

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

**Механіко – технологічний факультет**

**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**

**Завідувач кафедри  
Тракторів і автомобілів**  
(назва кафедри)

\_\_\_\_\_ Калінін Є.І.  
(підпис) (ПІБ)

“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2025 р.

**ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА**

**на тему «Підвищення техніко-експлуатаційних показників гусеничного трактора шляхом  
вдосконалення його рушія»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

**Гарант освітньої програми**

К.т.н., доцент  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Сівак І.М.  
(ПІБ)

**Керівник дипломного проєкту бакалавра**

д.т.н., професор  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Степанов О.В.  
(ПІБ)

**Виконав**

\_\_\_\_\_ (підпис)

Головка Олександр Миколайович  
(ПІБ студента)

**КИЇВ – 2025**

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

д.т.н., професор

(науковий ступінь, вчене ваня) (підпис)

Калінін Є.І.

(ПІБ)

“ ” 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Головка Олександр Миколайович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Підвищення техніко-експлуатаційних показників гусеничного трактора шляхом вдосконалення його рушія»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «26» листопада 2024 р. №2098 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру 19.05.2025

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра Нормативно довідкова література. Види та характеристики паливних систем дизельних ДВЗ.

Перелік питань які потрібно розробити

Вступ

1. ТЕХНІЧНІ ВИМОГИ ДО МАШИНИ

1.1 Типи, призначення та розташування в механічних системах

1.2 Технічні рішення

1.2.1 Класифікація стежкових ланцюгів

1.2.2 Композитна залізнична колія з піднятими замкнутими стиками

1.2.3 Литі колії

1.2.4 Литі рейки

1.2.5 Личинки середньоквадратичного значення

1.2.6 Рейки, посилені гумою

1.2.7 Тенденції розвитку конструкцій двигунів гусеничних тракторів

2 РОЗРОБКА ДИЗАЙНУ

2.1 Детальний проєкт гусеничного ланцюга

2.2 Розрахуйте сили та напруження, що діють на шарнір

2.3 Розподіл тиску на ґрунт від гусеничного двигуна

2.4 Конструктивне рішення для ланок гусеничного ланцюга

2.5 Перевірочні розрахунки основних компонентів машини

2.5.1 Розрахунок зчеплення

2.5.2 Визначення навантажень на опори колон

2.5.3 Визначення критеріїв для обчислення стовпців

2.5.4 Розрахунок статичної сили

3. Технологічний аналіз проєктування

3.1 Мета розділу

3.2 Аналіз доцільності проєкту

3.3 Обчислення розмірного ряду

3.4 Визначте тип виробництва

3.5 Вибір оптимального методу отримання заготовки

3.6 Вибір технологічних баз

3.7 Вибір методів лікування

3.8 Переваги

3.9 Автоматизація технологічних процесів

Висновки

Список використаних джерел

**Перелік графічного матеріалу**

---

1. Графіки до динамічного розрахунку двигуна;

2. Тягова характеристика колісного трактора;

3. Схема форсунки та графіки інтегральна характеристика та диференціальна характеристика;

4. Схема системи живлення;

5. Графік залежностей показників двигуна при збільшенні тиску впорскування

6. Висновки

---

Дата видачі завдання «\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

**Керівник дипломного проєкту бакалавра**

\_\_\_\_\_ ( підпис )

Степанов О.В.  
(прізвище та ініціали)

**Завдання прийняв до виконання**

\_\_\_\_\_ ( підпис )

Головка О.М.  
(прізвище та ініціали студента)

## РЕФЕРАТ

Загальний обсяг роботи становить 65 сторінки, що включає 16 рисунків, 1 таблиця, 18 літературних джерел, додаток.

Створення нових машин є одночасно технічним та економічним завданням, оскільки трактори, що розробляються, повинні бути не тільки досконалішими за своїми технічними характеристиками, але й забезпечувати більшу економічну продуктивність у всіх видах робіт у різних ґрунтово-кліматичних зонах, що характеризуються різноманітністю вирощуваних культур та питомою стійкістю ґрунту до обробки та ерозії.

Тягово-зчіпні характеристики гусеничного трактора є одним з його основних показників. Гусеничний трактор або трактор – це тягова машина, призначена для певної мети, такої як загальне сільське господарство, оранка, промислове будівництво, будівництво доріг, їзда на санках, перевезення сміття, рекультивація водно-болотних угідь та рекультивація. Призначення трактора визначає стандартні умови для трактора, такі як стан ґрунту, швидкість руху та тяговий опір причіпного або навісного обладнання. Завдання конструктора полягає у виборі оптимальних конструктивних параметрів шасі та всього трактора для забезпечення найкращих тягових якостей трактора. Оскільки трактори використовуються в широкому діапазоні тягових сил, від 0,4 до 1,2 номінальної тягової сили, головною вимогою до шасі є забезпечення високої ефективності. Діапазон тягових сил у різних ґрунтових умовах.

Для транспортних тракторів, болотних тракторів та інших спеціалізованих тракторів, що працюють у різних умовах, дуже важливо забезпечити прохідність трактора у складних ґрунтових умовах, тобто забезпечити надійне зчеплення з ґрунтом, що оцінюється коефіцієнтом зчеплення.

Тягові та зачіпні характеристики трактора взаємопов'язані. Це забезпечує надійне зчеплення трактора з ґрунтом навіть за складних умов руху, зменшуючи пробуксовку в нормальних умовах руху.

Деякі експерти вважають, що сучасні гусеничні трактори мають чудові тягові характеристики. Однак це не враховує, що подальше покращення якості зчіпного пристрою сільськогосподарських тракторів за рахунок конструкції може призвести до зниження ваги, економії металу та палива.

Чим краще зчеплення трактора з землею, тим стабільніший його лінійний рух і тим легше автоматизувати його керування. Чим нижчий опір коченню трактора, тим більший опір може подолати знаряддя. Це означає, що питома сила тяги на гаку (використовуючи вагу трактора) вища. Це часто використовується для оцінки зчеплення трактора з ґрунтом.

## ЗМІСТ

Вступ.....	9
1. ТЕХНІЧНІ ВИМОГИ ДО МАШИНИ.....	12
1.1 Тип, призначення та місце в системі машин.....	12
1.2 Технічні рішення.....	13
1.2.1 Класифікація гусеничних ланцюгів.....	13
1.2.2 Складова гусениця рейкового типу з піднятими закритими шарнірами...	14
1.2.3 Гусениці з литими ланками.....	17
1.2.4 Литі гусениці рейкового типу .....	19
1.2.5 Гусениці з ГМШ.....	21
1.2.6 Гумоармовані гусениці.....	24
1.2.7 Тенденції розвитку конструкцій двигунів гусеничних тракторів.....	25
2 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ .....	27
2.1 Конструктивне рішення шарніра гусеничного ланцюга .....	27
2.2 Розрахунок сил і напружень, що діють у шарнірі.....	29
2.3 Розподіл тиску гусеничних рушіїв на ґрунт.....	32
2.4 Конструктивне рішення ланки гусеничного ланцюга.....	35
2.5 Перевірочні розрахунки основних вузлів машини.....	36
2.5.1 Розрахунок муфти зчеплення.....	36
2.5.2 Визначення навантажень на підшипникових опорах валів .....	37
2.5.3 Визначення критеріїв необхідності розрахунку валів.....	42
2.5.4 Розрахунок на статичну міцність.....	42
3. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ.....	46
3.1 Призначення деталі.....	46
3.2 Аналіз технологічності конструкції.....	47
3.3 Розрахунок розмірного ланцюга.....	48
3.4 Визначте типу виробництва.....	50

3.5 Вибір оптимального методу одержання заготовки.....	52
3.6 Вибір технологічних баз.....	53
3.7 Вибір методів обробки.....	55
3.8 Припуски.....	56
3.9 Автоматизація технологічних процесів.....	57
4 ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЕКТУ.....	60
Висновки.....	62
Список використаних джерел.....	63

## ВСТУП

В умовах інтенсифікації сільськогосподарського виробництва однією з визначальних вимог до сільськогосподарської техніки є підвищення її продуктивності. Однак при цьому відбувається ускладнення машин, розширення їх функціональних можливостей, що пов'язано зі збільшенням числа їх вузлів (складальних одиниць) і маси. Це спричиняє підвищення механічного впливу ходових систем на ґрунт. Останнє призводить до збільшення ущільнення ґрунту та інших негативних наслідків, що знижують його родючість та врожайність сільськогосподарських культур.

Механічне вплив рушіїв ґрунт не може розглядатися лише із боку ущільнюючого впливу, так як одночасно з цим відбувається інтенсивне руйнування її структури під впливом їхнього буксування.

Створення нових машин – завдання як технічна, так і економічна, оскільки трактори, що розробляються, повинні не тільки бути більш досконалими за технічними характеристиками, а й забезпечувати більш високі економічні показники на всіх видах робіт у різних ґрунтово-кліматичних зонах, які характеризуються як різноманітністю оброблюваних культур, так і питомими опорами ґрунтів обробці та абразивністю.

Завдання конструктора - створити машини, що забезпечують задане підвищення продуктивності при досягненні найвищого технічного рівня, якості та надійності.

При обґрунтуванні параметрів проєктованих машин, масштабів їх виробництва необхідно враховувати, що об'єкт, що проєктується, входить в упорядковану ієрархію об'єктів і, з одного боку, є частиною системи вищого рівня, а з іншого – системою для об'єктів нижчого рівня. Так, трактор входить у машинно-тракторний агрегат, який, своєю чергою, входить у систему машин, до того ж час є системою для компонентів (складальних одиниць і деталей), його утворюють.

Скорочення термінів розробки та освоєння нової техніки, підвищення її продуктивності та надійності потребує розробки систем автоматизованого проектування, застосування методів проектування на основі уніфікованих блочно-модульних та базових конструкцій, комплексної автоматизації машин з використанням вбудованих мікропроцесорів.

Оптимізація параметрів машин вимагає обґрунтованого вибору критерію оптимізації. Складність та широкість проблеми практично виключає проведення оптимізації лише за одним критерієм, оскільки таке рішення може бути далеко не оптимальним для деяких інших досить вагомих критеріїв. Очевидно, що орієнтація на багатокритеріальну оптимізацію з незалежними критеріями є найбільш правильною.

Особливої ваги в умовах комплексної автоматизації виробництва набуває технологічність конструкції, кількісна її оцінка з використанням ЕОМ.

Тягово-зчіпні властивості гусеничної тягової машини є одними з її основних показників. Гусеничний трактор або тягач конструюють як тягову машину певного призначення, наприклад: сільськогосподарський загального призначення, просапний, промисловий для будівельних або дорожніх робіт, трельовальний, транспортний, болотний або меліоративний. Призначення трактора визначає типові умови його, тобто. ґрунтові умови, швидкість руху та тяговий опір причіпної чи навісної машини. Завдання конструктора полягає в тому, щоб вибрати такі оптимальні конструктивні параметри ходової частини та трактора в цілому, які б забезпечили найкращі тягові якості трактора. Оскільки трактор використовується в широкому діапазоні сили тяги на гаку, що становить від 0,4 до 1,2 номінальної сили тяги, основна вимога до ходової частини полягає у забезпеченні високої КПД. у цьому діапазоні сили тяги у різних ґрунтових умовах.

Для спеціальних тракторів, наприклад транспортного, болотного та інших, що працюють у різноманітних умовах, важливіше забезпечити

прохідність трактора у важких ґрунтових умовах, тобто забезпечити його надійне зчеплення з ґрунтом, що оцінюється коефіцієнтом зчеплення.

Тягові та зчіпні властивості трактора пов'язані між собою. Забезпечення надійного зчеплення сільськогосподарського трактора із ґрунтом за граничних умов роботи веде до зменшення його буксування на типових режимах роботи.

Деякі фахівці вважають, що сучасні гусеничні трактори мають хороші зчіпні властивості. Однак при цьому не враховується, що подальше покращення зчіпних якостей сільськогосподарського трактора за рахунок конструкції дозволяє зменшити його вагу, тобто заощадити метал та паливо.

Чим краще зчеплення трактора з ґрунтом, тим стійкішим є прямолінійний рух трактора і легше здійснити автоматизацію його водіння. Чим менше опір коченню трактора, тим більший опір робочої машини може долати, тобто. мати більш високу питому силу тяги на гаку (коефіцієнт використання ваги трактора), яким часто й оцінюють зчеплення трактора з ґрунтом.

## 1. ТЕХНІЧНІ ВИМОГИ ДО МАШИНИ

### 1.1 Тип, призначення та місце в системі машин

Трактор класу 4 тон тяги – гусеничний, загального призначення, для роботи в сільському господарстві з навісним (включаючи фронтальне та бічне навішування), напівнавісними, причіпними, гідروفікованими, комбінованими машинами та знаряддями. Трактор призначений для виконання оранки середніх та важких ґрунтів на глибину до 350 мм, дискування ґрунту, суцільної культивуації, посіву, збиральних, транспортних, дорожньо – землерийних робіт, робіт у зрошуваному землеробстві та роботи з вантажними матеріалами. Для виконання оранки важких ґрунтів або глибокої оранки трактор повинен добре агрегатуватися з восьми корпусним при нормальній керованості.

Гусеничні трактори ХТЗ серії 180 призначені для виконання енергоємних сільськогосподарських робіт з обробки ґрунту та збирання врожаю.

Широкий діапазон швидкостей без обмеження по тяговому зусиллю дає можливість використовувати трактори на різних сільськогосподарських роботах на раціональних технологічних швидкостях.

Модернізована коробка передач з двопотоковою гідросистемою управління гідроподжимними муфтами дозволяє перемикає передачі на ходу без розриву потоку потужності і мати можливість повороту трактора з фіксованими радіусами або за допомогою рульового колеса з будь-яким радіусом повороту. Трактори ХТЗ серії 180 мають п'ятикаткову торсійно-пружинну підвіску.

Збільшена поздовжня база трактора забезпечує підвищену плавність ходу і зниження питомих тисків на ґрунт.

Кабіна обладнана засобами нормалізації мікроклімату в літній і зимовий періоди.

Між собою трактори серії відрізняються, в основному, двигунами та ходовою системою [1].

## 1.2 Технічні рішення

### 1.2.1 Класифікація гусеничних ланцюгів

Гусеничний ланцюг є головним елементом гусеничного рушія, якою реалізуються основні позитивні якості гусеничного трактора.

Зазвичай на тракторі встановлюють рушій із двома гусеницями. Існують конструкції зчленованих тракторів із чотирма гусеницями.

Гусениці служать для створення великої опорної поверхні, що забезпечує необхідний тиск на ґрунт при значній вазі трактора і надійне зчеплення його з ґрунтом, а також для створення нескінченних рейкових шляхів для перекочування опорних катків рушія і перетворення крутного моменту, що підводиться до провідних коліс, в силу тяги, що переміщає.

Враховуючи призначення гусениць і важкі зовнішні умови їх роботи, до них пред'являють низку додаткових вимог: вони повинні мати підвищену міцність і зносостійкість при меншій матеріаломісткості; бути гранично простими та недорогими у виготовленні, експлуатації та ремонті.

Сучасні гусениці класифікують, насамперед, на кшталт їх загальної конструкції.

Перші - традиційні, що складаються з окремих металевих шарнірно з'єднаних ланок, а другі - монолітні гумоармовані (ГА), які на вітчизняних тракторах раніше не застосовувалися.

Подальшу основну класифікацію металевих гусениць проводять за конструктивним виконанням їх ланок - вони бувають складові та цільнолиті.

Крім цього ланки гусениць можна розрізняти: на кшталт бігової доріжки опорних котків - рейкові та плоскі; за розташуванням шарніра на ланці - піднятий і опущений; за типом шарніра - закритий, відкритий, пружний (резинометалевий).

Слід зазначити, що конкретної конструкції ланки зазвичай притаманні відразу кілька кваліфікаційних ознак.

