином складають систему лінійних канонічних рівнянь, розв'язавши котру отримують значення шуканих невідомих.

6. За значеннями числових величин внутрішніх невідомих і заданими зовнішніми навантаженнями будують силові епюри, на підставі яких визначають напружений стан у найбільш небезпечних перетинах конструкцій (або безпосередньо визначають напруження у цих перетинах).

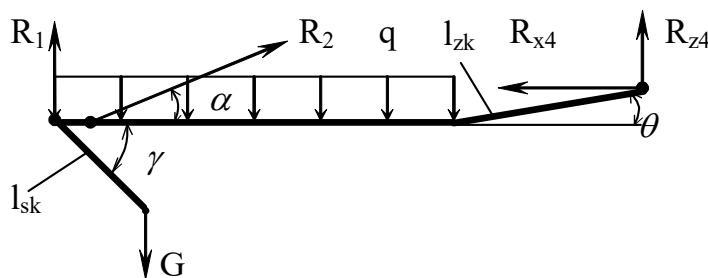
Прийняті допущення:

1. Вузли з'єднання поперечних траверс з поздовжніми лонжеронами рам до деформації і після деформації залишаються незмінними.
2. Енергіями деформації зсуву і розтягу (стиску) нехтуємо як величинами малими у порівнянні з іншими енергіями деформації.

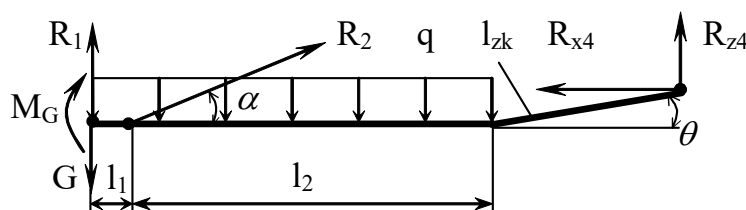
Визначимо зусилля, які діють на центральний брус машини КС-6Б у транспортному режимі експлуатації. Розрахункова схема подана на рис. 2.3.



Загальна схема



Розрахункова схема



Приведена розрахункова схема

Рисунок 2.3 – Розрахункова схема для визначення зусиль на центральному брусі у транспортному положенні викопуючого пристрою

Маємо чотири реакції: реакцію від допоміжного фіксатора R_1 , реакцію на штоці гідроциліндра R_2 (передній кріпильний кронштейн) та дві реакції R_{x4} і R_{z4} на задньому кріпильному кронштейні. Так невідомих реакцій маємо чотири, а рівнянь статички системи є лише три, то така розрахункова схема буде статично невизначеною.

Реакцію на штоці гідроциліндра R_2 можна визначити з таких міркувань.

У гідросистемі машини КС-6Б, паралельно з гідроциліндром діаметром $D=100$ мм, встановлено запобіжний клапан, розрахований на тиск $p=40$ атм., який спрацьовує при різкому збільшенні навантаження на робочі органи викопуючого пристрою машини.

Максимально можливе зусилля на штоці гідроциліндра буде визначатись за наступною формулою:

$$R_2 = p \cdot S, \quad (2.4)$$

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 100^2}{4} = 7,854 \cdot 10^3 \text{ мм}^2.$$

Записавши $p = 40$ атм. $= 4,053 \cdot 10^6$ Па ≈ 4 МПа, визначаємо максимальне зусилля на штоці гідроциліндра:

$$R_2 = 4,053 \cdot 7,854 \cdot 10^3 = 31,83 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Оскільки максимальна реакція R_2 на штоці гідроциліндра відома, то розглядаємо статично визначену стержневу систему.

Невідомі реакції R_{x4} , R_{z4} та R_1 визначаються з трьох рівнянь статички:

$$\begin{aligned} \sum X: & R_2 \cdot \cos \alpha - R_{x4} = 0; \\ \sum Z: & R_1 - G + R_2 \cdot \sin \alpha - q \cdot (l_1 + l_2) + R_{z4} = 0; \\ \sum M_4: & R_1 \cdot (l_1 + l_2 + l_{zk} \cdot \cos \beta) + M_G - G \cdot (l_1 + l_2 + l_{zk} \cdot \cos \beta) + R_2 \cdot \sin \alpha \cdot (l_2 + l_{zk} \cdot \cos \beta) - \\ & - R_2 \cdot \cos \alpha \cdot l_{zk} \cdot \sin \beta - q \cdot (l_1 + l_2) \left(\frac{l_1 + l_2}{2} + l_{zk} \cdot \cos \beta \right) = 0. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Розв'язуючи систему рівнянь статичи визначаємо невідомі реакції.

Визначаємо зусилля, які діють на центральний брус машини КС-6Б у робочому режимі експлуатації. Розрахункова схема подана на рис. 2.4.

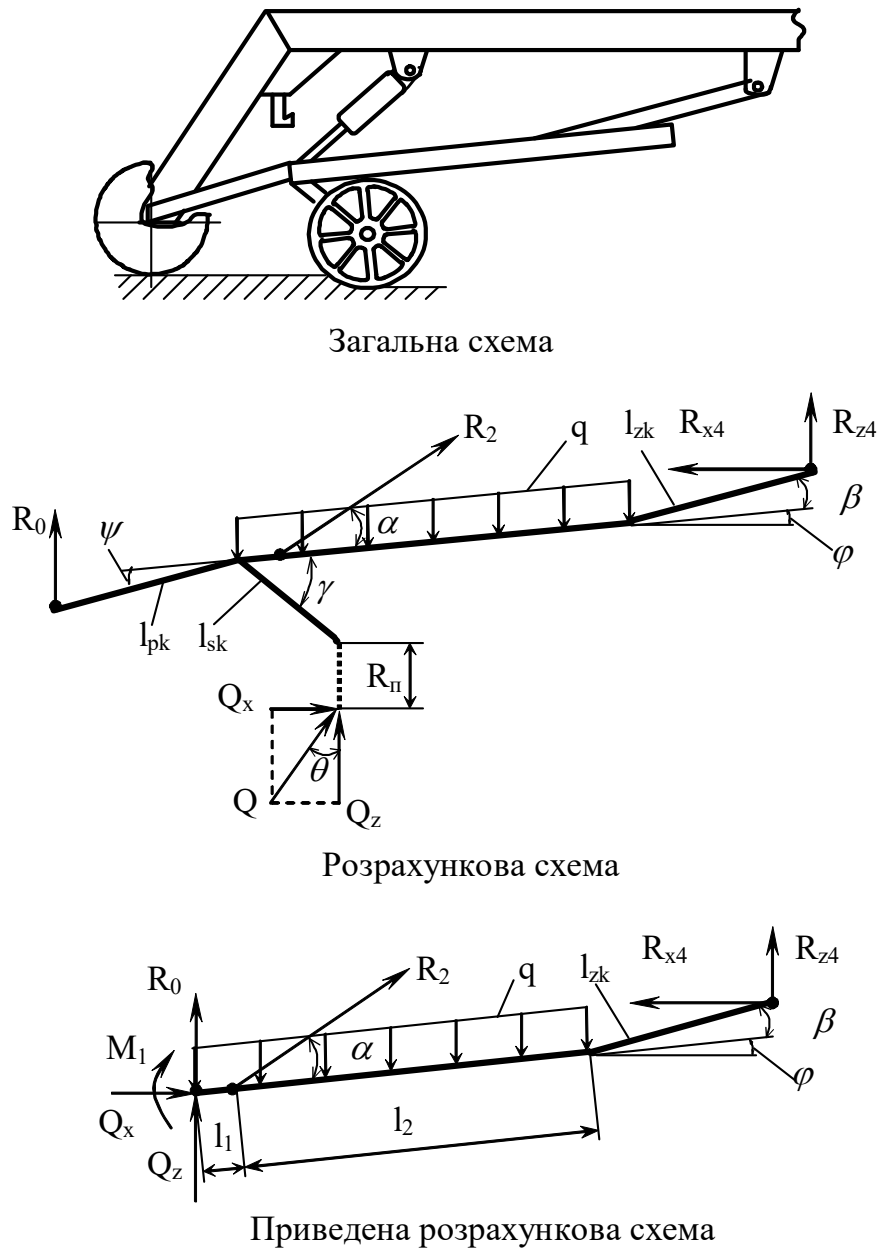


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема для визначення зусиль на центральному брусі у робочому положенні викопуючого пристрою

Маємо чотири невідомі реакції: реакцію від передніх опорних кронштейнів копача R_0 , зусилля Q на викопуючих органах та реакції R_{x4} і R_{z4}

на задньому кріпильному кронштейні, отже розглядаємо один раз статично - невизначену стержневу систему.

