МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерії та енергетики
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

ШЕВЧУК ДМИТРО СЕРГІЙОВИЧ

УДК 631.618:631.3:633.877

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ РЕКУЛЬТИВАЦІЇ НАСАДЖЕНЬ ДЛЯ ВИРОЩУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ВЕРБИ З РОЗРОБКОЮ КОНСТРУКЦІЇ НАЧІПНОГО КОРЧУВАЧА

208 “Агроінженерія”
Подається на здобуття освітнього ступеня бакалавр

Кваліфікаційна робота містить результати власних розробок. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
_____Д. С. Шевчук

Керівник роботи
Заєць М. Л.
кандидат технічних наук, доцент

Житомир – 2026

АНОТАЦІЯ

Шевчук Дмитро Сергійович. Удосконалення технологічного процесу рекультивації насаджень для вирощування енергетичної верби з розробкою конструкції начіпного корчувача. – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття першого освітнього ступеня бакалавр зі спеціальності 208 «Агроінженерія». – *Поліський національний університет, Житомир, 2026.*

Робота присвячена удосконаленню технологічного процесу рекультивації насаджень енергетичної верби шляхом розробки конструкції начіпного корчувача. Проведено аналіз сучасних технологій вирощування та викорчовування багаторічних енергетичних культур, розглянуто існуючі технічні засоби для видалення кореневих систем деревних насаджень та визначено напрями підвищення ефективності виконання робіт.

У роботі обґрунтовано конструктивно-технологічну схему начіпного корчувача, призначеного для механізованого видалення кореневищ енергетичної верби та підготовки площ до подальшого використання. Виконано розрахунок основних конструктивних параметрів машини, визначено тяговий опір робочих органів, потребу в потужності приводу та продуктивність агрегату.

Виконано техніко-економічне обґрунтування запропонованої модернізації, яке підтвердило доцільність впровадження розробленої конструкції у виробництво.

Результатом впровадження запропонованого технічного рішення є підвищення ефективності процесу рекультивації насаджень енергетичної верби, та покращення якості підготовки земельних ділянок до подальшого використання.

***Ключові слова**: енергетична верба, рекультивація насаджень, корчування, начіпний корчувач, робочий орган, механізація, продуктивність, техніко-економічна ефективність.*

ABSTRACT

Dmytro Shevchuk. Improvement of the Technological Process of Reclamation of Energy Willow Plantations with the Development of a Mounted Stump Remover Design. – *Qualification Thesis Manuscript.*

Qualification thesis submitted for obtaining the Bachelor's degree in Specialty 208 “Agroengineering”. – *Polissia National University, Zhytomyr, 2026.*

The thesis is devoted to improving the technological process of reclamation of energy willow plantations through the development of a mounted stump remover design. An analysis of modern technologies for the cultivation and uprooting of perennial energy crops was carried out. Existing technical means for removing root systems of woody plantations were reviewed, and directions for increasing the efficiency of reclamation operations were identified.

The thesis substantiates the structural and technological design of a mounted stump remover intended for the mechanized removal of energy willow rootstocks and the preparation of land areas for further use. The main design parameters of the machine were calculated, including the draft resistance of the working tools, power requirements, and unit productivity.

A technical and economic assessment of the proposed modernization was carried out, confirming the feasibility of implementing the developed design in agricultural production.

The implementation of the proposed technical solution is expected to increase the efficiency of the energy willow plantation reclamation process and improve the quality of land preparation for subsequent use.

Keywords*: energy willow, plantation reclamation, stump removal, mounted stump remover, working tool, mechanization, productivity, technical and economic efficiency.*

ЗМІСТ

ВСТУП

1.АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ВИРОЩУВАННЯ ТА РЕКУЛЬТИВАЦІЇ НАСАДЖЕНЬ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ВЕРБИ

1.1. Сучасний стан технологій вирощування та рекультивації насаджень енергетичної верби……....7

1.2. Аналіз технологічних процесів вирощування енергетичної верби….9

1.3. Обґрунтування напрямку вдосконалення технологічного процесу корчування……..9

1.4. Аналіз існуючих конструкцій машин для корчування деревних насаджень……...11

1.5 Аналіз сучасних машин для корчування (John Deere, Tigercat, Prinoth)……17

Висновки до розділу 1…….20

2. ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ НАВІСНОГО КОРЧУВАЧА ДО ТРАКТОРА ХТЗ-150К-09