## 1.2.2 Складова гусениця рейкового типу з піднятими закритими шарнірами

Складова ланка гусениці рейкового типу з піднятим закритим шарніром на сільськогосподарських тракторах історично з'явилася раніше литої плоскої ланки. Воно складається (рис.1.1,а) з двох окремих штампованих щік (рейок) 6 і 7 дзеркальної конфігурації, сполучних деталей - втулки 11 і пальця 12, опорної профільної плити 8 (зазвичай званої черевиком) і 5 болтів з шайбами 9 і гайками.

Оброблені механічно і термічно щоки 6 і 7 мають два отвори: велике - для запресування втулки 11 і мале - для сполучного пальця 12 ланок. Втулки і пальці виконують, як правило, з маловуглецевих сталей, з подальшою цементацією і загартуванням поверхонь тертя. Крім цього на внутрішній обробленій площині щоки у малого отвору зроблена невелика кільцева виточка "А", як показано на перерізі шарніра (рис.1.1, б). При зборі гусениці спочатку на кінці 11 втулки напресовують праву 6 і ліву 7 щоки так, щоб її краї кілька виступали за зовнішні оброблені площини щік.

При наступній збірці сполучний палець 12 вільно проходить через отвір втулки 11, а на його кінці виступають послідовно напресовують наступну пару щік з сполучною втулкою і т.д. буд. З'єднані таким чином щоки ланок утворюють бігову доріжку для опорних ковзанок у вигляді рейок. Тому такі ланки й одержали назву "рейкового типу".

До нижньої поверхні кожної пари щік (рис.1.1,а) за допомогою болтів 5, гайок 10 і стопорних шайб 9 кріпиться черевик 8 з поперечним ґрунтозачепом "Б", виконаний зі сталі фасонного профілю.

Шарніри рейкових ланок зазвичай закритого типу і піднесені над поверхнею черевика. Закритий шарнір забезпечується тим, що (рис.2.9, б) виступаючі кінці втулок 11 входять в кільцеві виточки "А" складних зовнішніх щік 6 і 7, утворюючи лабіринтне ущільнення "В", що перешкоджає попаданню зовнішнього абразиву в його внутрішню частину.

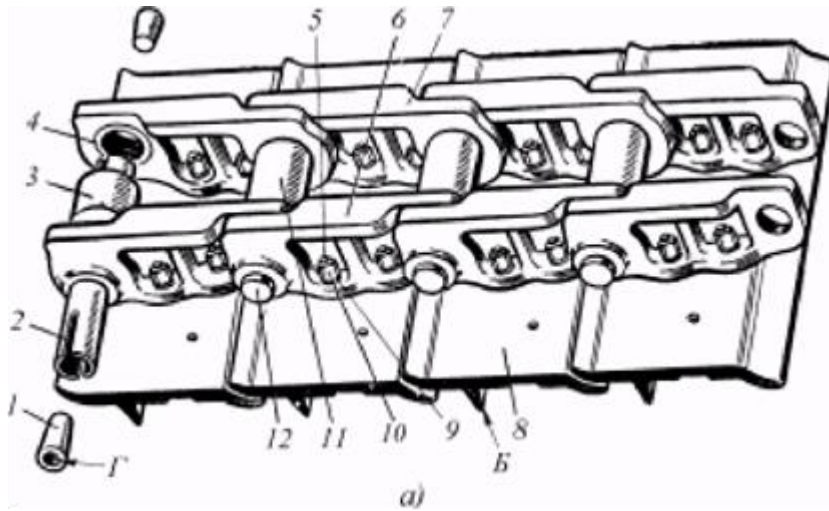


Рисунок 1.1 Складова гусениця рейкового типу з піднятими закритими шарнірами

Так як ланки спресовуються великим зусиллям, близько 1000 кН, то для установки гусениці або її зняття з рушія одна з її ланок робиться легкозакриваючим. У цій ланці (рис.1.1) втулку 3 роблять більш короткою, щоб вона не виходила за межі отворів щік, в які вона запресована, а кінці сполучного пальця 2 найчастіше роблять з конічними отворами та поздовжнім розрізом. При замиканні гусениці з'єднувальний палець 2 вільно входить у малі отвори зовнішніх щік і сполучну втулку 3, після чого його кінці запресовують стопорні конуса 1, заклиниваючі кінці пальця в отворах щік. Для того щоб випресувати конуса 1 при розбиранні гусениці в них виконані отвори різьбові "Г", закриті під час роботи зазвичай дерев'яними пробками. Додаткові кільця (шайби) 4, які замінюють відсутні виступаючі кінці з'єднувальної втулки 3, забезпечують створення лабіринтного ущільнення закритого шарніра ланки, що замикає.

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

Головними достоїнствами складових гусениць рейкового типу є: наявність закритого шарніра, що ізолює його внутрішні поверхні тертя від попадання на них абразиву, що значно знижує їх знос та підвищує довговічність його роботи; піднесеність шарніра над черевиком, що також

ступеня оберігає його від попадання до нього абразиву; піднятий над ґрунтом чистіший рейковий шлях надає менший опір коченню опорних котків; краща ремонтпридатність, що дозволяє замінювати зношені деталі складової ланки і при необхідності - збільшувати (зменшувати) опорну поверхню черевиків або встановлювати на них додаткові гумові підкладки для руху трактора дорогами з твердим покриттям.

Основними недоліками цих гусеничних ланок є: велика металомісткість (що досягає 25% від маси трактора); велика складність та трудомісткість їх виготовлення порівняно з цільнолитими гусеничними ланками; складність в експлуатації, що вимагає спеціальних пресових пристроїв для їх розбирання та складання під час ремонту.

Однак, незважаючи на зазначені недоліки складові рейкові гусениці мають дуже широке застосування на тракторах, особливо великих тягових класів, що працюють на піщаних ґрунтах, головним чином через високу довговічність шарнірів закритого типу і ремонтпридатності складових ланок гусениць.

Для підвищення довговічності шарнірів і зниження в них втрат потужності на тертя в кращих конструкціях (рис.1.2) застосовують рідинне змащування пар тертя і додаткові ущільнення. У цих шарнірах сполучна втулка 2 по довжині така ж, як у замикаючій ланці, не виходить за межі отвори щоки 3, але з ретельно обробленими торцями, використовуваними як тертя поверхні торцевого ущільнення. До них і до торця розточування в щоці 5 підібгані сторони гумових кільців ущільнювачів 4 з розтискним гумовим кільцем 8. Одночасно, ущільнення 4, перебуваючи на поверхні поліуретанових упорних кілець 9, додатково захищає внутрішню порожнину шарніра від проникнення в нього абразива.

Сполучний палець 6 робиться порожнистим для заправки мастила і з отвором 10 для її подачі на поверхні тертя шарніра. У торці пальця 6 запресовуються гумові заглушки 7 з отвором для накачування мастила, закритим пластиковою пробкою.

У деяких конструкціях подібного шарніра замість ущільнення 4 застосовують натискне ущільнювальне кільце 11 з щільної гуми, закріплене в металевій обоймі 12, яка запресовується в розточування щоки 5 так, щоб торець кільця 11 був підбганий до торця втулки 2.

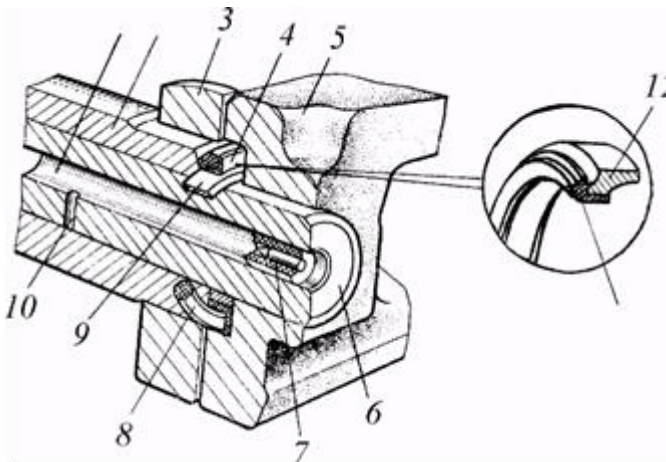


Рисунок 1.2 Шарнір ланки складової гусениці з рідинним змащуванням пар тертя

Складові рейкові ланки дозволяють значно збільшувати опорну поверхню гусеничного рушія шляхом заміни звичайних черевиків ширшими. Для цього до звичайного гусеничного ланцюга кріпляться розширені черевики.

### 1.2.3 Гусениці з литими ланками

Ціліснолиті ланки гусениць виготовляють виливком з високомарганцевих сталей і за типом бігової доріжки вони бувають плоскими або рейковими.

Плоскі необроблені ланки гусениць для цівкового зачеплення (рис.1.3,а) є литими фасонними плитами з біговими доріжками 1, які в середній частині з'єднані широкою перемичкою - вушком 2, що є цівкою для зачеплення з провідним колесом. Щоб гусениця не зіскакувала під час роботи, на ланках відлиті напрямні гребені 3 для кочення опорних ковзанок. Ланки з'єднуються

один з одним за допомогою цементованих і загартованих сталевих пальців 6, вільно вставлених в отвори 4 з'єднувальних вушок і закріплених в них за допомогою шайб 7 і шплінтів 8. Число вушок залежить від ширини ланки, але воліють їх робити можливо більшим, так як при цьому зменшується концентрація дещо підвищує довговічність шарніра відкритого типу. Зазвичай застосовують п'яти та семипроушинні шарніри.

Для кращого зчеплення ланок із ґрунтом на стороні вушок звернених до нього виконані припливи - ґрунтозачепа у вигляді шпор 5.

Плоскі литі ланки гусениць для гребеневого зачеплення (рис.1.3,б) мають бігові доріжки 1, аналогічні раніше розглянутим. Основні відмінності цієї ланки від попереднього полягають у наявності центрального гребеня 2, розташованого між біговими доріжками і службовця для зачеплення ланки з провідним колесом та напрямки руху опорних котків, і в наявності одного суцільного поперечного ґрунтозачепа 3.

Перевагою литих плоских ланок порівняно зі складовими рейковими є простота їх виготовлення та обслуговування, невелика вартість і відносно мала маса.

Основним недоліком цих ланок є низька довговічність, що не перевищує на звичайних ґрунтах 1200...2000 год., а на піщаних опускаючись навіть до 250...350 год. Головною причиною цього є відкритий шарнір низького розташування, що дозволяє абразиву вільно проникати в вуха і виробляти швидке зношування їх та сполучних пальців, роблячи ланку неремонтопридатною, що в цілому призводить до подорожчання експлуатації трактора.

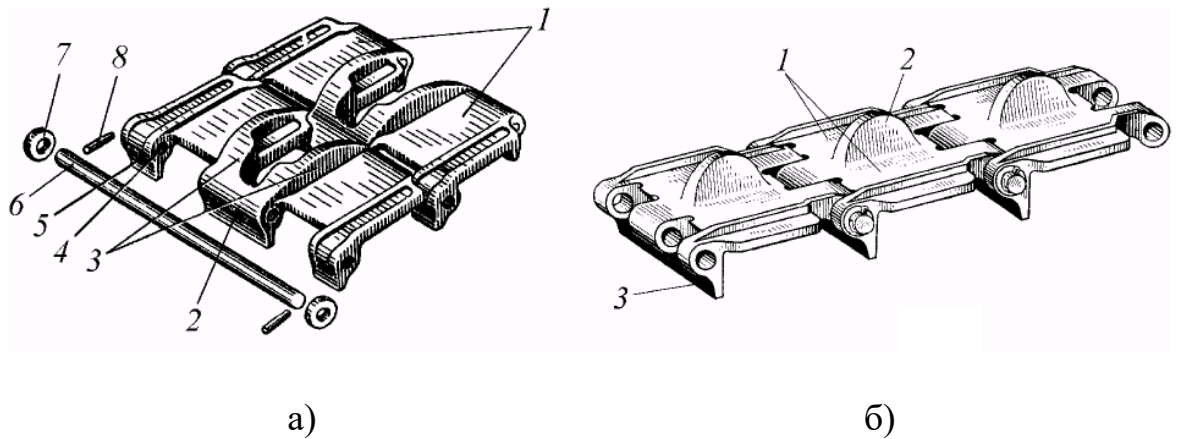


Рисунок 1.3 Гусениці з цільнолитими ланками: а - з цепним зачепленням; б - з гребневим зачепленням

Додатковим недоліком гусениць з цільнолитими ланками є підвищений опір коченню опорних ковзанок по плоских бігових доріжках, покритих землею під час роботи трактора на м'яких і пухких ґрунтах.

#### 1.2.4 Литі гусениці рейкового типу

Ціліснолиті гусеничні ланки рейкового типу (рис.1.4) являють собою фігурні сталеві виливки що складаються з плоскої опорної плити 4 (черевика) з ґрунтозацепом 6 на її нижній стороні і двох напрямних фігурних щік 5 (рейка) - на верхній. Щоки мають, в основному, таку конфігурацію, як штамповані щоки складеної рейкової ланки - з отворами для втулки і сполучного пальця. При цьому внутрішні щоки однієї ланки при складанні входять у простір між зовнішніми щоками іншої ланки. Перед складання гусениці в кожен отвір однієї зовнішньої сторони щоки запресовують малі втулки 1. Потім послідовно поєднують отвори зовнішніх і внутрішніх щік сполучних ланок і запресовують останні втулку 2 так, щоб її кінці кілька входили в отвори зовнішніх щік. З'єднувальний палець 3, виконаний ступінчастим з потовщеною головкою, вільно входить у втулку 2 і запресовується кінцем раніше встановленої втулці 1, а головкою - в отвір

протилежної зовнішньої щоки, утворюючи тим самим закритий піднятий шарнір. Виступаючі кінці втулки 2 однієї ланки, входячи в отвори щік іншої ланки, утворюють лабіринтне ущільнення, що запобігає попаданню абразиву в шарнір, як раніше розглянутих складових ланках рейкового типу.

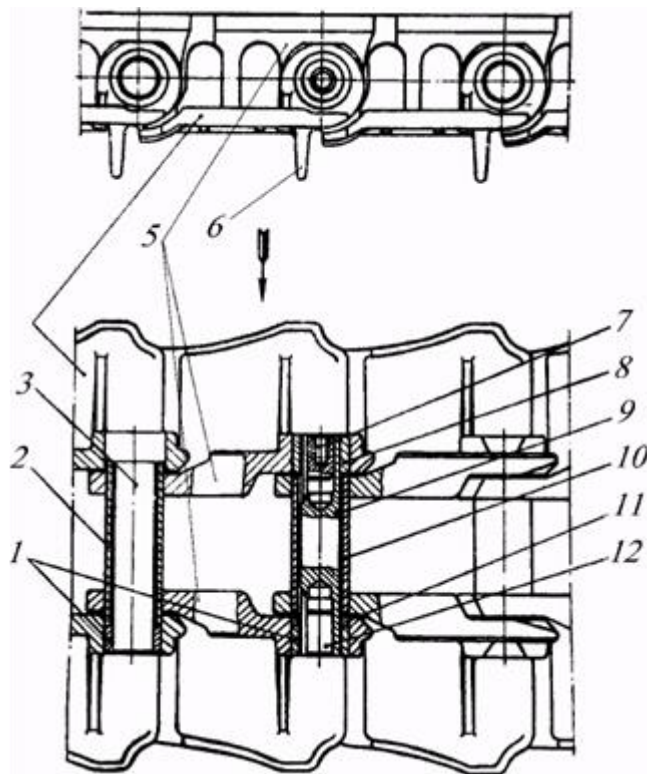


Рисунок 1.4 – Ціліснолита гусениця рейкового типу

Перед замиканням гусениці в отвір зовнішньої щоки замикаючої ланки впресовують коротку втулку 8, не виступає за її краї, а в протилежний отвір зовнішньої щоки встановлюють додаткове кільце 11.