Користуючись порядком розрахунку описаним вище, визначаємо невідомі реакції R_0 , Q , R_{x_4} та R_{z_4} . Для цього складаємо функцію ПЕД за довжиною рами викопуючого пристрою машини КС-6Б як частковий вираз від рівняння (2.1), тобто записуємо інтеграли за ділянками несучих елементів рами, межами яких є краї несучих елементів та точки прикладання зусиль:

$$U_M = \int_0^{l_1} \frac{\left(R_0 x \cos \varphi - M_1 - Q_x \sin \varphi \cdot x + Q_z \cos \varphi \cdot x - q \cos \varphi \cdot \frac{x^2}{2} \right)^2}{2EI} dx +$$

$$+ \int_0^{l_2} \frac{\left(R_0 (l_1 + x) \cos \varphi - M_1 - Q_x \sin \varphi \cdot (l_1 + x) + Q_z \cos \varphi \cdot (l_1 + x) - \right.}{2EI} \left. - q \cos \varphi \cdot \frac{(l_1 + x)^2}{2} + R_2 \sin \alpha \cdot x \right)^2}{2EI} dx \quad (2.6)$$

Диференціюємо вираз (2.6) за невідомою реакцією R_0 :

$$\frac{dU_M}{dR_0} = \int_0^{l_1} \frac{2 \left(R_0 x \cos \varphi - M_1 - Q_x \sin \varphi \cdot x + Q_z \cos \varphi \cdot x - q \cos \varphi \cdot \frac{x^2}{2} \right) \cdot x \cos \varphi}{2EI} dx +$$

$$+ \int_0^{l_2} \frac{2 \left(R_0 (l_1 + x) \cos \varphi - M_1 - Q_x \sin \varphi \cdot (l_1 + x) + Q_z \cos \varphi \cdot (l_1 + x) - \right.}{2EI} \left. - q \cos \varphi \cdot \frac{(l_1 + x)^2}{2} + R_2 \sin \alpha \cdot x \right) (l_1 + x) \cos \varphi}{2EI} dx = 0 \quad (2.7)$$

З рівняння (2.7) очевидно, що:

$$\int_0^{l_1} \left(R_0 x \cos \varphi - M_1 - Q_x \sin \varphi \cdot x + Q_z \cos \varphi \cdot x - q \cos \varphi \cdot \frac{x^2}{2} \right) \cdot x \cos \varphi \cdot dx +$$

$$+ \int_0^{l_2} \left(R_0 (l_1 + x) \cos \varphi - M_1 - Q_x \sin \varphi \cdot (l_1 + x) + Q_z \cos \varphi \cdot (l_1 + x) - \right. \quad (2.8)$$

$$\left. - q \cos \varphi \cdot \frac{(l_1 + x)^2}{2} + R_2 \sin \alpha \cdot x \right) (l_1 + x) \cos \varphi \cdot dx = 0$$

Інтегруючи вираз (2.8) отримаємо:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{l_2^3 + l_1^3}{3} + l_2^2 \cdot l_1 + l_1^2 \cdot l_2 \right) (\cos \varphi)^2 R_0 - \left(\frac{l_2^2 + l_1^2}{2} + l_1 \cdot l_2 \right) \cos \varphi \cdot M_1 - \\ & - \left(\frac{l_2^3 + l_1^3}{3} + l_2^2 \cdot l_1 + l_1^2 \cdot l_2 \right) \cos \varphi \cdot \sin \varphi \cdot Q_x + \left(\frac{l_2^3 + l_1^3}{3} + l_2^2 \cdot l_1 + l_1^2 \cdot l_2 \right) (\cos \varphi)^2 Q_z - \\ & - \left(\frac{l_2^3 \cdot l_1 + l_1^3 \cdot l_2}{2} + \frac{3}{4} \cdot l_2^2 \cdot l_1^2 + \frac{l_2^4 + l_1^4}{8} \right) (\cos \varphi)^2 \cdot q + \left(\frac{l_2^3}{3} + \frac{l_2^2 \cdot l_1}{2} \right) \cos \varphi \cdot \sin \alpha \cdot R_2 = 0. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Записуємо рівняння статички:

$$\begin{aligned} \sum X: \quad & Q_x + R_2 \cdot \cos(\alpha + \varphi) - R_{x4} = 0 \\ \sum Z: \quad & R_0 + Q_z + R_2 \cdot \sin(\alpha + \varphi) - q \cdot (l_1 + l_2) \cdot \cos \varphi + R_{z4} = 0 \\ \sum M_4: \quad & R_0 \cdot ((l_1 + l_2) \cdot \cos \varphi + l_{zk} \cdot \cos(\beta + \varphi)) + M_1 + Q_z \cdot ((l_1 + l_2) \cdot \cos \varphi + l_{zk} \cdot \cos(\beta + \varphi)) - \\ & - Q_x \cdot ((l_1 + l_2) \cdot \sin \varphi + l_{zk} \cdot \sin(\beta + \varphi)) + R_2 \cdot \sin(\alpha + \varphi) \cdot (l_2 \cdot \cos \varphi + l_{zk} \cdot \cos(\beta + \varphi)) - \\ & - R_2 \cdot \cos(\alpha + \varphi) \cdot (l_2 \cdot \sin \varphi + l_{zk} \cdot \sin(\beta + \varphi)) - q \cdot (l_1 + l_2) \left(\frac{l_1 + l_2}{2} \cos \varphi + l_{zk} \cdot \cos(\beta + \varphi) \right) = 0 \end{aligned} \quad (2.10)$$

Розв'язавши сумісно систему рівнянь статички (2.10) та рівняння (2.9) отримаємо значення шуканих реакцій R_0 , Q , R_{x4} та R_{z4} .

2.2.2. Розрахунок крутного моменту

Як було відзначено в підрозділі 1.3, під час роботи машини КС-6Б за певних експлуатаційних умов на центральний брус основної рами в зоні приєднання гідроциліндра діє крутий момент. Виникнення такого навантаження обумовлене особливостями взаємодії викопувального пристрою з рамою машини та характером передачі сил через вузол кріплення гідроциліндра. Найбільш небезпечним є випадок, коли відбувається наїзд на солончаки під час робочого режиму експлуатації машини (при заглиблених у ґрунт робочих органах), внаслідок чого відбувається вигиблення робочих органів і зміщення напрямку руху викопуючого пристрою на деякий кут відносно осі машини. На такий же кут буде відхилитись і гідроциліндр машини, через який передається навантаження на центральний брус машини.

Проекція зусилля на штоці гідроциліндра на повздовжню, поперечно – вертикальну та поперечно – горизонтальну осі машини дасть, відповідно, осьову та перерізаючі сили, крутний та згинаючі моменти.

Для розрахунку кута зміщення викопуючого пристрою відносно осі машини розглянемо наступну розрахункову схему (рис. 2.5).

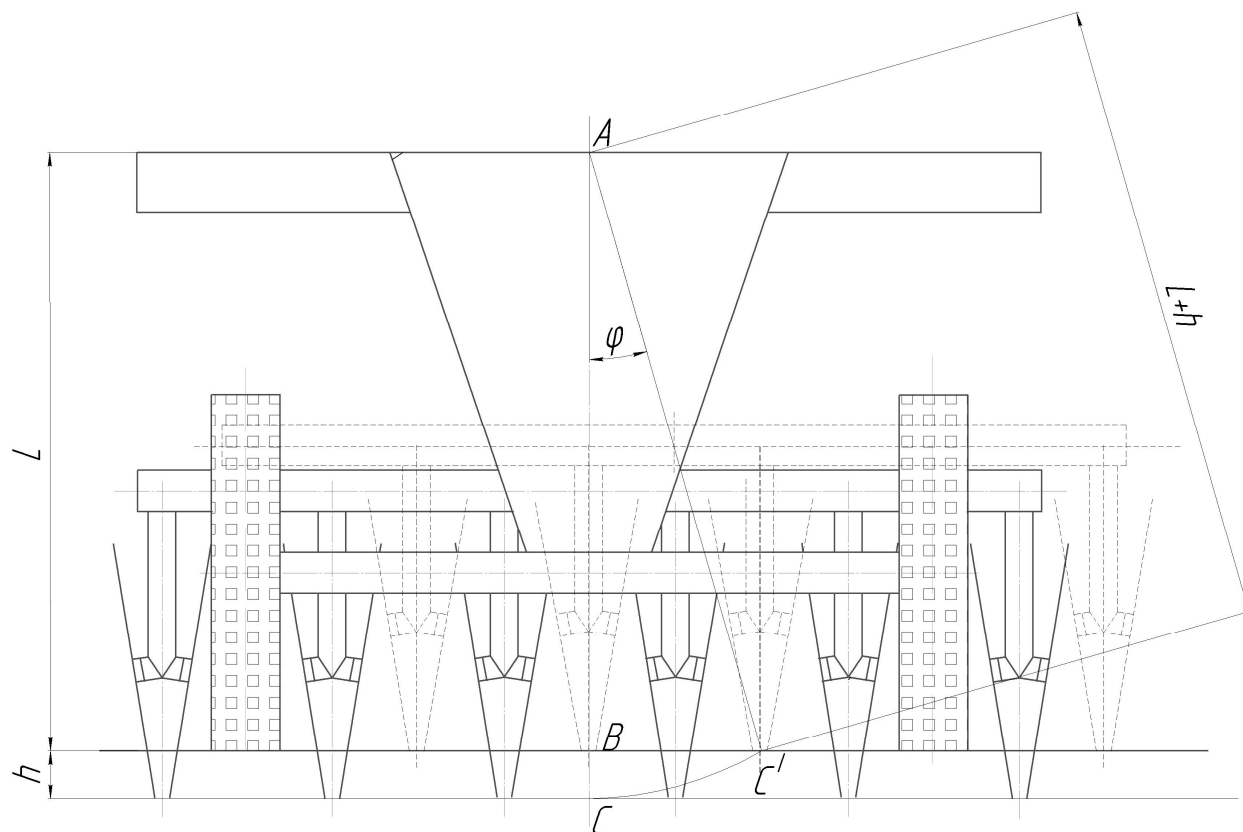


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема для визначення кута зміщення коренекопача

Кут зміщення викопуючого пристрою можна знайти за співвідношеннями сторін прямокутного трикутника ABC' :

$$\cos(\varphi) = \frac{AB}{AC'} = \frac{L}{L+h},$$

тоді

$$\varphi = \arccos\left(\frac{L}{L+h}\right) = 19^{\circ}75''.$$

Користуючись розрахунковою схемою (рис. 2.6), спроектувавши зусилля на штоці гідроциліндра на відповідні осі X та Z, визначаємо поперечні сили та крутний момент, які діють на брус у точці кріплення переднього опорного кронштейну.