2.1. Вибір конструктивної схеми корчувача та розрахунок основних параметрів……..21

2.2. Розрахунок напірного зусилля корчувача……..21

2.3 Розрахунок силових параметрів зуба корчувача……24

2.4 Проект відвалу корчувача……29

2.5 Розрахунок важільної системи керування корчувачем…….30

2.6 Розрахунок гідроприводу проектованого обладнання……..34

Висновки до розділу 2……40

3.ПРОЄКТУВАННЯ ОПЕРАЦІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІ РОБОТИ АГРЕГАТУ

3.1 Визначення тягово-енергетичної характеристики машинно-тракторного агрегату……42

3.2. Побудова тягової характеристики агрегату при експлуатації …….47

Висновки до розділу 3…….52

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ……53

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ…….54

ДОДАТКИ…….56

ВСТУП

Одним із важливих напрямів розвитку сучасного аграрного виробництва є використання відновлюваних джерел енергії та енергетичних культур. Значне поширення отримала енергетична верба, яка характеризується високою врожайністю біомаси, швидким ростом і здатністю ефективно використовувати малопродуктивні землі.

Після завершення продуктивного циклу плантацій (20–25 років) виникає потреба в їх рекультивації та видаленні розвиненої кореневої системи. Існуючі технічні засоби не завжди забезпечують необхідну продуктивність і потребують значних енергетичних витрат, оскільки недостатньо враховують особливості кореневищ енергетичної верби.

Тому актуальним є удосконалення технологічного процесу рекультивації шляхом розроблення начіпного корчувача, який забезпечить ефективне видалення кореневищ, зниження витрат ресурсів і підвищення продуктивності робіт.

Метою кваліфікаційної роботи є удосконалення технологічного процесу рекультивації насаджень енергетичної верби шляхом розробки конструкції начіпного корчувача та обґрунтування його основних конструктивних і технологічних параметрів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

– провести аналіз сучасних технологій вирощування та рекультивації насаджень енергетичної верби;

– виконати аналіз існуючих конструкцій машин для корчування деревних насаджень;

– обґрунтувати конструктивно-технологічну схему начіпного корчувача;

– визначити основні параметри та режими роботи розробленої машини;

– виконати розрахунки робочих органів і основних елементів конструкції;

– провести техніко-економічну оцінку ефективності запропонованого технічного рішення;

Об'єктом дослідження є технологічний процес рекультивації насаджень енергетичної верби після завершення їх експлуатації.

Предметом дослідження є конструктивні та технологічні параметри начіпного корчувача для механізованого видалення кореневих систем енергетичної верби.

Практичне значення роботи полягає в розробці конструкції начіпного корчувача, використання якого сприятиме підвищенню продуктивності виконання рекультиваційних робіт, зниженню експлуатаційних витрат та покращенню якості підготовки земельних ділянок до подальшого використання.

Методи використані при виконані. Аналіз науково-технічної літератури та патентної інформації, математичне моделювання, інженерні розрахунки, методи теоретичної механіки та опору матеріалів, методи математичного аналізу отриманих результатів.

1. Шевчук Д. С. Технологоічні аспекти вирощування енергетичної верби в сільськогосподарських підприємствах. Студентські читання–2025: мат. наук.-практ. конф. Житомир: Поліський національний університет, 2025. Т2. С. 26-29.
2. Заєць М. Л., Шевчук Д. С. Обґрунтування конструктивної схеми корчувача та розрахунок його основних параметрів. Зб. Тез *XII Всеукраїнської науково-практичної конференції* «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь» Житомир: ЖАТФК, 2026. С.78-80.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 24 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 55 сторінок комп’ютерного тексту, 16 рисунків та 5 таблиць.