У внутрішні щоки іншої ланки, що замикає, впресовують коротку втулку 10, не виступає за габарити щік. Потім поєднують отвори замикаються ланок і вільно вставляють замикаючий палець 9 з поздовжньо розрізаними конічними отворами на його торцях. Після цього вставляють стопорні конуса 12 в отвори пальця і запресовують через оправку. Різьбові отвори в конусах, закриті пробками 7, служать для випресування конусів при розмиканні гусениці. Гусениця має цівкове зачеплення з провідним колесом, причому зазвичай воно здійснюється через один зуб.

Перевагою литих гусеничних ланок рейкового типу є їхня висока довговічність у порівнянні з плоскими литими ланками (приблизно в 1,5...2 рази) та відносна простота виготовлення. Крім цього вони мають і низку інших позитивних якостей складових рейкових ланок.

Разом з тим їх недоліком є велика металомісткість, що досягає 20...22% від маси трактора, шумність у роботі та погана ремонтпридатність, що стримує їхнє широке застосування в гусеничних рушіях.

### 1.2.5 Гусениці з ГМШ

Щоб підвищити термін служби шарнірів плоских литих гусениць було запропоновано багато способів, серед яких найперспективнішим є застосування гумометалевих шарнірів (ГМШ). Розглянемо як приклад схему ГМШ із обмежувачами радіальної деформації гумових втулок (рис.1.5). На сполучний палець 2 попередньо по черзі встановлюють обмежувальні металеві втулки 4 із зовнішнім діаметром меншим, ніж отвір у вуху і гумові втулки 3 із зовнішнім діаметром на 35...40% більше діаметра отвору в вуху, які потім вулканізуються. Після цього зазвичай комплект "палець - втулки" впресовується в попередньо розточені вуха ланок, що з'єднуються 1 і 5.

У звичайних умовах експлуатації під дією тягового зусилля стискаються тільки гумові втулки 3. Коли ж сила тяги наближається до максимальної контакту в вуху вступають і металеві втулки 4, запобігаючи тим самим руйнування гумових. Поворот ланки 1 щодо ланки 5 призводить до закручування гумових втулок 3. При цьому втулки, запресовані в вуха ланок 1 і 5, закручуються в різні боки. Щоб зменшити деформацію скручування гумових втулок при перегибах гусениці в її русі з провідним і направляючим колесами рушія, ланки гусениці попередньо з'єднують один з одним під кутом 12... 14°.

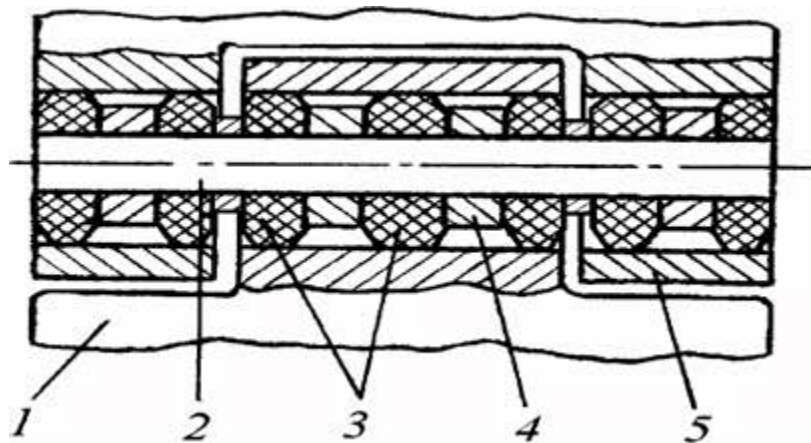


Рисунок 1.5 – Схема РМШ із обмежувачами радіальної деформації гумових втулок

Таким чином, в гусеницях з ГМШ можливість складання ланок (траків) один щодо одного в точках перегину обведення забезпечується використанням пружного елемента. Найбільшого поширення як пружних елементів в гусеницях отримали гумові втулки, які працюють на стиск і кручення. При цьому залежно від схеми розташування гумових втулок розрізняють два види пружних шарнірів: з послідовним розташуванням пружних елементів (рис.1.6, а) і з паралельним розташуванням пружних елементів (рис.1.6, б), або, як прийнято скорочено називати, послідовний і паралельний ГМШ.

У послідовному ГМШ (рис.1.6,а) ланки 1 і 3 гусениці з'єднують один з одним з'єднувальним пальцем 2. При цьому сила тяги  $P$  від однієї ланки до іншого передається через гумові втулки 4, які в точках перегину обводу скручуються на кут  $\alpha/2$  1 та 3 гусениці. У зібраному вигляді гумові елементи сусідніх ланок гусениці складають один блок з розміщених уздовж осі пальця втулок чергуються вушок.

У паралельному ГМШ (рис.1.6,б) розтягує зусилля  $P$  від ланки 1 на ланку 3 передається за допомогою двох сполучних пальців 2 і скоб 5. Гумові втулки кожного ланки 4, як і у послідовного ГМШ, скручуються в точках перегину на кут  $\alpha/2$ . У паралельного ГМШ у зібраному вигляді пружні елементи суміжних ланок гусениці становлять два блоки.

У гусеницях з паралельними ГМШ розбірність конструкції забезпечується за допомогою сполучних скоб 5, які зазвичай кріплять до пальців болтами з клиновими головками.

Для забезпечення розбірності гусениць з послідовними ГМШ доводиться шарнір робити у вигляді складового блоку з гумометалевих втулок (гумове кільце привулканізоване до металевого кільця) та сполучного пальця. При цьому нерухомість втулок на пальці досягається тим, що палець і внутрішні отвори втулок робляться фасонними, найчастіше шестигранными. Втулки стягуються на пальці гайками.

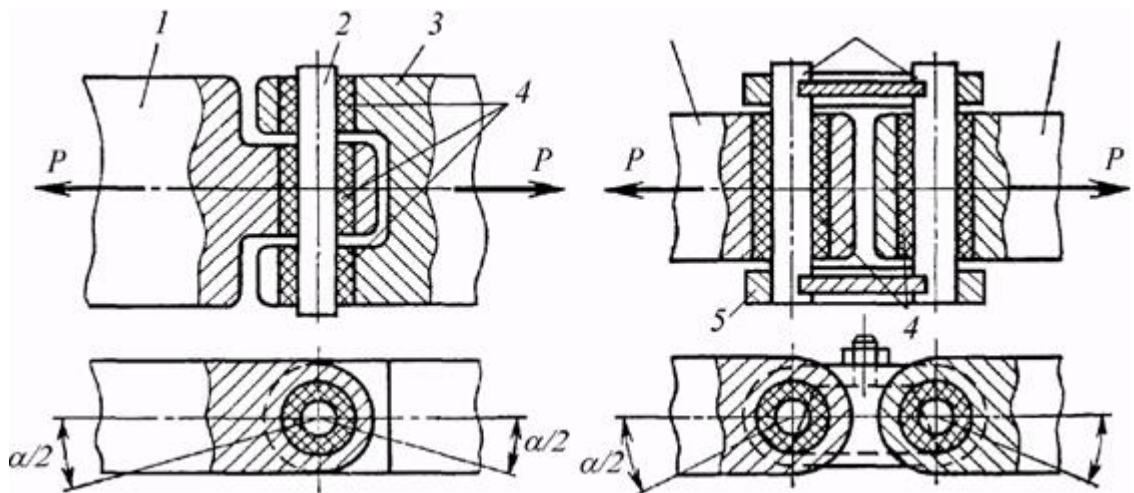


Рисунок 1.6 Схема гусениці з ГМШ: а – з послідовним шарніром; б - з паралельним шарніром

Довжина гумових втулок, через які передається тягове зусилля  $P$  (рис.1.6) у гусениці з послідовними ГМШ становить 45...50% загальної ширини гусениці, у гусениці з паралельними ГМШ - 60.. .70%. Тому гусениці з паралельними ГМШ доцільно застосовувати лише на потужних тракторах великих тягових класів, оскільки вони забезпечують більш високу стабільність кроку за зміни тягового зусилля.

Однак, незважаючи на значне підвищення довговічності ГМШ (до 6000 год.) та меншу шумність роботи гусениці, їх широке застосування на тракторах обмежено підвищеною вартістю виробництва та складністю експлуатації.

## 1.2.6 Гумоармовані гусениці

Гумоармовані гусениці (ГАГ) є монолітною конструкцією, армованою сталевими тросами і заставними металевими елементами, завулканізованими в кордову гумову стрічку. Останні служать, як правило, для цівкового зачеплення гусениці з провідним колесом рушія. Загальний вигляд ГАГ показаний рисунку 1.7,а, а умовний її розріз по заставному елементу і цівці показаний рисунку 1.7,б.

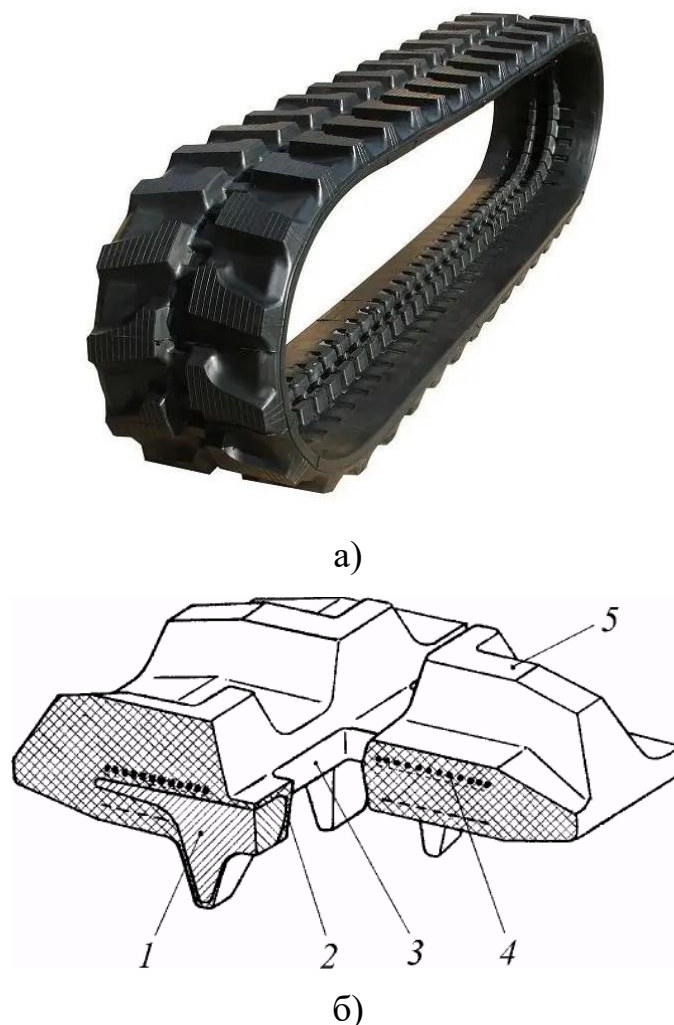


Рисунок 1.7 – Гумоармований гусениця (ГАГ): 1 - заставний металевий елемент з направляючим виступом для фіксації кочення опорних котків та направляючого колеса; 2 - гумова цівка заставного елемента; 3 - отвір у гумовому корді для зуба ведучого колеса; 4 - переріз сталевих тросів; 5 - гумові ґрунтозачеми

Існують конструкції ГАГ, у яких відсутні заставні металеві елементи. Тут передача моменту, що крутить, з провідного колеса на гусеницю здійснюється за рахунок сил тертя між ними. При цьому провідне колесо виконується гладким з гумовим бандажом або пневматичною шиною для збільшення тертя з гусеницею. Такі конструкції ГАГ менш перспективні, оскільки вимагають сильного натягу гусениць, що призводить до зниження їхньої довговічності.

Більш перспективні ГАГ із заставними металевими елементами, що зачеплюються з провідним колесом.

ГАГ починають знаходити все більш широке застосування в сучасних тракторах завдяки ряду їх позитивних якостей:

- високої довговічності (до 6000 год.), приблизно вдвічі більшої за порівняно з гусеницями з відкритими металевими шарнірами;
- можливістю виконання трактором транспортних робіт на асфальтовому та бетонному покриттях без їх руйнування;
- на 25...30% менший ущільнюючий вплив на ґрунт при однаковій ширині з металевими гусеницями;
- можливість встановлення ГАГ на серійний гусеничний трактор безпереробки конструкції рушія.

Крім цього, вони володіють гарною самоочищуваністю від бруду при будь-якій вологості і забезпечені формами ґрунтозачепів, що виключають сповзання трактора при роботі на косогах.

До недоліків ГАГ подібного типу слід віднести відносну складність виробництва та складність установки гусениці на трактор у польових умовах.

### 1.2.7 Тенденції розвитку конструкцій двигунів гусеничних тракторів

Розвиток конструкцій гусеничних тракторів спрямоване на зниження ущільнюючого впливу рушія на ґрунт, підвищення їх тягово-зчіпних якостей,

забезпечення необхідної довговічності вузлів та механізмів та покращення умов праці тракториста.

У зв'язку з цим намічається тенденція ширшого застосування ГАГ як на сільськогосподарських, а й у промислових тракторах. При цьому велика увага приділяється вдосконаленню способів передачі руху ГАГ від провідного колеса.

Разом з тим триває вдосконалення і металевих гусениць, головним чином у вирішенні проблеми надійного шарніру траку складового типу, матеріалу та форми його ущільнення, конструкції сполучного траку, а також створення надійних пружних накладок для складових і цілнелитих траків з ГМШ.

З метою підвищення довговічності металевих гусениць передбачається ширше застосування рідинного змащування шарнірів.

Більш широке застосування отримають гумові пружні елементи як у рушії, і у підвісці.

Передбачається застосування провідних та напрямних коліс з внутрішньою амортизацією (установкою між маточиною колеса та ободом гумового пружного елемента), що забезпечує їх внутрішнє підресорювання.

Триватимуть роботи з удосконалення ходової системи тракторів із трикутною формою гусеничного обводу. Ці роботи головним чином спрямовані на забезпечення більш рівномірного розподілу тиску гусениць на ґрунт з метою зниження впливу ущільнювача і підвищення їх тягово-зчіпних якостей.

Велика увага приділятиметься типізації та уніфікації деталей та вузлів ходової системи трактора.

## 2 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ

### 2.1 Конструктивне рішення шарніра гусеничного ланцюга

З метою збільшення терміну служби гусеничного ланцюга трактора ХТЗ-180 прийнятого за прототип необхідно вдосконалити шарнір, який визначає довговічність гусеничного рушія.

Відомий шарнір гусеничного ланцюга, що складається з вушок ланок гусеничного ланцюга, в які вставлений палець.

Недоліком відомої конструкції є малий термін служби внаслідок незахищеності поверхонь, що труться від попадання абразиву.

Відомий шарнір гусеничного ланцюга, що містить вуха ланок, з'єднувальний палець, обмежувальні шайби між торцями середніх вушок і втулки з фланцем в крайніх вушах, що виключає захід кінців втулок в отвори суміжних вушок і повертання ланок. Від осьового переміщення палець утримується трилапою.

Недоліком даної конструкції є те, що між торцями втулок і обмежувальними шайбами є зазори, які може проникати абразив.

Відомий шарнір гусеничного ланцюга, прийнятий в якості прототипу, який складається з вушок ланок гусеничним втулками. палець з обох сторін і що складаються з шайб і стопорних кілець.

Недоліком даної конструкції є те, що існує можливість заходу кінців втулок в отвори суміжних вушок, а отже втулки не зможуть вільно обертатися і перекинутися на пальці, це також може призвести до деформації втулок.