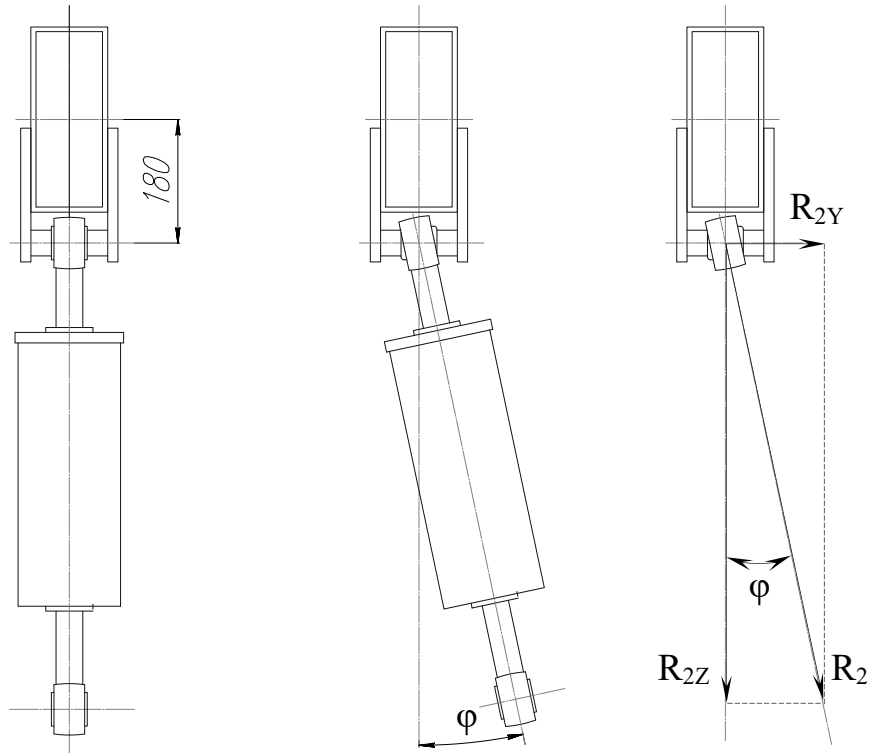


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема для визначення крутного моменту

Вертикальна складова зусилля на штоці гідроциліндра:

$$R_{2Z} = R_2 \cdot \cos(\varphi) = 31.83 \cdot 10^3 \cdot \cos(19.75) = 29.95 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Горизонтальна складова зусилля на штоці гідроциліндра:

$$R_{2Y} = R_2 \cdot \sin(\varphi) = 31.83 \cdot 10^3 \cdot \sin(19.75) = 10.75 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Крутний момент на центральному брусі визначаємо за формулою:

$$K = R_{2Y} \cdot 180 \cdot 10^{-3} = 10.75 \cdot 10^3 \cdot 180 \cdot 10^{-3} = 1935 \text{ Н м.}$$

2.2.3. Розрахунок бімоменту

Дія крутного моменту на центральний брус спричиняє формування специфічного напружено-деформованого стану тонкостінного профілю, відомого як стиснене (обмежене) кручення. За таких умов у перерізі елемента, окрім дотичних напружень від кручення, виникають додаткові нормальні напруження, зумовлені дією бімоменту.

Для визначення бімомента розглянемо розрахункову схему центрального бруса (рис. 2.7).

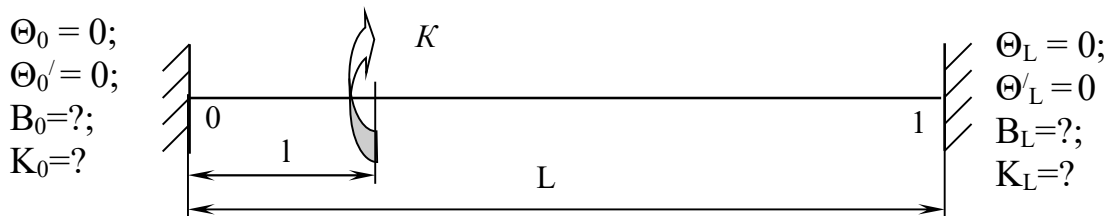


Рисунок 2.7 – Розрахункова схема для визначення бімомента

Для визначення невідомих B_0 та K_0 запишемо рівняння кута закручування θ_L та його похідної θ'_L на правому кінці бруса з використанням функцій впливу, поданих у таблиці 1.1:

$$\begin{cases} \theta_L = B_0 \frac{1 - ch(kL)}{GI_d} + K_0 \frac{kL - sh(kL)}{kGI_d} + K \frac{k(L-l) - sh(k(L-l))}{kGI_d}; \\ \theta'_L = B_0 \left(-\frac{k}{GI_d} sh(kL) \right) + K_0 \frac{1 - ch(kL)}{GI_d} + K \frac{1 - ch(k(L-l))}{GI_d}. \end{cases} \quad (2.11)$$

За умови $\theta_L = 0$ та $\theta'_L = 0$ з системи рівнянь (2.11) отримаємо:

$$B_0 = \frac{K(kl + k(L-l)ch(kL) - kLch(k(L-l)) + sh(kl) - sh(kL) + sh(k(L-l)))}{k(2 - 2ch(kL) + kLsh(kL))}; \quad (2.12)$$

$$K_0 = \frac{K \left[sh\left(\frac{kL}{2}\right) - sh\left(k\left(l - \frac{L}{2}\right)\right) - k(L-l) \cdot ch\left(\frac{kL}{2}\right) \right]}{kL \cdot ch\left(\frac{kL}{2}\right) - 2sh\left(\frac{kL}{2}\right)}. \quad (2.13)$$

В загальному випадку невідомий силовий параметр B_L (бімомент на довільній довжині стержня L) визначатиметься рівнянням:

$$B_L = B_0 \cdot ch(kL) + K_0 \cdot \frac{sh(kL)}{k} + K \cdot \frac{sh(k(L-l))}{k} \quad (2.14)$$

Для розрахунку бімоменту за рівнянням (2.14) необхідно за формулою (1.3) визначити коефіцієнт k , який є пружною згинально - крутною характеристикою тонкостінного стержня замкнутого профілю.

Для цього використаємо епюру розподілу секторіальної координати по перетину тонкостінного прямокутного профілю (рис. 2.8) [29].

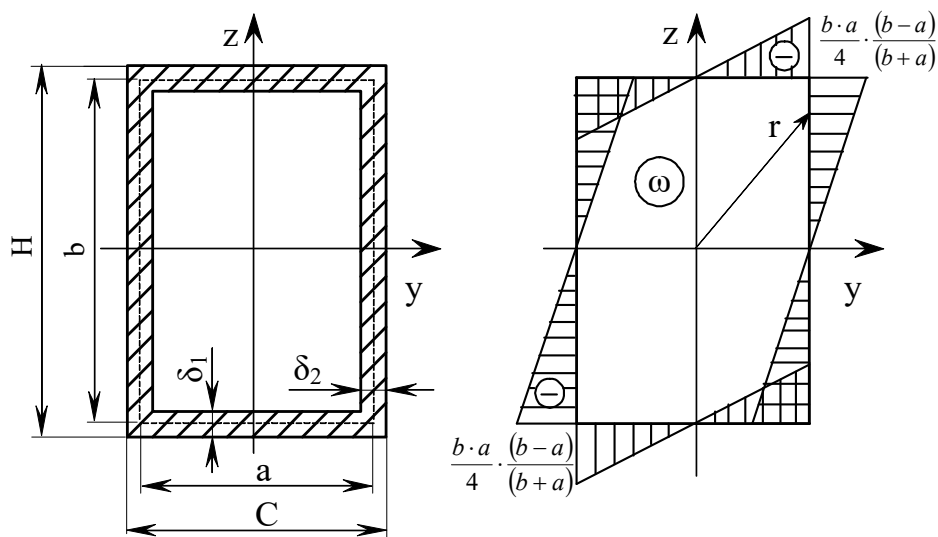


Рисунок 2.8 – Епюра розподілу секторіальної координати по перетину прямокутного тонкостінного профілю

Визначаємо необхідні для розрахунку параметри при реальних розмірах поперечного перетину центрального бруса:

- секторіальний момент інерції:

$$I_\omega = \int_F \omega^2 dF = \frac{a^2 b^2 (b\delta_1 - a\delta_2)^2 (a\delta_1 + b\delta_2)}{24(b\delta_1 + a\delta_2)^2} = 1.31 \cdot 10^{-9} \text{ м}^6;$$

- геометричний фактор жорсткості при чистому крученні:

$$I_T = \frac{\omega_K^2}{\oint_s \frac{dS}{\delta}} = \frac{(2ab)^2}{2\left(\frac{a}{\delta_1} + \frac{b}{\delta_2}\right)} = 5.72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4;$$

- направлений полярний момент інерції:

$$I_C = \int_F r^2 dF = \frac{ab}{2}(b\delta_1 + a\delta_2) = 6.88 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

Для сталі 09Г2С модулі пружності першого та другого роду будуть відповідно $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа та $G=8 \cdot 10^4$ МПа.

За рівняннями (2.17) та (2.18), при відомих довжинах бруса $L=1810$ мм та $l=725$ мм, визначаємо крутний момент та бімомент у лівому зацімленні:

$$K_0 = -1173.5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$B_0 = 69.97 \text{ Н} \cdot \text{м}^2.$$

З рівняння (2.19) визначаємо бімомент у правому зацімленні:

$$B(L=1,81) = 45.43 \text{ Н} \cdot \text{м}^2.$$

Як бачимо з розрахунку, більший вплив бімомент має у лівому зацімленні бруса, тому тут і будуть максимальні напруження від депланації.