1.АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ВИРОЩУВАННЯ ТА РЕКУЛЬТИВАЦІЇ НАСАДЖЕНЬ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ВЕРБИ

1.1. Сучасний стан технологій вирощування та рекультивації насаджень енергетичної верби

Енергетична верба є однією з найбільш перспективних біоенергетичних культур, що вирощується для отримання відновлюваної біомаси. Її широке використання обумовлене високою продуктивністю, швидким ростом, невибагливістю до ґрунтово-кліматичних умов та здатністю ефективно використовувати малопродуктивні землі. Плантації енергетичної верби можуть експлуатуватися протягом 20–25 років, забезпечуючи стабільний вихід деревної біомаси для виробництва теплової та електричної енергії.[1,2]

Сучасна технологія вирощування енергетичної верби передбачає підготовку ґрунту, висаджування живців, догляд за насадженнями та періодичне збирання врожаю. Перед закладанням плантації здійснюють основний обробіток ґрунту, який включає оранку, культивацію та вирівнювання поверхні поля. Для садіння використовують однорічні або дворічні живці довжиною 18–25 см, які висаджують із густотою від 12 до 18 тис. рослин на гектар. У перший рік особливу увагу приділяють боротьбі з бур'янами та забезпеченню оптимальних умов для розвитку кореневої системи. [1,2]

Збирання біомаси зазвичай здійснюють через кожні 2–4 роки залежно від сорту, умов вирощування та запланованої продуктивності. Для цього використовують спеціалізовані або переобладнані лісозаготівельні машини, що забезпечують зрізування пагонів та їх подрібнення на тріску. Середня врожайність сухої біомаси становить 10–15 т/га за рік, а на високопродуктивних плантаціях може перевищувати 20 т/га. [3,4]

Після завершення продуктивного циклу використання плантації виникає необхідність проведення рекультивації земель. Основною метою рекультивації є відновлення придатності земельної ділянки для подальшого сільськогосподарського використання або створення нових насаджень. Найбільш

складною операцією цього процесу є видалення кореневої системи верби, яка за тривалий період експлуатації формує потужні кореневища з високою механічною міцністю. [1,2]

На сучасному етапі застосовуються декілька технологій рекультивації насаджень енергетичної верби. Найпростішою є механічна ліквідація плантацій за допомогою багаторазового дискування та глибокого обробітку ґрунту. Даний спосіб характеризується відносно невеликими капітальними витратами, проте потребує значних енерговитрат і не завжди забезпечує повне видалення кореневищ. [5]

Іншим поширеним методом є використання корчувальних машин, оснащених активними або пасивними робочими органами. Такі машини підрізають кореневу систему, піднімають кореневища на поверхню та забезпечують їх подальше збирання. Перевагою даного способу є висока якість рекультивації, однак існуючі конструкції часто характеризуються значною масою, високими тяговими потребами та недостатньою адаптацією до умов експлуатації на плантаціях енергетичної верби. [4]

Перспективним напрямом є використання спеціалізованих корчувачів, конструкція яких враховує особливості розміщення та будови кореневої системи верби. Застосування таких машин дозволяє зменшити тяговий опір, скоротити витрати пального та підвищити продуктивність виконання робіт. Особливу увагу приділяють розробленню начіпних машин, які можуть агрегатуватися з тракторами загального призначення та використовуватися в господарствах без значних додаткових витрат. [6]

Проведений аналіз показує, що існуючі технології рекультивації не повною мірою забезпечують ефективне видалення кореневої системи енергетичної верби при мінімальних витратах енергії та ресурсів. Тому актуальним напрямом удосконалення є розроблення спеціалізованих начіпних корчувачів, здатних забезпечити якісне викорчовування кореневищ, зменшення енергоємності процесу та підвищення продуктивності рекультиваційних робіт.

1.2. Аналіз технологічних процесів вирощування енергетичної верби

Технологія вирощування енергетичної верби базується на інтенсивному короткоротаційному циклі. Перед закладанням плантації виконують основний обробіток ґрунту (оранка, культивація, вирівнювання поверхні). [1]

Посадка здійснюється живцями довжиною 18…25 см із густотою 12…18 тис. рослин на гектар. У перший рік ключове значення має боротьба з бур'янами та забезпечення оптимальних умов для формування кореневої системи.

Збирання біомаси проводиться через 2–4 роки із застосуванням спеціалізованих або переобладнаних машин, що виконують зрізання та подрібнення пагонів. Середня врожайність становить 10–20 т/га сухої маси залежно від умов вирощування. [4]

Рекультивація насаджень енергетичної верби передбачає комплекс заходів, спрямованих на відновлення земель для подальшого використання. Основною операцією є ліквідація кореневої системи.