Завдання – створити шарнір гусеничного ланцюга захищений від попадання абразива між поверхнями, що труться, а також створити умови поєднання ковзання і перекинування втулок по пальцю і по поверхні вушок, які розміщені на його кінцях, кільця ущільнювачів, встановлені між крайніми втулками і обмежувачами осьового переміщення пальця, забезпечений обмежувальними шайбами, зовнішній діаметр яких більше діаметра втулок, що знаходяться між торцями середніх вушок і втулками, встановленими в

крайні провушини, втулок та обмежувальних шайб виконано більше ширини всіх вушок на сумарну величину зазорів між вушами.

Постачання шарніра обмежувальними шайбами, зовнішній діаметр яких більше діаметра втулок, що знаходяться між торцями середніх вушок і втулками, встановленими в крайні вуха, виконаних з фланцем з боку середнього вуха забезпечує неможливість заходу кінців втулок в отвори суміжних вушок пальцем.

Виконання загальної довжини втулок і обмежувальних шайб більше за ширину всіх вушок на сумарну величину зазорів між вушками забезпечує змикання їх торців, що перешкоджає проникненню абразиву в радіальні зазори між пальцем і втулками.

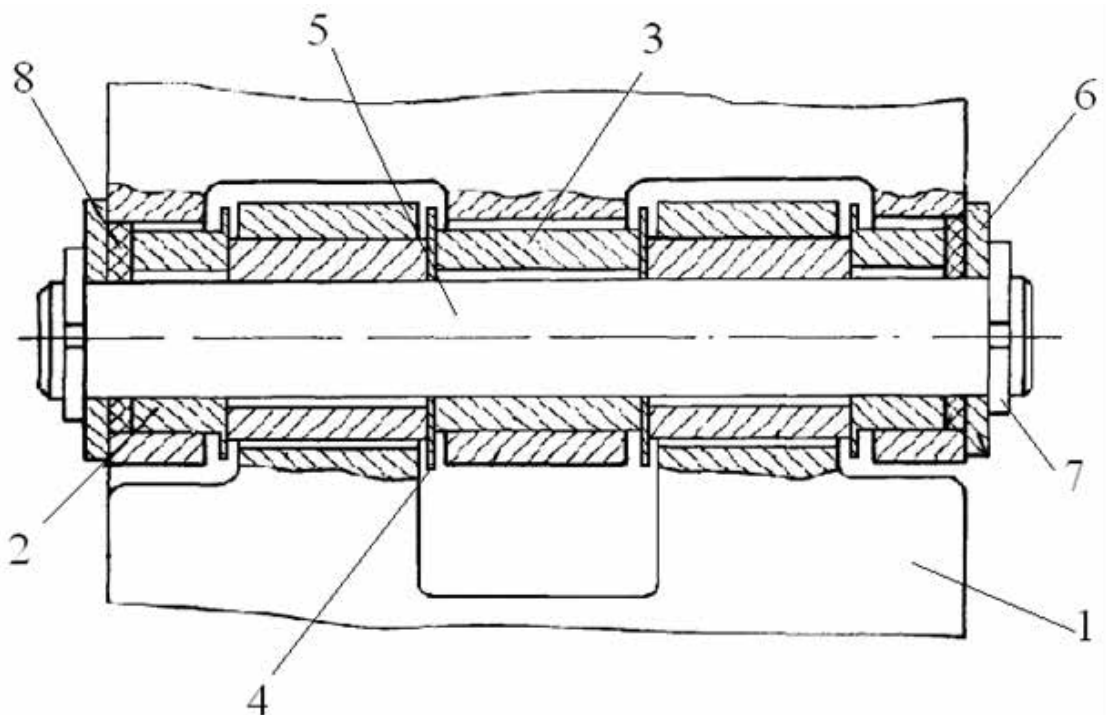


Рисунок 1.15 Шарнір гусеничного ланцюга

Шарнір гусеничного ланцюга містить вушка ланок 1 гусеничного ланцюга, у які встановлюють плаваючі втулки 2 з фланцем і плаваючі втулки 3, міжторцеві обмежувальні шайби 4, втулки з'єднуються пальцем 5. Палець і втулки зафіксовані в вушках ланок обмежувачами, встановленими на палець по обидва боки, що складаються з шайб 6 і стопорних кілець 7. У кінцевих

вушках між крайніми втулками і шайбами встановлено пружні ущільнювальні кільця 8.

Під час роботи шарніра плаваючі втулки з радіальним зазором між поверхнями втулок вушок і пальців, втулки з фланцем у крайніх вушках та обмежувальні шайби між торцями середніх вушок забезпечують неможливість осевого переміщення втулок і затискання їхніх кінців у суміжних вушках та створюють під час перегину ланцюга умови поєднання ковзання й перекочування втулок пальцем та поверхнею вушок, у такий спосіб збільшується їхня зносостійкість і надійність шарніра.

Для поліпшення тягово-зчіпних якостей трактора ХТЗ-180 ґрунтозачепа виконуються під кутом  $15^\circ$  до поперечної осі ланки, що дає змогу збільшити коефіцієнт зчеплення на 20%.

## 2.2 Розрахунок сил і напружень, що діють у шарнірі

Розрахунку піддаються вушка ланок і пальці. Початковими даними для розрахунку є вага  $G_t$  (80000 Н) трактора і ширина  $b_r$  гусениці. Розрахункове зусилля, що розтягує ланки гусениці, обмежується граничною силою за зчепленням гусениці, що забігає, з опорною поверхнею під час повороту трактора на ухилі крутизною  $\alpha = 30^\circ$  у бік підйому.

У цьому разі розрахункова сила, що розтягує ланки гусениці (рис.1.16,а),

$$P = 0,65G_t\varphi \quad (1.1)$$

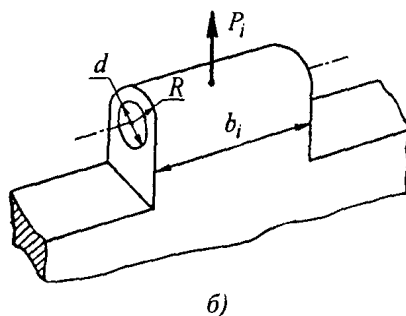
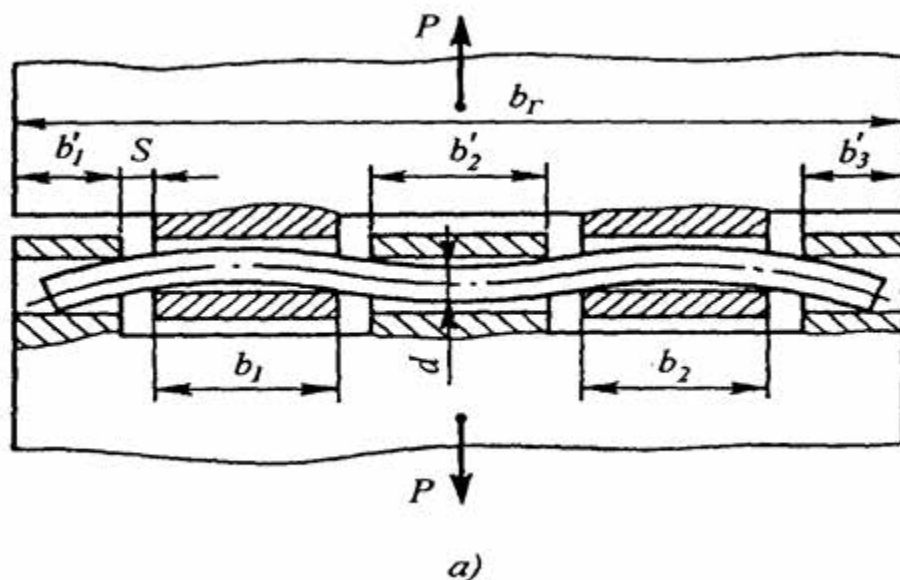


Рисунок 1.16 Розрахункова схема: а - гусениці із ЗМШ; б - вуха ланки гусениці

Для забезпечення рівної міцності вушок має дотримуватися умова

$$\sum_1^n b_i = \sum_1^n b'_i = 0,5b_r \quad (1.2)$$

де  $n$ ,  $n'_i$   $b_i$ ,  $b'_i$  - відповідно число і ширина вушок охоплюваної та охоплюючої сторін ланки гусениці.

Діаметр пальця з умови забезпечення необхідної зносостійкості

$$d = \frac{2P}{[p]b_r} \quad (1.3)$$

Число вушок охоплюваної сторони ланки гусениці визначають з умови обмеження напруг зрізу в пальці:

$$n = \frac{2P}{\pi d^2 [\tau]_{cp}} \quad (1.4)$$

де  $[\tau]_{cp} = 40$  МПа – допустима напруга зрізу.

Для забезпечення рівної міцності та зносостійкості вуха охоплюваної сторони повинні бути однакової ширини:

$$b_i = b_r / (2n) \quad (1.5)$$

З цією ж метою крайні вуха охоплює сторони ланки виконують в 1,5...2 рази вже середніх, рівних по ширині вушок.

Радіус вуха визначають виходячи з розрахунку її на розрив (рис. 2.1,б):

$$R = \frac{P}{b_r [\sigma]_p} + 0,5d \quad (1.6)$$

де  $[\sigma]_p = 30$  МПа – допустима напруга розтягування.

Після конструктивного опрацювання ланок гусениці необхідно виконати перевіірочні розрахунки ланок та пальця з урахуванням зазору  $S$  між вушами (див. рис. 1.16). У виконаних конструкціях  $S = 3$  мм. Силу, що навантажує вуха ланок, знаходять із виразів для сторін:

Охоплюваної

$$P_1 + P_2 + \dots + P_n = P$$
$$P_1 : P_2 : P_3 \dots P_n = \frac{1}{1,5b_1 + S} : \frac{1}{1,5b_2 + S} : \dots : \frac{1}{1,5b_n + S} \quad (1.7)$$

Охоплює

$$P'_1 + P'_2 + \dots + P'_n = P$$
$$P'_1 : P'_2 : P'_3 \dots P'_n = \frac{1}{1,5b'_1 + S} : \frac{1}{1,5b'_2 + S} : \dots : \frac{1}{1,5b'_n + S} \quad (1.8)$$

де  $P_1 \dots P_n$  - сила, що навантажує вуха охоплюваної сторони ланки гусениці шириною відповідно  $b_1 \dots b_n$ ;  $P'_1 \dots P'_n$  - сила, що навантажує вуха охоплюючої сторони ланки гусениці шириною відповідно  $b'_1 \dots b'_n$ .

Співвідношення отримані за умови, що розподіл зусилля  $P$  (рис.1.16), прикладеного до гусениці, між вушами прямо пропорційно до згинальної жорсткості пальця в точках фактичного докладання сил у вухах.

Перевірочний розрахунок вушок виконують для найбільш навантаженого вуха. Для охоплюваної та охоплюючої сторін ланки гусениці напругу розтягування в вухах визначають з виразів:

$$\sigma_p = \frac{P_i}{(2R-d)b_i} \leq [\sigma]_p; \sigma'_p = \frac{P'_i}{(2R-d)b'_i} \leq [\sigma]_p \quad (1.9)$$

Тиск у провушинах:

$$p_i = P_i / (b_i d) \leq [p]; p'_i = P'_i / (b'_i d) \leq [p] \quad (1.10)$$

Перевірочний розрахунок пальця гусениці на зріз виконують для найбільш навантаженого середнього вуха:

$$\tau_{cp} = \kappa \frac{4P_i}{2\pi d^2} = 0,85 \frac{P_i}{d^2} \leq [\tau]_{cp}, \tau'_{cp} = 0,85 \frac{P'_i}{d^2} \leq [\tau]_{cp} \quad (1.11)$$

### 2.3 Розподіл тиску гусеничних рушіїв на ґрунт

Середній тиск  $q_{cp}$  - найбільш поширений критерій, який використовується як один з основних агротехнічних параметрів у технічному завданні на трактор. Прийнятий як показник для оцінки допустимого впливу ходових систем на ґрунт відповідно до ГОСТ 24096-80. Гідність – простота визначення.

Максимальний (фактичний) тиск рушіїв на ґрунт  $q_{max}$  - часто застосовуваний критерій, рекомендований щодо проблеми впливу ходових систем сільськогосподарської техніки на ґрунт. Максимальний тиск рушіїв на ґрунт  $q_{max}$  визначають за допомогою розрахункових залежностей та експериментально із застосуванням складної вимірювальної апаратури.

Розв'язання задачі про розподіл тисків під опорною поверхнею гусениці ще складніше, ніж розв'язання такого завдання для коліс, тому що в першому випадку опорні колеса (катки) гусеничного рушія котяться по проміжній опорі і, отже, доводиться враховувати також властивості третього тіла-гусениці.

Створення гусеничного рушія було продиктовано необхідністю зниження тиску мобільної техніки на опорну основу, що деформується, при збереженні або навіть зменшенні загальних габаритів гусеничного рушія по відношенню до колісного, що забезпечувало підвищення тягово-зчіпних властивостей, мобільності і тягового ККД техніки. Однак спочатку і донедавна визначалося не фактичний, а середній статичний тиск гусеничного рушія на опорну основу, що відповідає рівномірному розподілу тиску по довжині опорної поверхні гусениці. У зв'язку з тим, що гусеничні рушії більшості вітчизняних сільськогосподарських тракторів мали значно вищу поздовжню нерівномірність розподілів тисків, ніж колісні, приблизно рівна зміна властивостей ґрунту досягалася при значно нижчому середньому статичному тиску гусеничних рушіїв, ніж пневмоколісних рушіїв. Це фактично було зафіксовано в ГОСТ 24096-80 на основні параметри сільськогосподарських тракторів, що забезпечують вимоги агротехніки, в яких середній тиск гусеничних рушіїв на ґрунт обмежується величиною, що дорівнює 45 кПа. Показник «найбільший із середніх умовних тисків рушіїв, кПа» увійшов також у систему показників якості продукції в частині сільськогосподарських тракторів, що визначається ГОСТ 4.40-84.

Результати численних досліджень показують, що ступінь деформування ґрунтоґрунтів визначається чинним, а не середнім тиском, у зв'язку з чим, зокрема в п.82 ДСТУ «Трактори сільськогосподарські: Методи польових випробувань» було записано: «Для гусеничних тракторів додатково повинні бути визначені на максимальній передачі з нормальним тяговим зусиллям на гаку».

Тиск на ґрунт гусеничного трактора рекомендується визначати двома методами: за середнім та максимальним значенням. Середній  $q_c$  умовний тиск у кПа одиночного гусеничного рушія трактора, а також з деякими уточненнями по аналогічному стандарту ГОСТ 7057-73, що замінив ГОСТ 7057-54, і стандарту на методи випробувань сільськогосподарських тракторів ГОСТ 7057-81 визначають за формулою

$$\bar{q}_r = \frac{m_{\text{дв}} \cdot g}{10^3 \cdot b_r \cdot l_{\text{ум}}} \quad (1.12)$$

де  $m_{\text{дв}}$  - маса, що створює статичне навантаження кожного рушія, кг;  $g$  - прискорення земного тяжіння, м/с<sup>2</sup>;  $b_r$  - ширина гусениці, м;  $l_{\text{ум}}$  - умовна довжина ділянки гусениці, що знаходиться в контактi з основою, м ( $l_{\text{ум}} = l_1 + l_2 + l_3$ );  $l_1$  - проекція на опорний майданчик міжцентрової відстані між провідним колесом і заднім опорним катком (при нахилі гілки гусениці між ними до опорного майданчика більше 2°,  $l_1$  приймають рівною нулю), м;  $l_2$  - проекція на опорний майданчик міжцентрової відстані між крайніми опорними котками, м;  $l_3$  - проекція на опорний майданчик міжцентрової відстані між направляючим колесом і переднім опорним катком (при нахилі гілки гусениці між ними до опорного майданчика понад 5°  $l_3$  приймають нульовою). При  $l_1 = 0$  та  $l_3 = 0$ ,  $l_{\text{ум}}$  приймають рівною 12 плюс крок гусениці  $t_2$ , м.