Результати розрахунку зведено у таблицю 2.4.

Таблиця 2.4 – Силкові фактори, які діють на центральний брус машини КС-6Б

Силівий фактор	Режими експлуатації			
	Транспортний		Робочий	
	т.2	т.4	т.2	т.4
Поздовжня сила N, H	$2,757 \cdot 10^4$	$9,189 \cdot 10^3$	$2,861 \cdot 10^4$	$1,427 \cdot 10^4$
Поперечна сила Q_z, H	$1,591 \cdot 10^4$	788,954	$1,395 \cdot 10^4$	$1,254 \cdot 10^4$
Згинальний момент $M_y, H \cdot m$	$4,962 \cdot 10^3$	$3,032 \cdot 10^3$	$5,15 \cdot 10^3$	$4,708 \cdot 10^3$
Крутний момент $K, H \cdot m$	–	–	1935	–

3. ПРОЄКТНА ЧАСТИНА

3.1. Оцінка напружено - деформованого стану центрального бруса рами машини КС-6Б

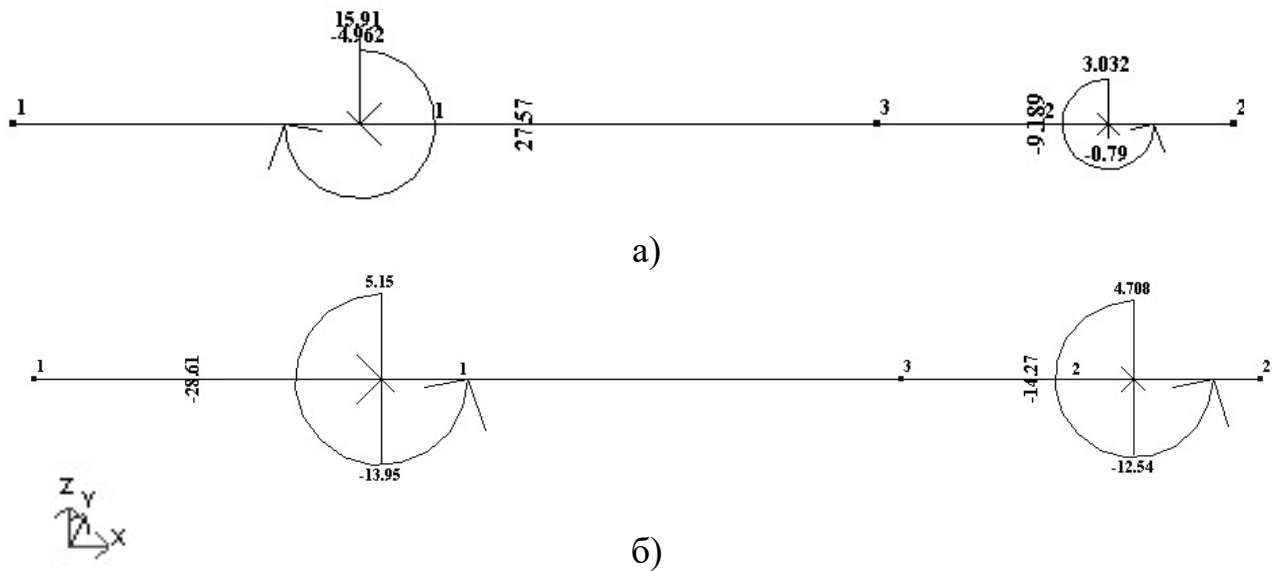
Традиційними класичними розрахунками несучих конструкцій є розрахунки за допустимими напруженнями чи коефіцієнтами запасу міцності. Такі розрахунки базуються на припущенні про суцільність матеріалів, які використовуються при виготовленні конструкцій.

Після виконання статичного розрахунку рами машини з урахуванням коефіцієнтів динамічності та встановлення внутрішніх силових факторів – бімоментів, згинальних і крутних моментів, поперечних та поздовжніх зусиль, що виникають у тонкостінних елементах несучої конструкції, здійснюють оцінювання її напружено-деформованого стану. На основі такого аналізу визначають найбільш навантажені та потенційно небезпечні перерізи елементів рами.

Центральний брус основної рами машини КС-6Б є тонкостінним стержнем замкнутого коробчастого профілю з розмірами $180 \times 75 \times 4$ мм, виготовлений зі сталі 09Г2С. Для підвищення жорсткості він додатково підсилений ребром розміром $132 \times 10 \times 1700$ мм, виконаним із того ж матеріалу.

У межах дослідження необхідно провести статичний розрахунок міцності центрального бруса основної рами самохідної коренезбиральної машини КС-6Б з урахуванням навантажень, характерних для реальних умов експлуатації.

Центральний брус з'єднується з несучими елементами основної рами у трьох точках: спереду приварюється до поперечини трапеції і ззаду вварюється у ліву та праву поперечини основи рами силового агрегату. За таких умов з'єднання розрахункова схема центрального бруса (рис. 3.1) є статично – невизначеною.



а – транспортний режим; б – робочий режим

Рисунок 3.1 – Розрахункова схема центрального бруса

Розрахунок центрального бруса проведено на ПК з використанням спеціалізованого програмного забезпечення “Ліра” у такій послідовності:

- побудовано розрахункову схему;
- пронумеровано вузли та елементи конструкції;
- визначено координати вузлів у вибраній координатній системі;
- визначено геометричні характеристики елементів конструкції;
- розраховано внутрішні силові фактори від діючих навантажень;
- встановлено найбільш небезпечні перетини елементів конструкції.

За результатами розрахунку отримали невідомі внутрішні силові фактори (згинальні моменти, крутні моменти, поперечні та повздовжні зусилля); встановили найбільш небезпечні перетини центрального бруса, в яких було визначено напруження від дії перерахованих силових факторів.

Необхідно зважати на те, що повздовжній центральний брус з поперечинами з’єднані жорстко, що перешкоджає вільному переміщенню точок поперечних перетинів тонкостінного стержня при дії крутного моменту і кінцеві ділянки центрального бруса є затиснутими привареними до неї поперечинами. За таких умов виникає стиснене кручення бруса.

Оскільки центральний брус рами – тонкостінний стержень, що знаходиться в умовах стисненого кручення, то в поперечних перетинах бруса виникають додаткові секторіальні дотичні і нормальні напруження та дотичні напруження чистого кручення.

Вважають, що за товщиною стінки перерізу нормальні напруження, що виникають унаслідок стисненого кручення, мають рівномірний розподіл, тоді як у межах усього перерізу вони змінюються відповідно до закону секторіальних площ. Дотичні напруження в довільній точці перерізу тонкостінного стержня орієнтовані вздовж дотичної до дуги його контуру, а за товщиною стінки змінюються за лінійною залежністю [5].

Нормальні напруження стисненого кручення визначають за формулою:

$$\sigma_{\omega} = \frac{B_{\omega} \cdot \omega}{I_{\omega}}, \quad (3.1)$$

Згинально - крутний бімомент B_{ω} у цій формулі виражається через крутний момент за заданих умов закріплення кінців стержня і визначається рівняннями (2.17), (2.18), (2.19).

Дотичні напруження в умовах чистого кручення:

$$\tau_{кр} = \frac{K \cdot \delta}{J_d}. \quad (3.2)$$

Величини еквівалентних розрахункових напружень визначимо згідно теорії потенціальної енергії формозміни [5]:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}. \quad (3.3)$$

Результати проведених розрахунків свідчать, що при депланації перерізів визначальний вплив на напружено-деформований стан мають нормальні напруження. Оскільки величина дотичних напружень є значно меншою порівняно з нормальними, у подальшому аналізі їх впливом можна знехтувати.

Результати розрахунку напружень у найбільш навантажених перетинах центрального бруса основної рами машини КС-6Б наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Значення напружень у найбільш небезпечних перетинах центрального бруса рами машини КС-6Б

Напруження, <i>МПа</i>	Транспортний режим			Робочий режим		
	Номер вузла (рис. 3.1)					
	1	3	2	1	3	2
σ_M	24	23	27	26	28	31
σ_Q	8,0	9,4	8,5	7,7	9,1	23
σ_N	5,7	2,7	1,3	6,7	2,9	6,3
σ_ω	0	0	0	74	48	0
τ_K	0	0	0	22	14	0
σ_e	37,7	35,1	36,8	120,5	91	60,3

З аналізу даних, наведених у табл. 3.1, випливає, що максимальне навантаження на центральний брус припадає на вузол № 1 в робочому режимі експлуатації машини. У цьому перетині розрахункове значення напруження досягає 120,5 МПа, що є найбільшим серед усіх досліджених перерізів.

3.2. Розрахунок оптимальних геометричних параметрів центрального бруса рами машини КС-6Б

При удосконаленні машин для збирання цукрових буряків велику увагу слід приділяти розрахункам їх несучих конструкцій на міцність та довговічність, оскільки невиправдане завищення коефіцієнтів запасу міцності призводить до великої металоємкості рам, створення їх масивними, із невичерпаними можливостями по їх несучій здатності.

Процес удосконалення несучих конструкцій сільськогосподарської машини передбачає вибір схеми, елементів, призначення їх розмірів, матеріалу, способів та характеристик їх з'єднань. Розв'язок такої задачі пов'язаний з оптимізаційним пошуком при виконанні певних умов та обмежень.