На сучасному етапі застосовуються такі технології: [6]

- багаторазове дискування та глибокий обробіток ґрунту;
- механічне корчування спеціальними машинами;
- комбіновані технології з подальшим фрезеруванням або збиранням кореневищ.

Перший спосіб є найпростішим, але не забезпечує повного видалення кореневої системи. Корчування забезпечує більш якісний результат, однак супроводжується значними енерговитратами та високим навантаженням на техніку.

1.3. Обґрунтування напрямку вдосконалення технологічного процесу корчування

Аналіз існуючих технологій рекультивації насаджень енергетичної верби свідчить, що процес корчування є найбільш енергоємною та технічно складною операцією серед усього комплексу польових робіт. Основними причинами цього є значна міцність і розгалуженість кореневої системи, яка за період експлуатації

плантації (20–25 років) проникає на значну глибину та формує щільний кореневмісний шар ґрунту. [4]

Застосування існуючих універсальних корчувальних і землерийних машин показує ряд суттєвих недоліків. По-перше, робочі органи таких машин не забезпечують оптимального режиму взаємодії з ґрунтом і кореневищами, що призводить до різких пікових навантажень, збільшення тягового опору та нерівномірності процесу руйнування кореневої системи. По-друге, спостерігається інтенсивний абразивний і ударний знос елементів конструкції, що знижує їх ресурс і підвищує експлуатаційні витрати. По-третє, недостатня адаптація робочих органів до специфіки енергетичної верби зумовлює неповне вилучення кореневищ, що вимагає повторних проходів і додаткових енергетичних витрат. [4]

Окремо слід відзначити негативний вплив процесу на агрофізичні властивості ґрунту. При використанні традиційних технологій відбувається значне порушення структури орного шару, утворення щільних грудок, локальне переущільнення та нерівномірне перемішування ґрунтових горизонтів. Це ускладнює подальшу підготовку поля та знижує ефективність наступних агротехнічних операцій. [7]

Крім того, сучасні технологічні схеми корчування часто не забезпечують достатньої технологічної гнучкості, оскільки потребують використання потужних тракторів високого тягового класу, що обмежує їх застосування у фермерських господарствах середнього та малого розміру. [8]

У зв’язку з наведеним, перспективним напрямом удосконалення є розроблення спеціалізованих начіпних корчувачів, конструкція яких повинна враховувати агробіологічні особливості енергетичної верби та фізико-механічні властивості ґрунтів у зоні її вирощування. Такі машини мають забезпечувати поетапне руйнування кореневої системи із мінімальними піковими навантаженнями, що дозволить знизити енергоємність процесу.

Впровадження удосконалених конструкцій корчувачів дозволяє досягти ряду техніко-економічних переваг, зокрема: [4]

- зменшення тягового опору за рахунок оптимізації геометрії робочих органів;
- підвищення продуктивності виконання технологічної операції;
- зниження витрат пального та загальної енергоємності процесу;
- підвищення ступеня вилучення кореневої системи без повторних проходів;
- зменшення навантаження на базовий енергетичний засіб;
- розширення можливостей агрегатування з тракторами загального призначення.

Таким чином, удосконалення технологічного процесу корчування доцільно здійснювати шляхом створення спеціалізованих начіпних машин із адаптованими робочими органами комбінованої дії, що забезпечить підвищення ефективності рекультивації плантацій енергетичної верби та зменшення ресурсних витрат.

1.4. Аналіз існуючих конструкцій машин для корчування деревних насаджень

Корчування деревних насаджень є одним із найбільш енергоємних технологічних процесів підготовки земельних ділянок до подальшого сільськогосподарського використання або рекультивації. Його сутність полягає у видаленні пнів, кореневих систем дерев та чагарникової рослинності з ґрунтового масиву. [4]

Ефективність виконання даного процесу значною мірою залежить від типу застосовуваних машин, їх конструктивних особливостей, тягових характеристик базових енергетичних засобів та умов роботи (тип ґрунту, вологість, щільність кореневої системи тощо). [8]

1.4.1. Бульдозерно-розпушувальні агрегати

До найбільш поширених засобів корчування деревних насаджень належать бульдозерно-розпушувальні агрегати, які базуються на гусеничних тракторах із навісним бульдозерним відвалом та розпушувачем (ріпером) (рис.1.1.) [8]

Принцип роботи таких машин полягає у попередньому розпушуванні ґрунту робочими органами з подальшим механічним викорчовуванням пнів та їх переміщенням відвалом.