Визначення максимального тиску  $q_m$  засноване на обліку не всієї проекції опорної поверхні гусениці, а лише її ланок, число яких дорівнює кількості опорних котків  $i_k$ .

$$q_r = \frac{m_{\text{дв}} \cdot g}{10^3 \cdot b_r \cdot i_k} \quad (1.13)$$

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

Аналіз формули Кулона (1.14), що відображає закономірності руху ґрунту, показав, що зі зменшенням нормального тиску  $\sigma$ , яким би способом це не досягалось, значення коефіцієнта зчеплення  $\varphi$  рушія з ґрунтом збільшується

$$\varphi = \frac{\tau}{\sigma} + tg\psi \quad (1.14)$$

де  $\varphi$  – кут внутрішнього тертя в ґрунті.

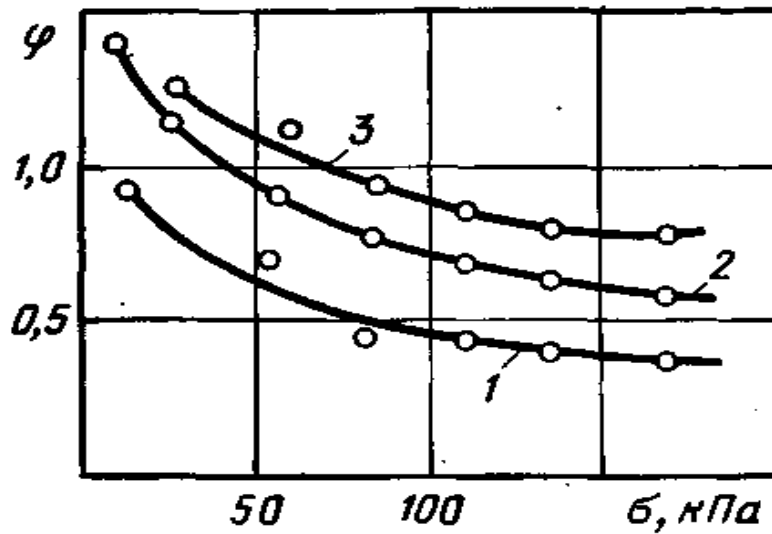


Рисунок 1.17 - Залежність коефіцієнта зчеплення  $\varphi$  ланки гусениці від тиску на ґрунт: 1-пухкий пісок; 2-луґ; 3-щільний ґрунт

#### 2.4 Конструктивне рішення ланки гусеничного ланцюга

Для того щоб забезпечити можливість роботи трактора на ґрунтах, що слабо несуть, необхідно передбачити можливість встановлення гусеничних ланцюгів, що складаються з широких ланок.

Такий рушій необхідний роботи трактора в рисівничому господарстві, і навіть під час роботи на заболоченій місцевості.

З цією метою пропонується конструкція ланки гусениці на основі стандартної ланки з бічними уширювачами у вигляді трапецій та прямокутної форми.

Гусениця з трапецеподібними уширювачами має забезпечити середній тиск на ґрунт не більше 35 кПа, а з прямокутними не більше 30 кПа.

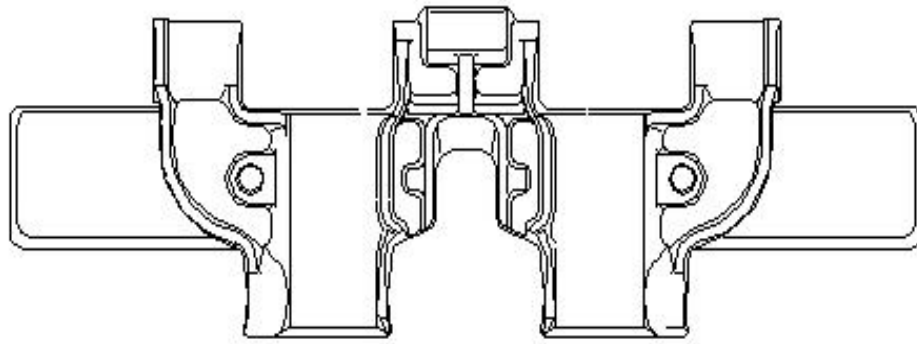


Рисунок 1.20 – Ланка гусениці з прямокутними уширювачами

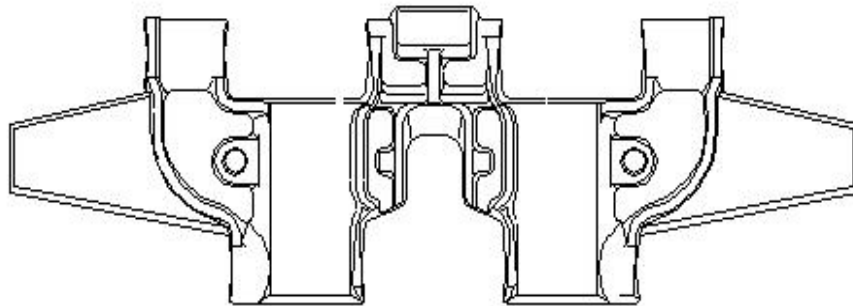


Рисунок 1.21 – Ланка гусениці з трапецеподібними уширювачами

## 2.5 Перевірочні розрахунки основних вузлів машини

### 2.5.1 Розрахунок муфти зчеплення

Поверхня тертя дисків зчеплення  $F_m$

$$d_{m1}=350 \text{ мм} \quad d_{m2}=210 \text{ мм} \quad R_{cp} = \frac{d_{T1} + d_{T2}}{4} = 14 \text{ (см)} \quad (1.15)$$

$$F_T = \frac{\Pi}{4} (d_{T1}^2 - d_{T2}^2) = 0,725(35^2 - 21^2) = 615 \quad (1.16)$$

Питомий тиск на поверхні тертя –  $q$

$$q = \frac{P}{F_T} = \frac{1116 \text{ кГс}}{615 \text{ см}^2} = 1,81 \quad (1.17)$$

Момент тертя муфти зчеплення  $M_T$

$$M_T = P \cdot \mu \cdot z \cdot R_{cp}; \quad (1.18)$$

## 2.5.2 Визначення навантажень на підшипникових опорах валів

Розрахунок підшипників проводиться за методикою, викладеною в ОСТ 23.1.339-82, визначається ресурс підшипників з урахуванням особливостей роботи валів або шестерень, на яких стоять підшипники: підшипники вторинного валу працюють на всіх передачах.

Підшипники вторинного валу працюють під навантаженням на всіх передачах, при цьому сили, що діють на вал, виникають у зачепленні з шестернями різних валів, схеми сил, що діють на вал, мають різний вигляд та представлені відповідно на:

рисунку 1.22 – на I, II, III та IV передачах, зачеплення шестерень вторинного та первинного валів;

рисунку 1.23 - на V передачі, зачеплення шестерень вторинного та додаткового валів;

рисунку 1.24 – на передачі заднього ходу, зачеплення шестерень вторинного валу та валу заднього ходу.

Так як зі схем випливає, що на вал одночасно діють сили в зачепленні циліндричної та конічної пар шестерень, спрямовані під кутом один до одного, представлені вони у розкладеному вигляді - на вертикальні та горизонтальні складові.

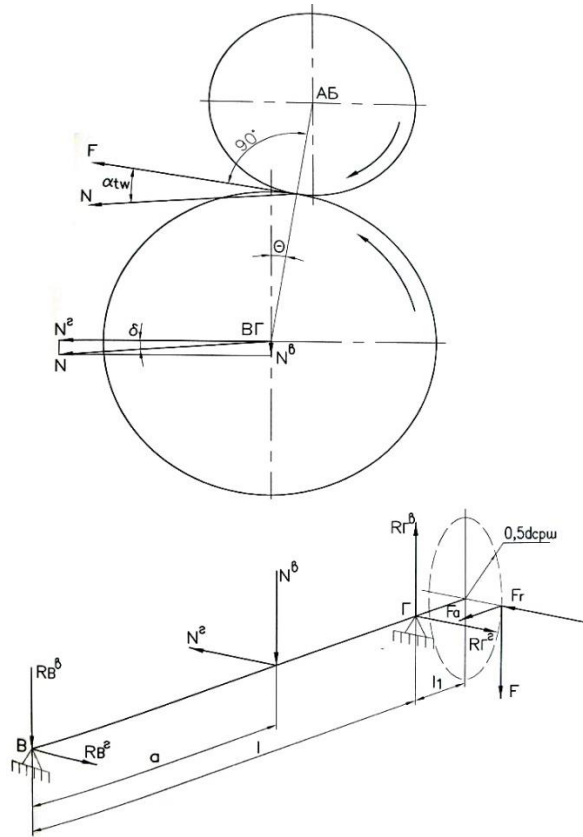


Рисунок 1.22 – на I, II, III та IV передачах, зачеплення шестерень вторинного та первинного валів

Вертикальна площина

$$\begin{aligned} \sum \dot{I}_{\dot{A}}^a &= 0 \\ N^a a - R_A^a l + F(l + l_1) &= 0 \\ R_A^a &= \frac{N^a a + F(l + l_1)}{l} [\dot{e}I] \\ \sum \dot{I}_{\dot{A}}^a &= 0 \\ R_A^a l + N^a(l - a) - Fl_1 &= 0 \\ R_A^a &= \frac{Fl_1 - N^a(l - a)}{l} [\dot{e}I] \end{aligned}$$

Горизонтальна площина

$$\begin{aligned} \sum \dot{I}_{\dot{A}}^{\tilde{a}} &= 0 \\ N^{\tilde{a}} a - R_A^{\tilde{a}} l - 0.5F_a d_{\tilde{n}\tilde{o}\tilde{o}} + F_r(l + l_1) &= 0 \\ R_A^{\tilde{a}} &= \frac{N^{\tilde{a}} a + F_r(l + l_1) - 0.5F_a d_{\tilde{n}\tilde{o}\tilde{o}}}{l} \\ \sum \dot{I}_{\dot{A}}^{\tilde{a}} &= 0 \\ R_A^{\tilde{a}} l - N^{\tilde{a}}(l - a) + F_r l_1 - 0.5F_a d_{\tilde{n}\tilde{o}\tilde{o}} &= 0 \\ R_A^{\tilde{a}} &= \frac{N^{\tilde{a}}(l - a) - F_r l_1 + 0.5F_a d_{\tilde{n}\tilde{o}\tilde{o}}}{l} [\dot{e}I] \end{aligned}$$

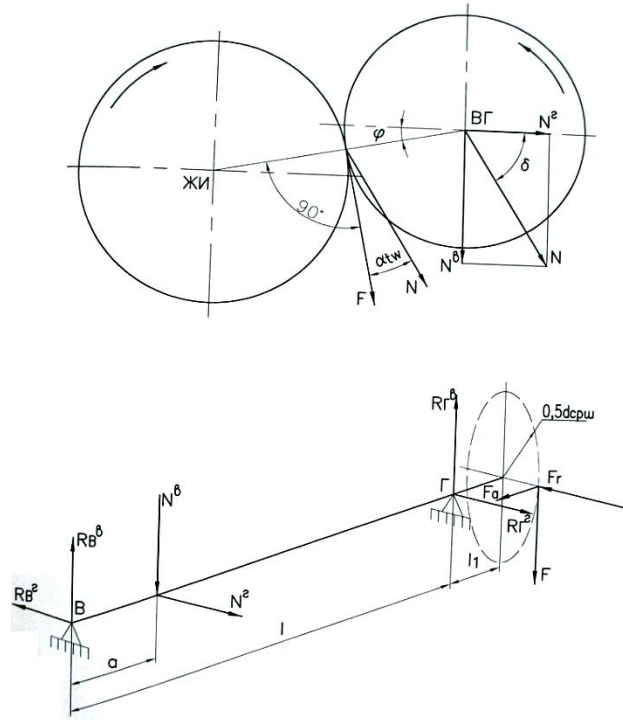


Рисунок 1.23 - на V передачі, зачеплення шестерень вторинного та додаткового валів

Вертикальна площина

$$\begin{aligned} \sum \dot{I}_{\dot{A}}^{\dot{a}} &= 0 \\ N^{\dot{a}}a - R_A^{\dot{a}}l + F(l + l_1) &= 0 \\ R_A^{\dot{a}} &= \frac{N^{\dot{a}}a + F(l + l_1)}{l} [\dot{e}\dot{I}] \\ \sum \dot{I}_{\dot{A}}^{\dot{a}} &= 0 \\ R_A^{\dot{a}}l - N^{\dot{a}}(l - a) + Fl_1 &= 0 \\ R_A^{\dot{a}} &= \frac{N^{\dot{a}}(l - a) - Fl_1}{l} [\dot{e}\dot{I}] \end{aligned}$$

Горизонтальна площина

$$\begin{aligned} \sum \dot{I}_{\dot{A}}^{\dot{a}} &= 0 \\ N^{\dot{a}}a + R_A^{\dot{a}}l - F_r(l + l_1) + 0.5F_a d_{\dot{n}\dot{o}\dot{o}} &= 0 \\ R_A^{\dot{a}} &= \frac{F_r(l + l_1) - N^{\dot{a}}a - 0.5F_a d_{\dot{n}\dot{o}\dot{o}}}{l} [\dot{e}\dot{I}] \\ \sum \dot{I}_{\dot{A}}^{\dot{a}} &= 0 \\ R_A^{\dot{a}}l - N^{\dot{a}}(l - a) - F_rl_1 + 0.5F_a d_{\dot{n}\dot{o}\dot{o}} &= 0 \\ R_A^{\dot{a}} &= \frac{N^{\dot{a}}(l - a) + F_rl_1 - 0.5F_a d_{\dot{n}\dot{o}\dot{o}}}{l} [\dot{e}\dot{I}] \end{aligned}$$

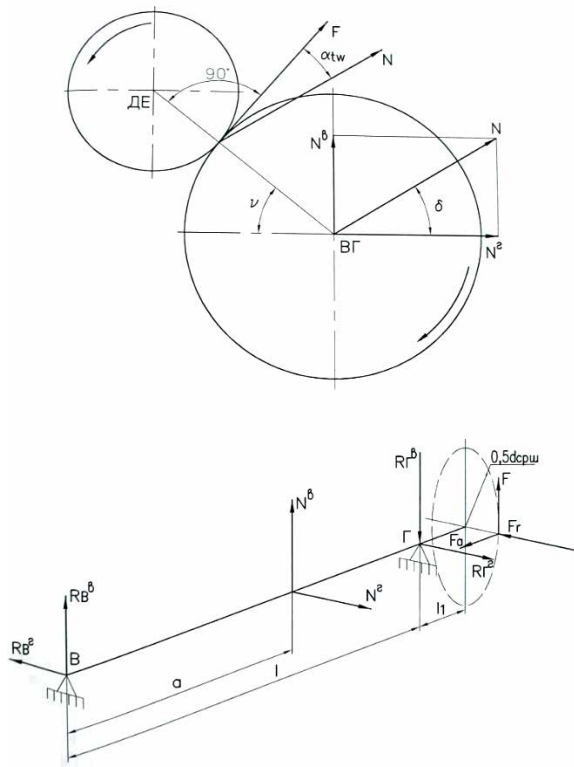


Рисунок 1.24 – на передачі заднього ходу, зачеплення шестерень вторинного валу та валу заднього ходу

Вертикальна площина

$$\begin{aligned} \sum \dot{I}_A^a &= 0 \\ N^a a - R_A^a l + F(l + l_1) &= 0 \\ R_A^a &= \frac{N^a a + F(l + l_1)}{l} [\text{êÍ}] \\ \sum \dot{I}_A^a &= 0 \\ R_A^a l + N^a(l - a) - Fl_1 &= 0 \\ R_A^a &= \frac{Fl_1 - N^a(l - a)}{l} [\text{êÍ}] \end{aligned}$$