Синтез конструкцій починається після проведення структурної оптимізації, накладання додаткових умов (заборонних зон, різних вимог і т.д.) та отримання технологічної структури, яка визначається новими потоками зусиль [5, 24].

При виборі конфігурації стержневих елементів по ребрам товщин, пластинчастих елементів моделі необхідно враховувати місця встановлення агрегатів машини, з'єднання конструктивних елементів у вузли, технологічні обмеження та інші вимоги, не пов'язані з міцністю.

Технологічна структура визначає орієнтацію та тип конструктивних елементів першого силового контуру майбутньої конструкції. В рамках даного контуру можна виділити два типи конструкцій елементів:

- стержневий, параметрами якого є товщина і ширина одного з розмірів поперечного перетину;
- тонкостінну оболонку, параметрами якої є товщина та строго окреслений контур зашивки в площині панелі.

Другий контур силової конструкції складається з елементів підкріплення та елементів поперечних зв'язків. Елементи підкріплення розташовуються за межами площини панелі і обрамляють елементи першого контуру. Їх товщина і ширина вибираються виходячи з конкретних умов проектування. Відомо, що мінімальна товщина несучих елементів сільськогосподарських машин приблизно 1,5 мм, середня висота елементів підкріплення – 40 мм. Ці параметри уточнюються в процесі параметричної оптимізації елементів. Необхідно дотримуватися межі допустимих товщин елементів 5-6 мм. Це не дозволяє вийти за межу тонкостінності оболонок, в рамках яких можливий пошук оптимальних конструкцій з мінімальною металомісткістю [29].

Зважаючи на наведені вище положення, встановимо геометричні параметри замкненого тонкостінного профілю коробчастого перерізу, за яких під час кручення не відбувається його спотворення.

Для тонкостінних стержнів, що працюють на кручення, осьове переміщення довільної точки, розташованої на дузі s профілю, визначають за залежністю [5]:

$$\varpi = \theta \cdot \left[\omega(s) - \frac{\omega_K}{\oint \frac{ds}{\delta}} \cdot \int_0^s \frac{ds}{\delta} \right]. \quad (3.4)$$

Умову відсутності депланації перетинів стержня можна записати:

$$\omega(s) - \frac{\omega_K}{\oint \frac{ds}{\delta}} \cdot \int_0^s \frac{ds}{\delta} = 0. \quad (3.5)$$

Для кутової точки прямокутного тонкостінного профілю (рис. 2.8), матимемо:

$$\omega(s) = \int_0^s r \cdot ds = \int_0^a \frac{b}{2} \cdot ds = a \cdot \frac{b}{2};$$

$$\int_0^s \frac{ds}{\delta} = \int_0^a \frac{ds}{\delta_1} = \frac{a}{\delta_1};$$

$$\oint \frac{ds}{\delta} = 2 \cdot \left(\frac{a}{\delta_1} + \frac{b}{\delta_2} \right);$$

$$\omega_K = 2 \cdot a \cdot b.$$

Після підстановки зазначених значень у залежність (3.5) та подальшого перетворення отриманого виразу отримаємо:

$$\delta_2 = \frac{b}{a} \cdot \delta_1 \quad \text{або} \quad \delta_1 = \frac{a}{b} \cdot \delta_2. \quad (3.6)$$

З отриманих залежностей випливає, що замкнутий тонкостінний прямокутний профіль не зазнаватиме депланації за умови рівності співвідношень між товщинами та відповідними довжинами його стінок.

Для центрального бруса з геометричними розмірами 180×75 мм, співвідношення між товщинами стінок складатиме $\delta_2 = 2.4 \cdot \delta_1$.

Досягнути такої геометрії можна шляхом приварювання пластин необхідної товщини x на бокові стінки прямокутного профілю (рис. 3.2).

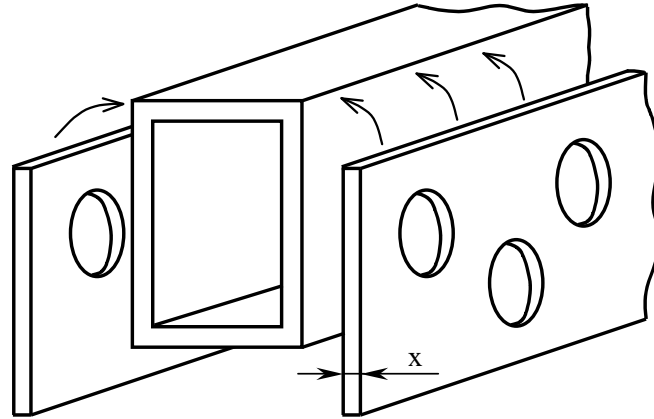


Рисунок 3.2 – Схема накладання пластин на тонкостінний замкнутий профіль

Необхідну товщину пластини – накладки можна визначити з наступних міркувань. У стандартних гнутих тонкостінних профілів товщини стінки однакова за довжиною його контуру: $\delta_1 = \delta_2 = \delta$. При накладанні пластин товщиною x отримаємо наступні значення товщин: $\delta_1 = \delta$ та $\delta_2 = \delta + x$.

Підставляючи значення товщин у співвідношення (3.6) та зважаючи на збільшення загальної ширини стержня отримаємо квадратне рівняння

$$\delta + x = \frac{b}{a + 2x} \cdot \delta,$$

один з коренів якого:

$$x \rightarrow \frac{1}{4} \left(\sqrt{a^2 - 4ab + 8b\delta + 4\delta^2} - a - 2\delta \right),$$

дає значення $x \approx 4.5$ мм.

Не буде депланувати також замкнутий профіль постійної товщини з контуром у вигляді багатокутника, описаного навколо кола.

Для такого профілю матимемо:

$$r = \frac{D}{2} = const ;$$

$$\omega(s) = S_{II} \cdot \frac{D}{2} ;$$

$$\omega_K = r \cdot S_{II} .$$

Підставивши ці вирази у рівняння (3.5) отримаємо, що осьове зміщення в довільній точці перетину рівне нулю.

Отже, застосування бруса круглого перетину постійної товщини чи прямокутного перетину із змінною товщиною стінок дозволяє уникнути депланації точок поперечного перетину тонкостінного елемента замкнутого профілю. Це приводить до суттєвого зменшення нормальних напружень у перетинах тонкостінного стержня (напруження від дії бімоменту у найбільш небезпечному перетині бруса становлять близько 74 МПа (табл. 3.1)).

Проведення таких заходів знімає необхідність застосовувати додаткове ребро жорсткості для підсилення тонкостінного профілю центрального бруса, а відповідно, і немає потреби ставити додаткову раму (проставку) під кабіною водія, що приводить до зменшення загальної металомісткості рамної конструкції машини КС-6Б.

Процес синтезу несучих елементів конструкції закінчується, як правило, створенням її кінцево - елементної моделі. Подальші дослідження і оцінка конструкції проводяться за її напружено - деформованим станом.

3.3. Порівняльна оцінка напружено – деформованого стану центрального бруса з оптимізованим перетином

У сучасній інженерній практиці аналіз напружено-деформованого стану конструкцій переважно здійснюється із застосуванням програмних комплексів, що базуються на методі скінченних елементів (МСЕ). Використання таких систем дає змогу виконувати розрахунки складних і нерегулярних несучих

конструкцій, оперуючи безпосередньо фізичними та геометричними параметрами об'єкта – довжиною, масою, характеристиками поперечного перерізу, жорсткістю, навантаженнями тощо. При цьому користувачеві не потрібно виконувати громіздкі математичні перетворення або детально обґрунтовувати всі етапи розрахункового процесу.

Точність результатів, отриманих за допомогою таких програмних засобів, значною мірою визначається рівнем деталізації розрахункової моделі та можливостями використовуваних обчислювальних ресурсів. Спрощені моделі, як правило, базуються на низці припущень і умов, які задаються довільно. Необхідність спрощення реальної конструкції обумовлена потребою виділити лише найбільш важливі особливості її роботи, а також обмеженнями, пов'язаними з тривалістю обчислень і продуктивністю комп'ютерної техніки. Такі моделі доцільно застосовувати переважно для отримання загального уявлення про характер напружено-деформованого стану конструкції та його якісної оцінки.

Розрахунок місцевого НДС проводять на базі розрахункових оцінок загального НДС конструкції за подібними моделями. Визначають зону конструкції, в якій спостерігається підвищений рівень НДС відносно інших ділянок. Виділені області перевіряють на максимальну відповідність моделі реальним умовам конструкції і піддають моделюванню з мінімальною ідеалізацією та з використанням місцевого чи повного згущення сітки кінцевих елементів [8].

Розрахунок НДС бруса запропонованого перетину проводимо за силовими факторами наведеними у табл. 2.4 та розрахунковою схемою на рис. 3.1. Розрахунок проводимо лише за трьома вузлами, як найбільш навантаженими.

Для бруса круглого перетину конструктивно приймаємо діаметр рівним висоті прямокутного бруса: $D=h=180$ мм з товщиною стінки 5 мм.

Нормальний напружений стан найбільш навантаженого вузла № 1 бруса різностінного прямокутного перетину показано на рис. 3.3, бруса круглого

поперечного перетину – на рис. 3.4. Порівняльний аналіз напружень у брусі досліджуваних поперечних перетинів подано у табл. 3.2.