Переваги:

- висока тягово-зчіпна здатність базових тракторів;
- можливість роботи на важких та кам’янистих ґрунтах;
- універсальність застосування в меліоративних роботах.

Недоліки:

- значне порушення структури ґрунтового покриву;
- висока енергоємність процесу;
- низька вибірковість щодо видалення пнів різного розміру.



Рис. 1.1. Бульдозерно-розпушувальний агрегат

1.4.2. Спеціалізовані корчувальні машини (пеньковитягувачі)

Спеціалізовані корчувальні машини (рис. 1.2.) виконують видалення пнів за рахунок захвату їх кореневої частини робочими органами гідравлічного або механічного типу з подальшим витягуванням із ґрунту. [10]



Рис. 1.2. Спеціалізован корчувальна машина

Принцип роботи базується на передачі значного тягового зусилля через захоплювальні елементи (гак, щелепний захват, корчувальні зуби).

Переваги:

- зменшене руйнування ґрунтового шару;
- можливість точкового видалення пнів;
- ефективність при роботі в садках та лісосмугах.

Недоліки:

- порівняно низька продуктивність;
- складність гідравлічних систем;
- потреба у попередньому розпушуванні щільних ґрунтів.

1.4.3. Екскаваторні навісні корчувальні пристрої

Екскаваторні машини (рис. 1.3) [10]з навісними корчувальними робочими органами широко застосовуються у меліоративних та лісогосподарських роботах. [9]



Рис. 1.3. Екскаваторний навісний корчувальний пристрій

Принцип роботи полягає у підкопуванні пня ковшем або спеціальним зубом із подальшим його витягуванням разом із кореневою системою.

Переваги:

- висока маневреність;
- можливість роботи у важкодоступних зонах;
- універсальність базової машини.

Недоліки:

- менша продуктивність у порівнянні з бульдозерними агрегатами;
- висока вартість експлуатації;
- залежність від гідравлічної системи базового екскаватора.

1.4.4. Фрезерні машини для подрібнення пнів

Фрезерні (шредерні) машини (рис. 1.4.) відрізняються тим, що не виконують повного видалення пня, а здійснюють його подрібнення безпосередньо в ґрунті. [9]



Рис. 1.4. Фрезерні (шредерні) машини для подрібнення пнів

Принцип роботи полягає у поступовому зрізанні деревини обертовим фрезерним барабаном із різальними зубами до рівня нижче поверхні ґрунту.

Переваги:

- мінімальне порушення ґрунтової структури;
- відсутність необхідності у транспортуванні пнів;
- екологічна безпечність процесу.

Недоліки:

- залишення кореневої системи в ґрунті;
- високий знос різальних елементів;
- обмеження за діаметром пнів.

1.4.5. Лебідкові системи корчування

Лебідкові системи (рис. 1.5.) застосовуються переважно в умовах лісового господарства та на складному рельєфі. [9]

Принцип роботи базується на обв’язуванні пня тросом та його витягуванні за рахунок тягового зусилля лебідки або трактора.

Переваги:

- простота конструкції;
- низька металоємність;
- можливість роботи на схилах.



Рис. 1.5. Лебідкові системи корчування

Недоліки:

- низька продуктивність;
- підвищена небезпека експлуатації;
- значні вимоги до кваліфікації оператора.

Порівняльна характеристика машин для корчування деревних насаджень наведена в табл. 1.1.

Таблиця 1.1.