Горизонтальна площина

$$\begin{aligned} \sum \dot{I}_{\tilde{A}}^{\tilde{a}} &= 0 \\ N^{\tilde{a}}a + R_{\tilde{A}}^{\tilde{a}}l - F_r(l+l_1) + 0.5F_a d_{\tilde{a}\tilde{a}o} &= 0 \\ R_{\tilde{A}}^{\tilde{a}} &= \frac{F_r(l+l_1) - N^{\tilde{a}}a - 0.5F_a d_{\tilde{a}\tilde{a}o}}{l} [\hat{e}\dot{I}] \\ \sum \dot{I}_{\tilde{A}}^{\tilde{a}} &= 0 \\ R_{\tilde{A}}^{\tilde{a}}l - N^{\tilde{a}}(l-a) - F_r l_1 + 0.5F_a d_{\tilde{a}\tilde{a}o} &= 0 \\ R_{\tilde{A}}^{\tilde{a}} &= \frac{N^{\tilde{a}}(l-a) + F_r l_1 - 0.5F_a d_{\tilde{a}\tilde{a}o}}{l} [\hat{e}\dot{I}] \end{aligned}$$

Сумарні реакції в опорах В та Г будуть:

$$\begin{aligned} F_{rB} &= \sqrt{(R_B^{\tilde{a}})^2 + (R_B^{\tilde{a}})^2} [\hat{e}\dot{I}] \quad (19) \\ F_{r\tilde{A}} &= \sqrt{(R_{\tilde{A}}^{\tilde{a}})^2 + (R_{\tilde{A}}^{\tilde{a}})^2} [\hat{e}\dot{I}] \end{aligned}$$

Результати розрахунку опорних реакцій вторинного валу всіх передачах наведено у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Опорні реакції вторинного валу

Передача	I	II	III	IV	V	3.X.
T1 кНм	0,889	0,733	0,609	0,484	0,329	0,406
aw мм	156,0				154,0	148,0
dW мм	190,443	174,233	158,025	141,815	141,846	187,998
$\alpha_{\text{твкон}}$ град	21,929°				21,953°	20°
N кН	10,065	9,071	8,309	7,358	5,001	4,596
$\delta$ град	13,079°				56,880°	29,383°
N <sub>B</sub> кН	2,277	2,053	1,881	1,665	4,189	2,225
N <sub>Г</sub> кН	9,803	8,836	8,094	7,167	2,733	4,005
d <sub>срш</sub> мм	96,557					
$\alpha_{\text{твкон}}$ град	17,5°					
$\delta_{\text{ш}}$ град	17,553°					
F кН	18,414	15,193	12,614	10,024	6,815	8,410
F <sub>Г</sub> кН	5,537	4,565	3,792	3,014	2,049	2,529
F <sub>а</sub> кН	1,749	1,442	1,199	0,953	0,647	0,799
a мм	202,5	302,0	166,5	66,5	66,5	202,5
l мм	341,0					
l <sub>1</sub> мм	47,101					
R <sub>BВ</sub> кН	1,619	1,862	,0781	0,045	2,431	0,246
R <sub>BГ</sub> кН	3,465	0,585	3,788	5,488	2,391	1,862

Передача	I	II	III	IV	V	3.X.
FrB кН	3,691	1,952	3,868	5,488	3,410	1,879
RГв кН	22,310	19,098	15,276	11,734	8,573	10,911
RГг кН	11,875	12,816	8,098	4,693	1,707	0,386
FrГ кН	25,274	23,000	17,289	12,638	8,741	10,918

### 2.5.3 Визначення критеріїв необхідності розрахунку валів

Розрахунки валів на статичну міцність і витривалість досить трудомісткі, тому спочатку за допомогою критеріїв визначається, чи ці розрахунки необхідні.

Умова необхідності проведення розрахунку статичну міцність

$$v \leq (n_T)_{\min}$$

$$v_T = \frac{1000\sigma_T d_{\min}^3}{2l \sum F_r + 8(F_a r + T_{1\max})} \quad (1.19)$$

де  $v_T$  – критерій необхідності розрахунку валу на статичну міцність – коефіцієнт запасу міцності за межею плинності, що визначається припущенні зосередження всіх радіальних і осьових сил, а також максимального навантаження в середині прольоту, де умовно міститься і найменший з перерізів валу;

$\sigma_T$  – межа плинності матеріалу валу, МПа;

$d_{\min}$  – найменший у межах прольоту діаметр вала, виключаючи кінцеві ділянки, що знаходяться всередині підшипникових кілець, м;

$l$  – відстань між точками докладання найбільш віддалених один від одного сил, як активних, так і реактивних, м;

$\sum F_r$  – сума абсолютних величин радіальних опорних реакцій, незалежно від їхнього напрямку, або сума абсолютних

величин активних радіальних сил, незалежно від їхнього напрямку, причому у розрахунку приймається найбільша з цих сум, кН;

$F_a$  – найбільша з осьових сил незалежно від того, в якій частині прольоту вона діє, кН;

$r$  – найбільша з плеч додатка осьових сил, м;

$T_{1\max}$  – максимальне навантаження, кНм;

$(n_T)_{\min}$  – мінімально допустиме для цього валу значення коефіцієнта запасу міцності за межею плинності.

Радіальні опорні реакції валів визначаються виходячи з умови дії на валу максимального навантаження  $T_{1\max}$ .

Статична та втомна міцність валів АБ (первинного) та ЖІ (додаткового) забезпечені; вали ВГ (вторинний) та ДЕ (чадного ходу) необхідно розрахувати на статичну міцність для уточнення значення.

#### 2.5.4 Розрахунок на статичну міцність

Розрахунок валу ВГ на статичну міцність проводиться при включенні в коробці передач I передачі (найбільш навантажений режим для вала)  $T_{1\max}$ .

Таблиця 1.2

Вал	Матеріал Твердість	$\sigma_T$ , МПа	$(n_T)_{\min}$	$d_{\min}$ , м	$l$ , м	$\sum F_r$ , кН	$F_a$ , кН	$r$ , м	$T_{1\max}$ , кНм	$V_T$
АБ	Сталь45 HRC>50	570	2,1	0,062	0,379000	12,427	–	–	0,702	9,035
ВГ	25ХГТ HRC>51	1080	2,1	0,056	0,388101	35,416	2,139	0,48279	1,087	5,124
ДЕ	Сталь45 HRC>50	570	2,1	0,049	0,320500	19,150	–	–	0,621	3,889
ЖІ	Сталь45 HRC>50	570	2,1	0,049	0,320500	3,667	–	–	0,525	10,237

Таблиця 1.3

Вал	$T_1$ , кНм	$\frac{T_{1\max}}{T_1}$	$\sigma_{-1}$ , МПа	$\frac{\sigma_T}{\sigma_{-1}}$	Тип концентратора	$\nu$
АБ	0,574	1,223	420	1,357	шліци	7,577
ВГ	0,889	1,223	735	1,469	шліци	7,000
ДЕ	0,460	1,350	420	1,357	шліци	6,875
ЖІ	0,389	1,350	420	1,357	шліци	6,875

Для побудови епюр згинальних і крутного моментів необхідно подолати їх у характерних перерізах - по точках докладання сил (перетин 1 - 1), (перетин 2 - 2) і на опорі Р. Згинальні моменти в характерних перерізах визначаються за

площинами - вертикальною та горизонтальною, а потім геометрично складаються.

Вертикальна площа:

$$M_{u1-1}^e = R_{B\max}^e a [\kappa H M]$$

$$M_{u2-2}^e = 0$$

$$M_{u\Gamma}^e = F_{\max} l_1 [\kappa H M]$$

Горизонтальна площа:

$$M_{u1-1}^z = R_{B\max}^z a [\kappa H M]$$

$$M_{u2-2}^z = 0,5 F_{a\max} d_{cру} [\kappa H M]$$

$$M_{u\Gamma}^z = F_{r\max} l_1 - 0,5 F_{a\max} d_{cру} [\kappa H M]$$

Сумарний згинальний момент:

$$M_{u1-1} = \sqrt{(M_{u1-1}^e)^2 + (M_{u1-1}^z)^2} [\kappa H M]$$

$$M_{u2-2} = \sqrt{(M_{u2-2}^e)^2 + (M_{u2-2}^z)^2} [\kappa H M]$$

$$M_{u\Gamma} = \sqrt{(M_{u\Gamma}^e)^2 + (M_{u\Gamma}^z)^2} [\kappa H M]$$

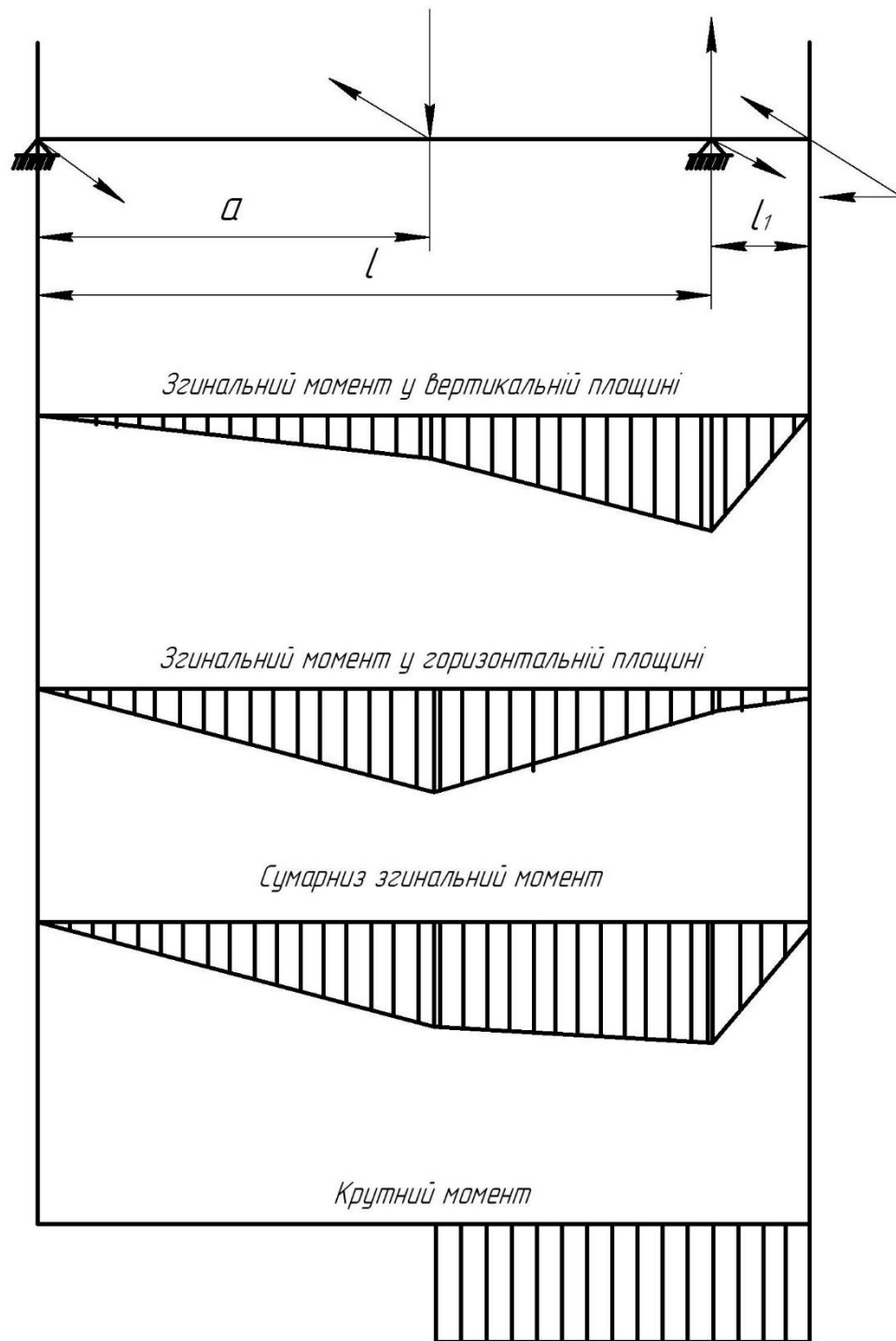


Рисунок 1.22 – Епюри згинальних та крутного моментів

## 3 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ

### 3.1 Призначення деталі

Двигун служить для перетворення одержуваного від двигуна моменту, що крутить, в процесі взаємодії з опорною поверхнею в тягове зусилля, що рушить трактор.

Гусеничний рушій на відміну від колісного забезпечує пересування трактора не безпосередньо по ґрунту (ґрунті), а по проміжній замкнутій гусеничній стрічці – гусеничній ланцюгу (гусениці). Гусениця має значно більшу опорну поверхню, ніж площа контакту колеса, що забезпечує невеликий тиск трактора на ґрунт (0,025...0,07 МПа).

Ведучі колеса під дією підведеного крутного моменту змушують перемотуватися гусениці, що знаходяться в зачепленні з ним. При цьому на ділянці гусениці між провідними колесами і останнім провідним катком виникає зусилля, що тягне, яке передається на ділянку гусениці, що знаходиться в контакті з ґрунтом. Внаслідок цього в останньому виникають дотичні реакції, спрямовані по руху трактора, з дотичною силою тяги, яка через деталі рушії передається остову трактора, змушуючи котки котитися по внутрішній поверхні гусениць, що підстилається.

Таким чином, ведучі колеса призначені для перемотування гусениць під час руху трактора та створення сили тяги, що забезпечує пересування тракторного агрегату.

За способом виготовлення ведучі колеса бувають цільнолитими або складовими. У першому випадку зубчастий вінець і маточина ведучого колеса виконуються як єдине ціле з високомарганцевих і вуглецевих литих сталей.

Точність обробки частини центрального отвору з великим діаметром – 0,29 мм, шорсткість Rz40; з меншим діаметром – 1,6 мм, шорсткість Rz160. Непаралельність поверхонь торців має перевищувати 1,2 мм, шорсткість внутрішніх поверхонь торців Rz40. Відстань між внутрішнім торцем та поверхнею зубів не повинна відхилятися більш ніж на 1,1 мм, відстань між

торцями не повинна відхилятися більш ніж на 1,5 мм. Відхилення центру отворів під болти трохи більше 0,6 мм, шорсткість Rz40; під шпильки – не більше 0,2 мм, шорсткість Rz20. Допускається перевищення діаметра отворів під болти 0,52 мм, під шпильки – 0,43 мм. Шорсткість необроблених поверхонь Rz80.

### 3.2 Аналіз технологічності конструкції

Технологічний аналіз конструкції забезпечує поліпшення техніко-економічних показників технологічного процесу, що розробляється.

Основні завдання, які вирішуються при аналізі технологічності конструкції оброблюваної деталі, зводяться до можливого зменшення трудомісткості та металоємності, можливості обробки деталі високопродуктивними методами. Таким чином, покращення технологічності конструкції дозволяє знизити собівартість її виготовлення без шкоди для службового призначення.

Раціональні конструкції машин, що забезпечують необхідні експлуатаційні вимоги, не можуть бути створені без урахування трудомісткості та матеріаломісткості їх виготовлення.

Відповідність конструкції машин вимогам трудомісткості та матеріаломісткості визначають технологічність конструкції.

При об'єктивній оцінці технологічності конструкції машин, їх деталей та вузлів враховують ряд позитивних факторів, що визначають технологічність конструкції. До них належить:

1. Оптимальна форма деталі, що забезпечує виготовлення заготовки з найменшим припуском та найменшою кількістю оброблених поверхонь;
2. Найменша вага машини
3. Найменша кількість матеріалу, що застосовується в конструкції машин
4. Взаємозамінність деталей та вузлів з оптимальним значенням полів допуску
5. Нормалізація (стандартизація) та уніфікація деталей, вузлів та їх окремих конструкторських елементів.