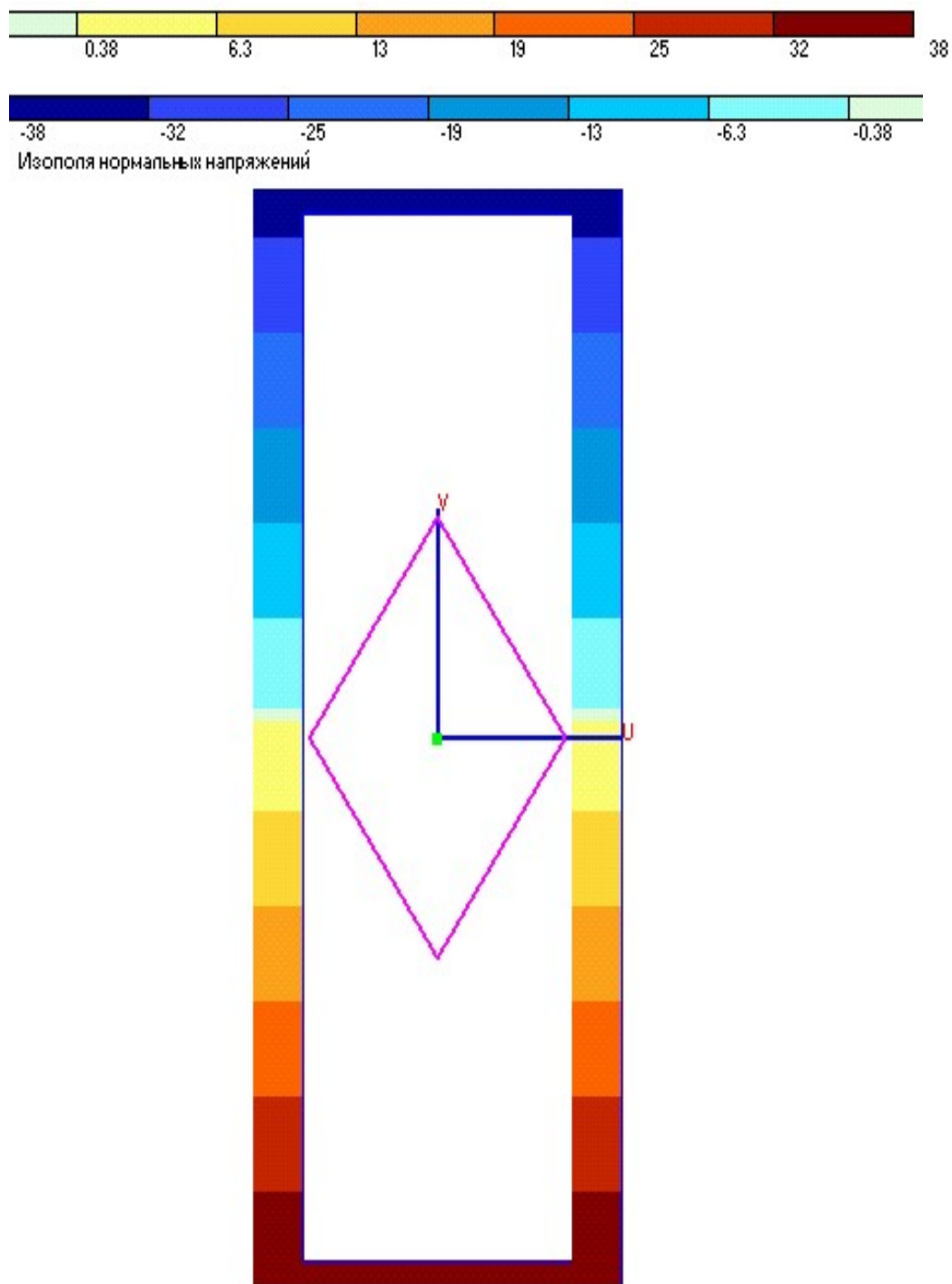


Рисунок 3.3 – Ізополя нормальних напружень у найбільш навантаженому вузлі центрального бруса з різностінним прямокутним перетином

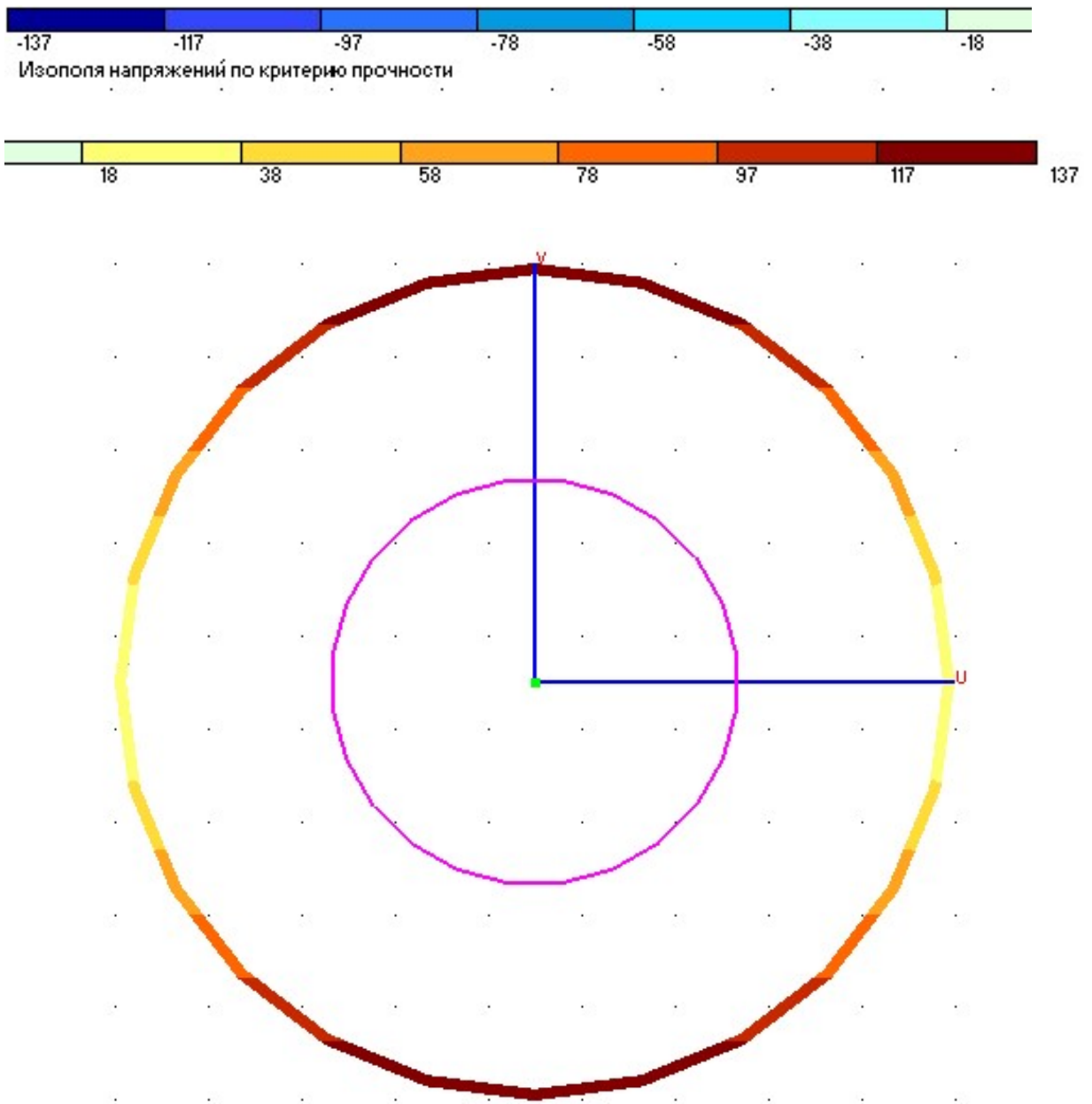


Рисунок 3.4 – Изополя нормальных напряжень у найбільш навантаженому вузлі центрального бруса з круглим перетином

Таблиця 3.2 – Порівняння НДС досліджуваних перетинів бруса

Профіль	Напруження, <i>МПа</i>	Транспортний режим			Робочий режим			Площа, см ²
		Номер вузла						
		1	3	2	1	3	2	
	$\Sigma\sigma$	37,7	35,1	36,8	40,4	40	60,3	32,96
	σ_{ω}	0	0	0	74	48	0	
	τ_K	0	0	0	22	14	0	
	σ_e	37,7	35,1	36,8	120,5	91	60,3	
	$\Sigma\sigma$	35	31	34	38	37	56	40,4
	σ_{ω}	0	0	0	0	0	0	
	τ_K	0	0	0	26	16,9	0	
	σ_e	35	31	34	59	47,2	56	
	$\Sigma\sigma$	88	81	84	94	87	137	13,78
	σ_{ω}	0	0	0	0	0	0	
	τ_K	0	0	0	20	13	0	
	σ_e	88	81	84	100	90	137	

Аналіз результатів отриманих свідчить, що порівняно з базовою конструкцією у брусі прямокутного різностінного перерізу спостерігається зниження рівня напружень, що зумовлено усуненням впливу напружень від депланації. Водночас, таке конструктивне рішення характеризується певним збільшенням площі поперечного перерізу, а отже, і маси елемента.

Для бруса круглого поперечного перерізу характерні дещо вищі напруження порівняно з різностінним прямокутним профілем. Разом з тим його площа поперечного перерізу є приблизно утричі меншою, що забезпечує істотне зниження металомісткості та маси конструкції.

Очевидно, що найбільшу техніко – економічну вигоду дає брус круглого поперечного перетину, бо хоча напруження в цьому випадку й будуть найбільші, але вони не перевищують гранично допустимих значень, які для сталі 09Г2С становлять $[\sigma] = 210$ МПа.

4. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1 Безпека життєдіяльності при виконанні польових робіт

Польові роботи в сільському господарстві належать до категорії робіт підвищеної небезпеки, оскільки виконуються із застосуванням потужних мобільних машин, агрегатів, причіпного обладнання, хімічних засобів захисту рослин та в умовах впливу несприятливих природних факторів. Забезпечення безпеки життєдіяльності працівників під час виконання польових робіт є важливою складовою організації виробничого процесу та спрямоване на запобігання виробничому травматизму, професійним захворюванням і аварійним ситуаціям.

До виконання польових робіт допускаються особи, які пройшли медичний огляд, вступний та первинний інструктажі з охорони праці, навчання безпечним методам роботи та перевірку знань з питань охорони праці. Механізатори повинні мати відповідне посвідчення на право керування сільськогосподарською технікою та знати особливості експлуатації закріплених за ними машин.

Перед початком польових робіт необхідно провести ретельний технічний огляд тракторів, комбайнів, самохідних машин та причіпного обладнання. Особлива увага приділяється справності гальмової системи, рульового керування, освітлювальних приладів, сигналізації, захисних огорожень рухомих частин, гідравлічних та електричних систем. Робота на несправній техніці категорично забороняється. Усі машини повинні бути укомплектовані засобами пожежогасіння, аптечками першої допомоги та комплектом необхідного інструменту.

Організація безпечної роботи в полі передбачає попереднє обстеження території. Поле очищають від сторонніх предметів, каміння, металевих виробів та інших перешкод, які можуть спричинити пошкодження техніки або травмування працівників. Небезпечні ділянки, яри, канави, лінії

електропередач, підземні комунікації та інші потенційно небезпечні об'єкти повинні бути позначені попереджувальними знаками.

Під час виконання механізованих польових робіт працівники повинні суворо дотримуватися вимог експлуатаційної документації на техніку. Забороняється перебування сторонніх осіб у зоні роботи машин та агрегатів. Під час руху агрегату забороняється очищати робочі органи, проводити ремонт або регулювання механізмів. Усі операції з технічного обслуговування виконуються лише після повної зупинки двигуна та виключення можливості самовільного руху машини.

При виконанні польових робіт у літній період значну небезпеку становлять високі температури повітря та інтенсивне сонячне випромінювання. Для запобігання тепловим ударам працівникам рекомендується дотримуватися раціонального режиму праці та відпочинку, використовувати легкий спецодяг, головні убори та забезпечувати організм достатньою кількістю питної води. У періоди високих температур доцільно переносити найбільш трудомісткі операції на ранкові та вечірні години.

Під час проведення збиральних робіт необхідно дотримуватися вимог пожежної безпеки. Зернозбиральні комбайни, трактори та автомобілі повинні бути оснащені справними вогнегасниками, а вихлопні системи двигунів – іскрогасниками. Не допускається накопичення рослинних решток на гарячих поверхнях двигуна та випускної системи. Паливно-мастильні матеріали необхідно зберігати у спеціально відведених місцях із дотриманням встановлених правил пожежної безпеки.

Важливим елементом безпеки є забезпечення належних санітарно-побутових умов праці. Працівники повинні бути забезпечені місцями для відпочинку, питною водою, аптечками та засобами зв'язку. У разі виникнення аварійної ситуації або нещасного випадку необхідно негайно припинити роботи, надати потерпілому першу домедичну допомогу та повідомити відповідальних осіб.

Таким чином, безпека життєдіяльності при виконанні польових робіт досягається завдяки комплексному підходу, який включає справний технічний стан машин, належну організацію праці, використання засобів індивідуального захисту, дотримання правил охорони праці та пожежної безпеки. Виконання зазначених вимог дозволяє мінімізувати ризики виробничого травматизму, зберегти здоров'я працівників та забезпечити ефективне проведення польових робіт.

4.2. Техніка безпеки при роботі з машиною КС-6Б

Самохідна коренезбиральна машина КС-6Б призначена для збирання коренеплодів цукрових буряків і належить до категорії складних сільськогосподарських машин підвищеної небезпеки. Під час її експлуатації працівники можуть піддаватися впливу механічних, електричних, шумових та інших небезпечних факторів. Тому дотримання вимог техніки безпеки є обов'язковою умовою ефективною та безаварійною роботи машини.

До роботи на коренезбиральній машині КС-6Б допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд, вступний та первинний інструктажі з охорони праці, навчання безпечним методам роботи і мають посвідчення на право керування самохідними сільськогосподарськими машинами. Машиніст повинен добре знати будову машини, принцип роботи її вузлів та механізмів, а також порядок дій у разі виникнення аварійних ситуацій.

Перед початком роботи необхідно провести ретельний технічний огляд машини. Перевіряють справність двигуна, рульового керування, гальмової системи, гідроприводів, освітлювальних приладів та звукової сигналізації. Особливу увагу приділяють стану робочих органів машини – копачів, очисних пристроїв, транспортерів та механізмів передачі руху. Усі захисні кожухи та огороження повинні бути встановлені на свої місця та надійно закріплені. Робота машини з несправними або знятими захисними пристроями категорично забороняється.

Перед запуском двигуна машиніст зобов'язаний переконатися у відсутності людей поблизу машини та подати попереджувальний звуковий сигнал. Пуск двигуна дозволяється виконувати лише з робочого місця оператора. Забороняється запускати двигун шляхом замикання електричних контактів або перебуваючи поза кабіною.

Під час роботи машини оператор повинен постійно контролювати роботу всіх механізмів та показники контрольно-вимірювальних приладів. Не допускається перебування сторонніх осіб у зоні роботи машини. Особливо небезпечними є ділянки поблизу копачів, очисних валиків, транспортерів та інших рухомих робочих органів. Забороняється наближатися до них під час роботи, а також проводити будь-які регулювання, очищення або ремонт при працюючому двигуні.

У процесі збирання буряків можливе забивання робочих органів рослинними рештками або ґрунтом. Усунення таких несправностей необхідно виконувати лише після повної зупинки машини, вимкнення двигуна та приведення всіх механізмів у нерухомий стан. Для очищення робочих органів слід використовувати спеціальні скребки та інструменти. Очищення руками безпосередньо в зоні рухомих деталей забороняється.

Особливу увагу необхідно приділяти безпеці під час виконання ремонтних і налагоджувальних робіт. Перед початком технічного обслуговування машину встановлюють на рівному майданчику, загальмовують стоянковим гальмом та вимикають двигун. Якщо ремонт виконується під піднятими робочими органами, вони повинні бути надійно зафіксовані механічними упорами. Забороняється працювати під піднятим обладнанням, яке утримується лише гідравлічною системою.

При пересуванні дорогами загального користування машина повинна відповідати вимогам Правил дорожнього руху. Необхідно перевірити справність зовнішнього освітлення, покажчиків повороту та гальмової системи. Робочі органи повинні бути переведені у транспортне положення та надійно

зафіксовані. Швидкість руху має відповідати дорожнім умовам та технічним характеристикам машини.

Під час роботи в темний час доби необхідно забезпечити достатнє освітлення робочої зони та використовувати справні освітлювальні прилади. Забороняється виконувати роботи при недостатній видимості або несправному освітленні.

Для захисту від шуму, пилу та вібрацій оператор повинен використовувати передбачені засоби індивідуального захисту. Одяг працівника має бути справним, щільно застібнутим і не мати звисаючих частин, які можуть потрапити до рухомих механізмів. Взуття повинно мати неслизьку підошву та забезпечувати надійне утримання на робочих майданчиках машини.

На машині повинні знаходитися справний вогнегасник та аптечка першої медичної допомоги. У разі виникнення пожежі необхідно негайно зупинити машину, вимкнути двигун та приступити до гасіння осередку загоряння первинними засобами пожежогасіння. При неможливості ліквідувати пожежу власними силами необхідно викликати пожежно-рятувальну службу.

Таким чином, безпечна експлуатація коренезбиральної машини КС-6Б забезпечується суворим дотриманням вимог охорони праці, підтриманням машини у справному технічному стані, використанням засобів індивідуального захисту та правильними діями персоналу під час роботи, технічного обслуговування і ремонту. Виконання цих вимог дозволяє запобігти аваріям, травмуванню працівників та підвищити ефективність збиральних робіт.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі проведено аналіз конструкції машини КС-6Б та особливостей її експлуатації. Виявлено основні причини виникнення підвищених навантажень на елементи рами, зокрема дію динамічних навантажень від викопуючого пристрою під час транспортування та роботи в складних польових умовах. Встановлено, що найбільш навантаженим елементом несучої системи є центральний брус основної рами.

У технологічній частині проведено розрахунок параметрів процесу збирання коренеплодів цукрового буряка та визначено основні силові фактори, які діють на несучі конструкції машини. Отримані результати дозволили встановити характер навантаження центрального бруса рами та визначити найбільш небезпечні режими його роботи. На основі теоретичних досліджень виконано аналіз НДС центрального бруса рами машини КС-6Б. Визначено величини згинальних і крутних навантажень, а також проведено оцінку міцності тонкостінного замкненого профілю, що використовується в конструкції рами.

У проєктній частині обґрунтовано раціональні геометричні параметри поперечного перерізу центрального бруса рами. Проведена оптимізація форми та розмірів несучого елемента забезпечила зменшення концентрації напружень і покращення його жорсткісних характеристик без суттєвого збільшення металомісткості конструкції.