Конструкції деталі повинні складатися із стандартних та уніфікованих конструктивних елементів (КЕ) або бути стандартною загалом.

Деталі повинні виготовлятися із стандартних чи уніфікованих заготовок.

Розміри деталі повинні мати оптимальну точність. Шорсткість поверхонь повинна бути оптимальною.

Фізико-хімічні та механічні властивості матеріалу деталі, її жорсткість, форма, розміри повинні відповідати вимогам технології виготовлення (включаючи процеси обробно-зміцнювальної обробки, нанесення антикорозійних покриттів тощо), а також зберігання та транспортування.

Базова поверхня деталі повинна мати оптимальні показники точність та шорсткості поверхні, які забезпечують необхідну точність установки, обробки та контролю.

Заготівлі для виготовлення деталей повинні бути одержані раціональним способом з урахуванням матеріалу, заданого обсягу випуску та типу виробництва.

Метод виготовлення деталей має забезпечувати можливість одночасного виготовлення кількох деталей.

Висновок: за геометричною формою та конфігурацією поверхні деталь кронштейн має конструкцію, яку загалом можна визнати технологічною (задовольняється близько 85% основних вимог щодо технологічності конструкції).

### 3.3 Розрахунок розмірного ланцюга

Розрахунковим розміром  $A_0$  у ланцюзі є відстань від шайби, що прилягає до стопорного кільця до торця крайньої втулки.

$$A_1 = 380 \pm 0,7$$

$$A_5 = 88 - 0,7$$

$$A_2 = 51 \pm 0,6$$

$$A_6 = 3 - 0,25$$

$$A_3 = 88 - 0,7$$

$$A_7 = 88 - 0,7$$

$$A_4 = 3 - 0,25$$

$$A_8 = 51 \pm 0,6$$

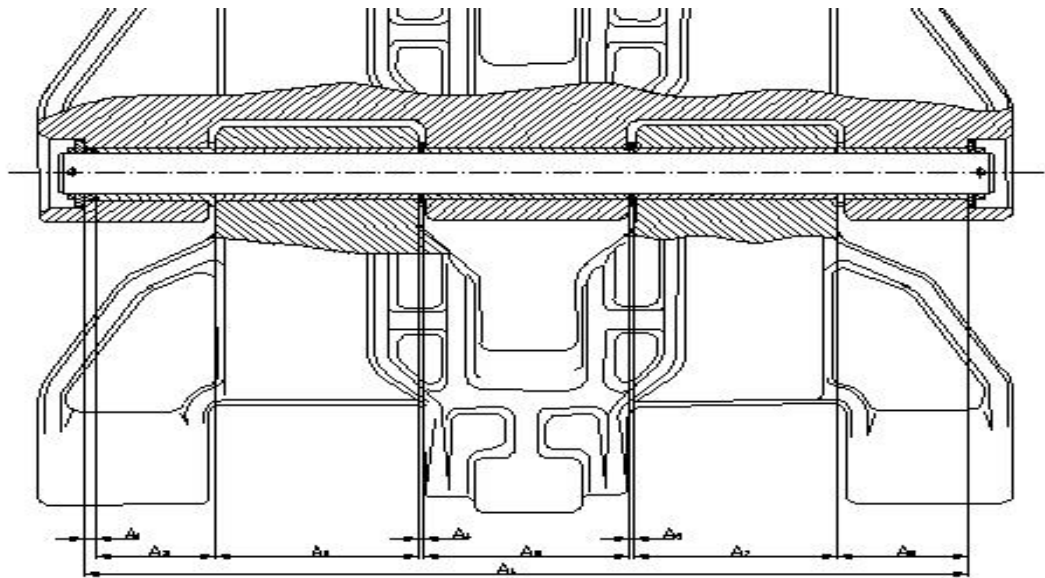


Рисунок 3.1 - Розмірний ланцюг

Номинальний розмір замикаючої ланки:

$$A_0 = \sum A_{I_{ув}} + \sum A_{i_{розум}} = 380-51-88-3-88-3-88-51 = 8 \text{ (мм)}$$

- де  $A_{I_{ув}}$  - перша збільшує ланка розмірної ланцюга;

$A_{i_{розум}}$  - і-е зменшує ланка розмірного ланцюга.

Метод "максимум-мінімум".

Допуск замикаючої ланки:

$$TA_0 = \sum TA_i = 1400+1200+700+250+700+250+700+1200 = 6400 \text{ (мкм)}$$

Координата середини поля допуску замикаючої ланки:

$$E_c(A_0) = \sum E_c(A_{i_{ув}}) - \sum E_c(A_{i_{розум}}) = 0+0-450-125-450-125-450+0 = -1600 \text{ (мкм)}$$

Верхнє граничне відхилення замикаючої ланки:

$$ES(A_0) = E_c(A_0) + TA_0/2 = -1600+6400/2 = 1600 \text{ (мкм)}$$

Нижнє граничне відхилення замикаючої ланки:

$$EI(A_0) = E_c(A_0) - TA_0/2 = -1600-6400/2 = -4800 \text{ (мкм)}$$

Розмір замикаючої ланки:

$$A_0 = 8 \text{ (мм)}$$

Імовірнісний метод.

Допуск замикаючої ланки:

$$TA_0 = t\sqrt{(\sum \lambda^2 \cdot T_i^2)} = 3\sqrt{(0,111(14002+12002+7002+2502+7002+2502+7002+12002))} = 2535 \text{ (мкм)}$$

де  $t$  - коефіцієнт ризику, що залежить від відсотка неточностей розрахунку, що допускаються, дорівнює 3;

$\lambda_2 = 0,111$  – коефіцієнт відносного розсіювання.

Координата середини поля допуску замикаючої ланки:

$$E_c(A_0) = -1600 \text{ (мкм)}$$

Верхнє граничне відхилення замикаючої ланки:

$$E_S(A_0) = E_c(A_0) + TA_0/2 = -1600 + 2535/2 = -332 \text{ (мкм)}$$

Нижнє граничне відхилення замикаючої ланки:

$$E_I(A_0) = E_c(A_0) - TA_0/2 = -1600 - 2535/2 = -2868 \text{ (мкм)}$$

Розмір замикаючої ланки:

$$A_0 = 8 \begin{matrix} -0,332 \\ -2,868 \end{matrix} \text{ (мм)}$$

### 3.4 Визначення типу виробництва

Виробнича програма машинобудівного заводу містить номенклатуру виробів, що виготовляються (із зазначенням їх типів і розмірів), кількість виробів кожного найменування, що підлягають випуску протягом року, перелік і кількість запасних деталей до виробів, що випускаються.

На підставі загальної виробничої програми заводу складається подетальна виробнича програма по цехах, що вказує найменування, кількість, чорну та чисту вагу (масу) деталей, що підлягають виготовленню та обробці в кожному даному цеху (ливарному, ковальському, механічному та ін.) і проходять обробку в кількох цехах; складається програма по кожному цеху і одна зведена, що вказує, які деталі та в якій кількості проходять через кожний цех.

Залежно від розміру виробничої програми, характеру продукції, а також технічних та економічних умов здійснення виробничого процесу усі різноманітні виробництва умовно поділяються на три основні види (або типи); одиничне

(індивідуальне), серійне та масове. У кожного з цих видів виробничий та технологічний процеси мають свої характерні особливості, і кожному з них властива певна форма організації роботи.

Поодиноким називається таке виробництво, при якому вироби виготовляються одиничними екземплярами, різноманітними за конструкцією або розмірами, причому повторюваність цих виробів рідка або зовсім відсутня.

Одиничне виробництво універсальне, т.е. охоплює різнохарактерні типи виробів, тому він має бути дуже гнучким, пристосованим до виконання різноманітних завдань. Для цього завод повинен мати комплект універсального обладнання, що забезпечує виготовлення виробів порівняно широкої номенклатури. Цей комплект обладнання повинен бути підібраний таким чином, щоб, з одного боку, можна було застосовувати різні види обробки, а з іншого – щоб кількісне співвідношення окремих видів обладнання гарантувало певну пропускну здатність заводу.

Серійне виробництво займає проміжне положення між одиничним та масовим виробництвом.

При серійному виробництві вироби виготовляють партіями або серіями, що складаються з однойменних, однотипних за конструкцією та однакових за розмірами виробів, що запускаються у виробництво одночасно. Основним принципом цього виду виробництва є виготовлення всієї партії (серії) цілком як у обробці деталей, і у зборці.

Поняття "партія" відноситься до кількості деталей, а поняття "серія" - до кількості машин, що запускаються у виробництво одночасно. Кількість деталей у партії та кількість машин у серії можуть бути різними.

У серійному виробництві в залежності від кількості виробів у серії, їх характеру та трудомісткості, частоти повторюваності серій протягом року розрізняють виробництво дрібносерійне, середньосерійне та великосерійне. Такий підрозділ є умовним для різних галузей машинобудування: при тому самому кількості машин у серії, але різних розмірів, складності та трудомісткості виробництво може бути віднесено до різних видів.

Масовим називається виробництво, в якому при досить великій кількості однакових випусків виробів виготовлення їх ведеться шляхом безперервного виконання на робочих місцях одних і тих же операцій, що постійно повторюються.

Тип виробництва характеризується коефіцієнтом закріплення операцій, який показує відношення всіх різних технологічних операцій, що виконуються або підлягають виконанню протягом місяця, до робочих місць. Так  $K_{зо}$  відбиває періодичність обслуговування робітника всієї необхідної інформацією, а як і постачання робочого місця всіма необхідними речовими елементами виробництва, від  $K_{зо}$  оцінюється стосовно явочному числу робочих підрозділи з розрахунку одну зміну. Для масового виробництва  $K_{ЗО} = 1$ , для великосерійного виробництва  $1 < K_{ЗО} < 10$

Для технологічного процесу що складається з одинадцяти операцій  $K_{зо} = \Sigma P_o / P_y = 9/2 = 4,5$ ; де  $\Sigma P_o$  – сумарне число різних операцій;  $P_y$  – явочний число робочих підрозділи, виконують різні операції, тобто. виробництво буде великосерійним.

### 3.5 Вибір оптимального методу одержання заготовки

#### Матеріал заготівлі

До матеріалів виготовлення провідних коліс гусеничних рушіїв пред'являють такі вимоги: велика механічна міцність, невисокий коефіцієнт тертя, стійкість при нагріванні, хороша опірність зносу і корозії, можливість витримувати високу контактну напругу. Значній частині цих вимог відповідають заготівлі провідних коліс із високомарганцевих, хромонікелевих та вуглецевих литих сталей (Сталь 45ФЛ).

Заготівлі для ведучих коліс зазвичай отримують виливкою в кокіль. Кокіль застосовують для виготовлення виливків, до яких пред'являють певні технічні вимоги, наприклад, отримати щільні без усадочної пухкості з підвищеними властивостями виливки з марганцевих сплавів з широким інтервалом

температур. Лиття в кокіль застосовують, якщо знижуються витрати виробництва виготовлення готової деталі з урахуванням вартості кокіля, витрати металу в стружку і зниження витрат за механічну обробку. При значних обсягах випуску застосовують багатопозиційні високопродуктивні машини продуктивністю 180-200 форм на годину та напівавтоматичні лінії.

Лиття коліс у піщані форми мало поширене. Лиття даним способом дозволяє знизити витрати на виготовлення форм, проте помітно збільшується витрата металу в стружку та збільшуються витрати на механічну обробку.

У результаті порівняльного аналізу можна переконатися у наведених вище аргументах.

### 3.6 Вибір технологічних баз

Базою називають поверхню, що замінює її сукупність поверхонь, вісь, точку деталі або складальної одиниці, по відношенню до яких орієнтуються інші деталі виробу або поверхні деталі, що обробляються або збираються на цій операції. За характером свого призначення (при конструюванні, виготовленні деталей, вимірі та складанні механізмів та машин) бази поділяються на конструкторські, технологічні та вимірювальні.

Групу конструкторських баз складають основні та допоміжні бази, облік яких при конструюванні (виборі форм поверхонь, їх відносного положення, проставляння розмірів, розробці норм точності тощо) має важливе значення. Основна база визначає положення самої деталі або складальної одиниці у виробі, а допоміжна база - положення деталі, що приєднується, або складальної одиниці щодо даної деталі. Як правило, положення деталі щодо інших деталей визначають комплектом із двох або трьох баз.

Технологічною базою називають поверхню, що визначає положення деталі або складальної одиниці у процесі їх виготовлення.

Вимірювальною базою називають поверхню, що визначає відносне положення деталі або складальної одиниці та засобів вимірювання.

Найбільшої точності обробки деталі можна досягти в тому випадку, коли весь процес обробки ведеться від однієї бази з однією установкою, так як через можливі зсуви при кожній новій установці вноситься помилка у взаємне розташування осей поверхонь. Так як у більшості випадків неможливо повністю обробити деталь на одному верстаті і доводиться вести обробку на інших верстатах, то з метою досягнення найбільшої точності необхідно всі подальші установки деталі на даному або іншому верстаті проводити на одній і тій же базі.

Принцип сталості бази полягає в тому, що для виконання всіх операцій обробки деталі використовують одну й ту саму базу.

Якщо за характером обробки це неможливо і необхідно прийняти за базу іншу поверхню, то як нова база треба вибирати таку оброблену поверхню, яка визначається точними розмірами по відношенню до поверхонь, що найбільше впливають на роботу деталі в зібраній машині.

Потрібно завжди пам'ятати, що кожен перехід від однієї бази до іншої збільшує накопичення похибок установок (похибок положення оброблюваної деталі щодо верстата, пристосування, інструменту).

Далі, при виборі баз різного призначення треба прагнути також використовувати ту саму поверхню як різні бази, оскільки це теж сприяє підвищенню точності обробки.

У цьому відношенні доцільно як вимірювальну базу використовувати технологічну базу, якщо це можливо; ще більш високої точності обробки можна досягти, якщо складальна база є одночасно технологічною та вимірювальною. У цьому полягає принцип поєднання баз.

Порівняно складна форма ведучого колеса визначає вибір баз при механічній обробці. При їх виготовленні зазвичай використовують штучні настановні бази, в якості яких можуть бути використані такі поверхні:

Три точки між зубами колеса та зовнішній торець

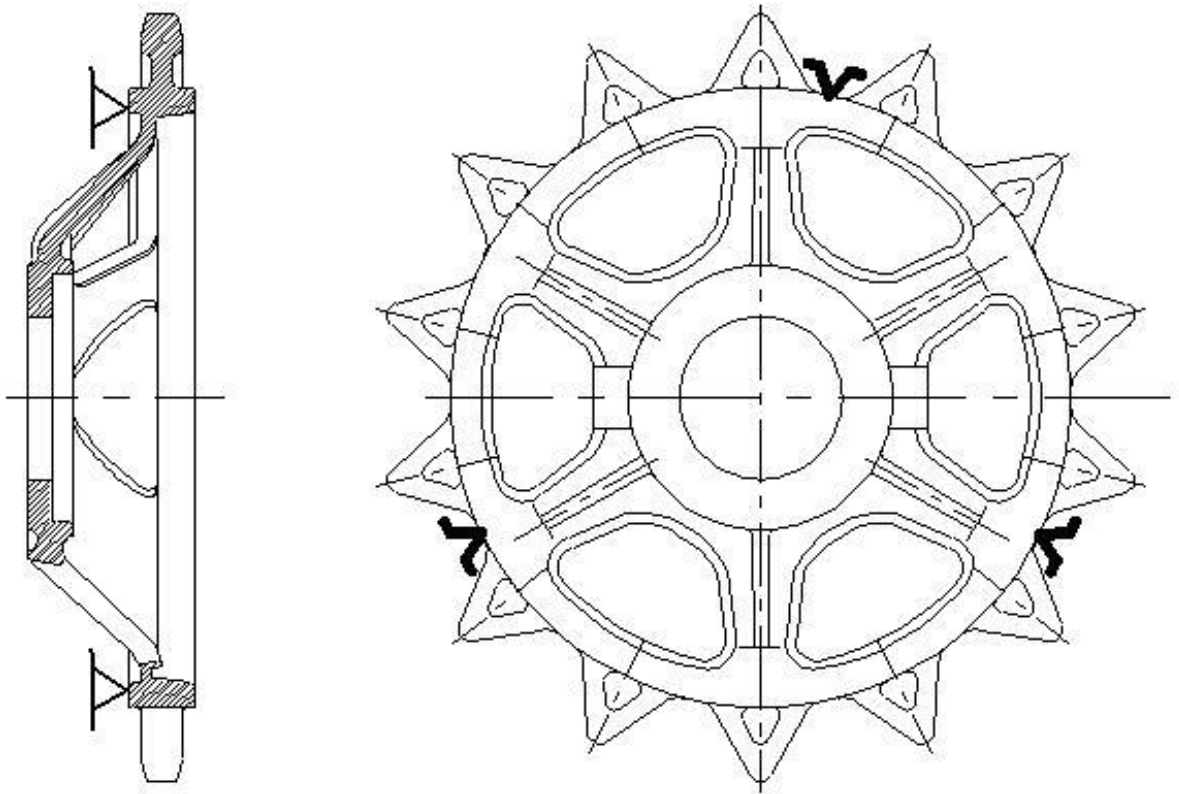


Рисунок 3.2 – Схема базування

Цей варіант використовується у супутниках для обробки на автоматичних лініях.

### 3.7 Вибір методів обробки

1. Підрізання внутрішніх торців.
2. Розточування отворів.
3. Підрізання внутрішніх та зовнішніх торців.
4. Підрізання торців, розточування отворів та зняття фасок.
5. Остаточне підрізання торця.
6. Чистове розточування отвору.
7. Свердління отворів.
8. Зенкерування отворів.
9. Зачищення задирок після мехобробки.
10. Приймальний контроль.

### 3.8 Припуски

Припуски мають бути поділені на загальні та міжопераційні. Під загальним припуском розуміють припуск, що знижується протягом всього процесу обробки даної поверхні - від розміру заготовки до остаточного розміру готової деталі. Міжопераційним називають припуск, який видаляють під час виконання окремої операції. Припуск повинен мати розміри, що забезпечують виконання необхідної для даної деталі механічної обробки при задоволенні встановлених вимог до шорсткості та якості поверхні металу та точності розмірів деталей за найменшої витрати матеріалу найменшої собівартості деталі.

При встановленні розмірів припусків на обробку вказують припустиме відхилення від нього, тобто. допуски розміри заготівлі, т.к. отримати заготовку точно встановлених розмірів неможливо.

Розмір припуску залежить від товщини пошкодженого поверхневого шару, тобто. від товщини кірки для литих заготовок, безуглеродженого шару для прокату, глибини поверхневих нерівностей, раковин, тріщин, пір, тощо, а також від неминучих виробничих і технологічних похибок, що залежать від способу виготовлення заготовки, її форми та розмірів, способу обробки, геометричних похибок.

Припуск - шар матеріалу, що видаляється з поверхні заготівлі з метою досягнення заданих властивостей поверхні, що обробляється деталі. Припуск на обробку може бути призначений за відповідними довідковими таблицями, ГОСТами або на основі розрахунково-аналітичного методу визначення припусків.

При паралельній обробці протилежних поверхонь (двосторонній припуск)

$$2z_{i \min} = 2[(Rz + h)_{i-1} + \Delta_{\Sigma i-1} + \varepsilon_i]$$

при обробці зовнішніх та внутрішніх поверхонь (двосторонній припуск)

$$2z_{i \min} = 2[(Rz + h)_{i-1} + \sqrt{\Delta_{\Sigma i-1}^2 + \varepsilon_i^2}]$$

тут  $R_{z_{i-1}}$  - висота нерівностей профілю на попередньому переході;

$h_{i-1}$  – глибина дефектного поверхневого шару на попередньому переході;

$D_{Si-1}$  - сумарні відхилення розташування поверхні (відхилення від паралельності, перпендикулярності, співвісності, симетричності, перетину осей, позиційне) та в деяких випадках відхилення форми поверхні (відхилення від площинності, прямолінійності на попередньому переході)

$e_i$  - похибка установки заготовки на переході.

Так як заготівля виходить литтям,  $Rz = 200$  мкм, а  $T = 300$  мкм [4].

### 3.9 Автоматизація технологічних процесів

Автоматизація технологічних процесів необхідна підвищення продуктивності.

Автоматичні лінії у найпростішому варіанті komponують на базі агрегатних верстатів, з'єднаних транспортною системою примусового переміщення заготовок штангами або супутниками. У першому випадку після кожного циклу обробки заготовки автоматично пересуваються і закріплюються в стаціонарних пристосуваннях, розташованих на робочих позиціях, а в другому – у супутниках, які періодично переміщуються протягом усього процесу обробки і фіксуються на робочих позиціях. Стабільна точність обробки на автоматичних лініях багато в чому залежить від усунення або зменшення зносу в результаті тертя між частинами оснастки, що переміщуються. Супутники або силові головки, які повертаються навколо осей і переміщуються в процесі обробки, рекомендується виконувати на повітряних подушках. У свою чергу, поздовжнє переміщення супутника та його фіксацію також слід виконувати з урахуванням захисту базуючих поверхонь від зношування.

В автоматизованому виробництві передачу заготовок забезпечують міжопераційні транспортні системи: гравітаційні – для заготовок з вагою до 10 кг; з приводними функціональними роликами або підвісними конвеєрами, що штовхають, - при великій масі. Завантаження або розвантаження заготовок після обробки виконують роботи.

На простих автоматичних лініях не завжди можна виконувати всі операції обробки даного виробу, і частина з них доводиться «доробляти» на окремо

встановленому обладнанні поза лінією, що веде додаткові витрати праці. Створення комплексних автоматичних ліній дозволяє виконувати на них різноманітні операції: свердління та розгортання з подачею СОЖ під тиском, запресування втулок та інші шляхом встановлення відповідно модернізованого обладнання. Для безперебійної роботи автоматичних ліній до їх складу включають накопичувачі заділів, що живлять заготовками ділянки лінії при виході зі стоячи окремих верстатів або в період їх переналагодження; мийні машини та установки для обдування заготовок; кантувачі для витрушування стружки; стенди для зберігання та налаштування інструменту (блоків) з лічильниками робочих циклів та сигналізацією на зміну інструменту, а також інше допоміжне обладнання.

В експлуатації автоматичних ліній важливу роль відіграє раціональний спосіб видалення стружки. Для транспортування стружки застосовують різні види конвеєрів, а також її транспортують за допомогою потоку СОЖ. Існують автоматичні лінії, у тому числі переналагоджуються, на яких транспортування заготовок виконують роботи.

Автоматичні лінії для обробки тіл обертання – валів, фланців та інших подібних деталей komponують з токарних – копіювальних, багаторізцевих тощо верстатів, об'єднаних загальною транспортною системою.

Крім автоматичних ліній з примусовим переміщенням оброблюваних заготовок, існують також лінії човникового типу з окремо змонтованим карусельним столом, на якому розміщені два затискні пристрої: один для розвантаження і завантаження заготовок, а інший робочий. Обробні головки (фрезерні, розточувальні, свердлильні або різьбонарізні), змонтовані на загальних напрямних, послідовно подають у зону обробки і після закінчення циклу повертають у вихідне положення.

На комплексних автоматичних лініях здійснюють механічну обробку, загартування ТВЧ, миття, контроль та складання. Лінії оснащують засобами операційного та приймального автоматичного контролю, адаптивного управління, мікропроцесорами, моніторними системами та міні-комп'ютерами,

керуючими технологічним процесом, що стежать за технічною діагностикою стану обладнання та інструменту, а також враховують завантаження обладнання, випуск продукції тощо.

## 4 ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЕКТУ

Економічному обґрунтуванню проекту має передувати аналіз технічної доцільності прийнятих рішень. Такий аналіз передбачає виявлення їх переваг та недоліків.

Слід пам'ятати, що технічні характеристики власними силами не визначають ефективності варіанта. Окремі технічні переваги часом мають приватний характер, а прогресивні, за тими чи іншими технічними характеристиками, варіанти не завжди є найбільш раціональними та економічними.

При аналізі необхідно враховувати також соціальну значущість нових рішень, яка може виражатися у полегшенні праці, забезпеченні її безпеки тощо. Розробка та зіставлення варіантів повинні проводитися стосовно заданої програми випуску продукції, однаковою для всіх варіантів.

Оцінюючи ефективності визначаються приватні та загальні показники.

До приватних показників відносяться:

- зниження трудомісткості продукції;
- зростання продуктивності праці;
- зменшення потреби в робочій силі;
- зниження матеріальних витрат;
- економія енергетичних ресурсів;
- підвищення рівня механізації та автоматизації виробництва.

Найчастіше порівняні варіанти мають переваги за одними приватними показниками і недоліки за іншими. Тому розраховуються також загальні показники, такі як технологічна собівартість, економічний ефект, термін окупності витрат на розробку.

Зроблені попередні розрахунки економічної ефективності запропонованої розробки. Отримані дані внесені до таблиці.

Таблиця 4.1 – Техніко-економічні показники проекту

Найменування показників	Значення показників
1. Основні параметри нового виробу	
2. Рівень конкурентоспроможності	0,8525
3. Трудомісткість розробки, чол.-дн.	110
4. Чисельність виконавців, чол.	1
5. Витрати на розробку, тис. грн	54,957
6. Економічний ефект з допомогою зміни собівартості, тис. грн	203528
7. Економічний ефект за рахунок зміни ціни, тис. грн	239056
8. Економічний ефект за рахунок зміни обсягу продажів, тис. грн	10 000
9. Сумарний економічний ефект НДР, тис. грн	452584
10. Чистий дисконтований прибуток проекту, тис. грн	25 000
11. Чиста поточна вартість, тис.грн	
12. Індекс доходності	3,71
13. Середньорічна рентабельність проекту, %	37
14. Внутрішня норма доходності, %	16,55
15. Термін окупності проекту, років.	10

## ВИСНОВКИ

У результаті виконання бакалаврського проєкту було проведено комплексне дослідження конструктивних особливостей та тягових характеристик гусеничних тракторів серії ХТЗ-180 з різними типами рушіїв.

На основі аналізу встановлено, що гусеничні трактори мають перевагу над колісними за такими показниками, як прохідність, зчеплення з поверхнею, маневреність, надійність та здатність ефективно працювати в складних дорожніх умовах. Це робить їх більш доцільними для використання в аграрному секторі та промисловості.

Трансмісія гусеничного трактора продемонструвала здатність підвищувати загальну продуктивність трактора, забезпечуючи більш гнучке регулювання тягового зусилля. Водночас було виявлено потенційне збільшення навантаження на двигун, що потребує додаткових досліджень з метою оптимізації паливної економічності.

Розрахунки тягової сили, енергетичних показників і параметрів гідростатичного приводу дозволили створити теоретичну модель, яка лягла в основу порівняльного аналізу.

Порівняння показало, що забезпечення стабільної тягової сили в ширшому діапазоні швидкостей і навантажень позитивно впливає на загальну продуктивність. Механічна трансмісія, хоча й демонструє високу ефективність у певних умовах, поступається у гнучкості та адаптивності.

Розроблено поліпшену конструкцію гусеничного рушія. Визначено параметри основних компонентів системи, а також виконано розрахунки, що дозволяють оцінити надійність та довговічність ходової системи.

Таким чином, результати проєкту підтверджують доцільність впровадження в конструкцію гусеничних тракторів нового рушія, що дозволяє підвищити їх ефективність та експлуатаційні якості.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. <http://www.tsatu.edu.ua/mez/wp-content/uploads/sites/9/htz-180.pdf>
2. Трактори та автомобілі: Підручник. Я.Ю. Білоконь, А.І. Окоча, С.О. Войцехівський. К.: Вища освіта, 2003. 560 с: іл.
3. Barskyi Y.B. Konstruyrovanye y raschet traktorov: ucheb. posobyе. Moskva: Mashynostroenye, 1968. 376 s.
4. Kalinin E.I. Chastotno-dynamichna matematychna model traktornoho ahrehata z peredacheiu krutnoho momentu do rushiiv silskohospodarskoi mashyny. Visnyk KhNTUSH im. Petra Vasylenka. 2015. Vyp. 156. S. 327-334.
5. Samorodov V.B. K opredeleniyu momentov nahruzky na vedushchykh kolesakh husenychnoi mashyni v protsesse neravnomernoho povorota. Vestnyk KhHPU, seryia NRST. 2000. Vip.79. S.123-127.
6. Kalinin E.I., Romanchenko V.M., Yur'ieva H.P. Formuvannia umovy stiikosti liniinoi systemy pry vypadkovykh z burenniakh yii parametriv. Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv. 2017. №7. S. 100-108.
7. Samorodov V.B. K opredeleniyu momentov nahruzky na vedushchykh kolesakh husenychnoi mashyni v protsesse neravnomernoho povorota. Vestnyk KhHPU, seryia NRST. 2000. Vip.79. S.123-127.
8. Kalinin E.I., Shuliak M.L., Shevchenko I.O. Doslidzhennia perekhidnykh protsesiv v korobtsi zminnykh peredach mobilnoho enerhetychnoho zasobu. Visnyk KhNTUSH im. Petra Vasylenka. 2016. Vyp. 168. S. 73-79.
9. Samorodov V.B., Medvedev N.H., Rohov A.V. K voprosu ob opredelenyy momenta soprotivleniya povorotu voennikh husenychnikh mashyn. Mekhanika ta mashynobuduvannia. 2000. №2. S. 92-99.
10. Kalinin E.I. Chastotnyi analiz kolyvan husenychnykh traktoriv. Tekhniko-tekhnologichni aspekty rozvytku ta vyprobuvannia novoi tekhniki i tekhnologii dlia silskoho hospodarstva Ukrainy. Zbirnyk naukovykh prats UkrNDIPVT im. L. Pohoriloho. 2018. №. 22(36). S. 86-91.

11. Гапоненко В.С., Адамчук І.В. та ін. Трактори і сільськогосподарські машини в кормовиробництві. К.: Вища школа, 1998.
12. Козлов Ю.С. Технічне обслуговування і ремонт машин в сільському господарстві. К.: Вища школа, 1982.
13. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки-Підручник: У 3 кн. / А.Ф. Головчук, В.Ф. Орлом, О.П. Строков; За ред. А.Ф. Головчука. - К.: Грамота, 2003, 2009. Кн. 1: Трактори. 336 с.
14. Borysiuk D., Spirin A., Kupchuk I., Tverdokhlib I., Zelinskyi V., Smyrnov Ye., Ognevyu V. The methodology of determining the place of installation of accelerometers during vibrodiagnostic of controlled axes of wheeled tractors. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2021. Vol. 97, Vol. 10. P. 44-48. DOI: 10.15199/48.2021.10.09.
15. Гунько І.В., Галушак О.О., Кравець С.М. Аналіз технологічних систем. Обґрунтування інженерних рішень: навч. посіб. ВНАУ. 2019. 220 с.
16. Деревенько І.А., Солоня О.В. Вплив швидкості накопичення пошкоджень при розрахунку використаного ресурсу пластичності. *Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях»*. 2019. №2 (93). С. 5-11.
17. Сивак Р.І., Рекечинські В.І. Особливості пластичної деформації металів при немонотонному деформуванні. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2019. № 2(93) С. 50 – 55.
18. Ковбаса В.П., Пришляк В.М., Ярошук Р.О. Визначення впливу сільськогосподарської техніки на ґрунт. *Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях»*. 2019. №4 (95) С. 76-81.

## ДОДАТКИ