Результати комп'ютерного моделювання підтвердили ефективність запропонованих конструктивних рішень. Порівняльний аналіз показав зниження максимальних напружень у центральному брусі та покращення показників його міцності й довговічності в умовах експлуатаційних навантажень.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Бабій А.В., Довбуш Т.А., Бабій М.В., Ткаченко О.І., Сташків М.Я. Динаміка машин. Навчальний посібник для студентів денної та заочної форм навчання спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування» та 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Магістр». Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя. 2023. 246 с.
2. Гайченко В.А. Основи безпеки життєдіяльності людини. К.: МАУП, 2002. 232 с.
3. Гевко Р.Б. Системи доочищення коренеплодів при їх механізованому збиранні: монографія / Р.Б. Гевко, І.Г Ткаченко, Р.М. Рогатинський, С.В. Синій, Ю.Б. Гладь, В.В. Градовий. Тернопіль: Осадца Ю.В., 2020. 216 с.
4. Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Павх І.І. Машини сільськогосподарського виробництва. Тернопіль, 2005. 228 с.
5. Довбуш Т.А. Опір матеріалів: навчальний посібник до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи / Т.А. Довбуш, Н.І. Хомик, А.В. Бабій, Г.Б. Цьонь, А.Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП ПаляницяВ.А., 2022. 220 с.
6. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник: У 3 кн. / За ред. А.Ф. Головчука. Кн. 3: Машини сільськогосподарські / А.Ф. Головчук, В.І. Марченко, В.Ф. Орлов. К.: Грамота, 2005. 576 с.
7. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1. Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. Харків: Око, 2001. 444 с.
8. Комп'ютерне моделювання систем та процесів. Методи обчислень/ Р.Н. Кветний, І.В. Богач, О.Р. Бойко та ін. / За ред. Р.Н. Кветного. У двох част. Вінниця: ВНТУ, 2012.
9. М. Підгурський, М. Сташків. Методи визначення КІН для дефектних елементів відкритого профілю // Вісник ТДТУ, 2006. Т.11. №2. С. 92-108.
10. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи для студентів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за освітньо-професійною

- програмою «Агроінженерія» / Олексюк В.П., Сташків М.Я. Тернопіль: ТНТУ ім. І Пулюя, 2022. 47 с.
11. Механіко технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів / О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк, В.М. Швайко та ін. / За ред. С.С. Яцуна. К.: Мета, 2003. 448 с.
 12. Підгурський М. Особливості дослідження напружено-деформівного стану будівельних сталевих перфорованих балок методом скінчених елементів / М. Підгурський, І. Підгурський, М. Сташків, В. Ігнат'єва, С. Данильченко, Д. Биків, О. Підлужний // Вісник ТНТУ. Тернопіль: ТНТУ, 2023. Том 111. № 3. С. 126 - 138.
 13. Підгурський М., Сташків М. Розвиток наскрізних тріщин в гнutoзварних тонкостінних елементах коробчастого профілю // Вісник ТДТУ, 2006. Т. 11. № 4. С. 78 86.
 14. Підгурський М.І., Сташків М.Я., Павлов Я.А. Порівняльна оцінка НДС рамних конструкцій бурякозбиральних комбайнів при експлуатаційних випробуваннях // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва. – Харків, 2008. – Вип. 69. – С. 85-91.
 15. 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.
 16. Практикум із машиновикористання в рослинництві: Навч. Посібник / За ред. І.І. Мельника. К.: Кондор, 2004. 284 с.
 17. Примак І. Д. Екологічні проблеми землеробства / І. Д. Примак, Ю. П. Манько, Н. М. Рідей та ін. / За ред. І. Д. Примака. К.: ЦУЛ, 2010. 456 с.
 18. Рибак Т. І. Методи визначення КІН для дефектних елементів замкнутого профілю / Т. І. Рибак, М. І. Підгурський, М. Я. Сташків // Механічна втома металів. Праці 13-го міжнародного колоквиуму (МВМ-2006), 25-28 вересня 2006 року Тернопіль: ТДТУ, 2006. С. 441-449.

19. Рибак Т., Підгурський М., Сташків М. Проблеми пошукового конструювання сільськогосподарських машин // Техніка АПК, 2007. №11-12. С. 6-9.
20. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин: Монографія. Тернопіль: Збруч, 2002. 332 с.
21. 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.
22. Рибак Т.І., Сташків М.Я., Ріпецький Є.Й. Застосування модифікованого методу мінімуму потенціальної енергії деформації при розрахунку несучих систем сільськогосподарських машин в динамічній постановці задачі // Вісник Харківського національного технічного університету сільськогосподарства імені Петра Василенка «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва. Харків, 2008. – Вип. 69. – С. 80-84.
23. Рослинництво: Підручник / О.І. Зінченко, В.Н. Салатенко, М.А. Білоножко; За ред. О.І. Зінченка. К Аграрна освіта, 2001. 591 с.
24. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. Кривий Ріг: Видавець ФОП Чернявський Д.О., 2015. 492 с.
25. Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Т.1. Машини для рільництва. К.: Урожай, 2001. 384 с.
26. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. К.: Вища освіта, 2005. 464 с.

27. Сільськогосподарські машини: підручник / Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, В.В. Іщенко та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. К.: «Агроосвіта», 2015. 679 с.
28. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін. К.: Вища освіта, 2004. 544 с.
29. Сташків М. Визначення КІН для кутової наскрізної тріщини у тонкостінному стержні прямокутного профілю при дії згинального моменту // Вісник ТДТУ, 2003. Т.8. №3. С. 32 – 38.
30. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання кваліфікаційної роботи для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності Агроінженерія / Н.І. Хомик, В. П. Олексюк, М. Я. Сташків, А.В. Бабій, Т.А. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2025. 180 с.
31. Pidgurskyi M., Bykiv D., Pidgurskyi I., Stashkiv M., Senchyshyn V., Pidlyzhnyi O., Kos A. Assessment of the Stress-Strain State around Circular Openings in Double-Pitched and Arched Perforated Beams, *Procedia Structural Integrity*, vol. 81, 2026, 439-446.
32. Pidgurskyi M., Stashkiv M., Rohatynskyi R., Pidgurskyi I., Senchyshyn V., Mushak A. Investigation of the Stress Intensity Factor for the Edge Crack in I-beam Under Bending Moment, *Procedia Structural Integrity*, Volume 59, 2024, 322-329.
33. Pidgurskyi Mykola, Stashkiv Mykola, Pidgurskyi Ivan. Stress redistribution and failure of mobile machines frame during propagation of crack-like defects, *Engineering Failure Analysis*, 170, 2025, 109217.
34. Pidgurskyi, M., Stashkiv, M., Pidgurskyi, I., Oleksyuk, V., Pidluzhnyi, O., & Bykiv, D. (2024). Methodology of experimental and analytical research of technical systems. *Scientific Journal of the Ternopil National Technical University*, 116 (4), 50-58.
35. Stashkiv M., Pidgurskyi I., Pidluzhnyi O., Pidgurskyi M., Levkovych M., Skliarov R., Mushak A. (2022) Analysis of the stress-strain state of the vehicle frame by finite element method. *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, vol. 108, no 4, pp. 89-101.

ДОДАТКИ

Додаток А

Умовні позначення та скорочення

$I_T = \frac{\omega_K^2}{\oint_S \frac{dS}{\delta}}$ - геометричний фактор жорсткості при чистому крученні, m^4 ;

$I_C = \int_F r^2 dF$ - направлений полярний момент інерції, m^4 . Відрізняється від

звичайного полярного моменту інерції тим, що r є не повною відстанню від елемента площі до центра кручення, а проекцією цієї відстані на нормаль до середньої лінії перетину;

$I_\omega = \int_F \omega^2 dF$ - секторіальний момент інерції, m^6 ;

$f(z)$ - деяка функція, яка залежить від положення поперечного перетину по довжині бруса і характеризує інтенсивність його депланації;

θ - погонний кут закручування, град/м;

ω_K - подвійна площа, охоплена середньою лінією контуру, m^2 ;

k - пружна згинально - крутна характеристика тонкостінного стержня замкнутого профілю;

δ - товщини стінки профілю, m ;

δ_{II} - товщина перерізу в тому місці, де визначається напруження, m ;

$K(\xi)$ - зовнішній силовий фактор (крутний момент), $H \cdot m$;

ω_K - подвійна площа, охоплена середньою лінією контуру, m^2 ;

$\omega(s)$ - секторіальна площа по дузі s , m^2 ;

$U_Q = \sum \int \frac{1}{2kGF} \cdot Q^2 ds$ - потенціальна енергія деформації зсуву;

$U_K = \sum \int \frac{1}{2GI_K} \cdot K^2 ds$ - потенціальна енергія деформації кручення;

$U_N = \sum \int \frac{1}{2EF} \cdot N^2 ds$ - потенціальна енергія деформації розтягу (стиску);

$U_M = \sum \int \frac{1}{2EI} \cdot M^2 ds$ - потенціальна енергія згинальної деформації елементів;

C_1, C_2 - постійні інтегрування, які визначаються з граничних умов;

E, G - модулі пружності першого та другого роду відповідно, МПа;

F – площа перетину, m^2 ;

h – глибина копання буряків, м, $h \approx 0,1$ м;

J_d – полярний момент інерції перетину при чистому крученні, m^4 ;

k - коефіцієнт форми поперечного перетину;

L – відстань від землі до осі переднього кронштейна, м, $L=1,6$ м;

N – розтягуюча (стискаюча) сила, H ;

Q – перерізаюча сила H ;

S – площа поршня гідроциліндра, mm^2 ;

S_{Π} – периметр поперечного перетину профілю, м;

K – крутний момент при чистому крученні, $H \cdot m$;

M – згинальний момент, $H \cdot m$.

ММПЕД – метод мінімуму потенціальної енергії деформації;

НДС – напружено – деформівний стан;

ПЕД – потенціальна енергія деформації.