Порівняння існуючих конструкцій машин для корчування

Тип машини	**Продуктивність**	**Пошкодження ґрунту**	**Повнота видалення пнів**	**Енергоємність**	**Умови застосування**
Бульдозерно-розпушувальні агрегати	Висока	Дуже високе	Повне	Висока	Великі площі, важкі ґрунти
Пеньковитягувачі (спец. корчувальні)	Середня	Середнє	Повне	Середня	Сади, лісосмуги
Екскаваторні корчувальні пристрої	Середня	Середнє	Повне	Середня–висока	Локальні роботи, складний рельєф
Фрезерні машини (стумпери)	Висока	Низьке	Часткове (без коренів)	Висока	Урбанізовані території
Лебідкові системи	Низька	Низьке	Повне	Низька	Лісові ділянки, схили

1.5 Аналіз сучасних машин для корчування (John Deere, Tigercat, Prinoth)

Сучасні машини для корчування та підготовки територій до рекультивації представлені високопродуктивними лісотехнічними комплексами, які забезпечують виконання операцій з видалення пнів, кореневих систем, чагарників та деревної рослинності. Найбільш відомими виробниками такої техніки є John Deere (США), Tigercat (Канада) та Prinoth (Італія/Німеччина). Їхні машини широко використовуються у лісозаготівлі, будівництві та рекультивації порушених земель.

John Deere випускає універсальні машини (рис. 1.6.) [10], що можуть працювати як у лісових умовах, так і на будівельних майданчиках. До основних типів техніки належать гусеничні бульдозери, трелювальні трактори та екскаватори з навісним обладнанням для корчування і розпушування ґрунту. У процесі корчування застосовуються розпушувачі (rippers), корчувальні ковші, грейфери та лебідкові системи. Перевагами техніки John Deere є висока надійність, універсальність та широкий вибір машин для різних умов роботи. Недоліком є відносно висока енергоємність та недостатня спеціалізація саме для глибокого фрезерного корчування.



Рис. 1.6. Універсальні лісові машини John Deere (США)

Фірма Tigercat (рис.1.7.) [11]спеціалізується на важкій лісозаготівельній техніці, яка характеризується високою продуктивністю та ефективністю в умовах

суцільного очищення територій. Основними машинами є гусеничні носії з мульчерними головками, феллер-банчери та трелювальні системи з високою тяговою здатністю.



Рис. 1.7. Машина з мульчерними головками, феллер-банчери фірми Tigercat

Корчування здійснюється переважно шляхом мульчування пнів і коренів без їх повного вилучення з ґрунту. Перевагами Tigercat є дуже висока продуктивність, надійність у важких умовах та здатність виконувати комплексні операції за один прохід. До недоліків відносяться висока вартість техніки та значні витрати на обслуговування. [8]

Виробник Prinoth (рис. 1.8.) [12] спеціалізується на фрезерних і шредерних системах для очищення територій та рекультивації земель. Компанія виробляє самохідні мульчери та навісні фрезерні головки, які забезпечують подрібнення пнів, коренів і чагарників без їх повного викопування. Особливістю техніки Prinoth є можливість глибокого фрезерування рослинних решток із одночасним перемішуванням їх із ґрунтом. Перевагами є висока екологічна ефективність, швидке відновлення ґрунтового покриву та універсальність використання. Недоліками є обмеження при роботі на кам’янистих ґрунтах та неможливість повного видалення великих пнів у деяких випадках. [7]



Рис. 1.8. Агрегат фірми Prinoth (Німеччина) для рекультивації земель

Порівняльна оцінка машин наведена в табл. 1.2. [10,11,12]

Таблиця 1.2.

Параметр	**John Deere**	**Tigercat**	**Prinoth**
Основна спеціалізація	універсальна лісова техніка	важке лісозаготівельне обладнання	фрезерування та рекультивація
Метод корчування	механічне + лебідкове	мульчування + валка	фрезерування в ґрунті
Продуктивність	середня–висока	дуже висока	висока
Екологічність	середня	середня	висока
Вартість	висока	дуже висока	висока

Узагальнюючи, можна відзначити, що John Deere забезпечує універсальні рішення для різних умов роботи, Tigercat орієнтований на максимально продуктивне промислове лісоочищення, а Prinoth — на екологічно орієнтоване фрезерне корчування та рекультивацію. Для задач відновлення земель, зокрема під енергетичні культури, найбільш ефективними є системи Prinoth та мульчерні комплекси Tigercat, оскільки вони забезпечують мінімальне порушення ґрунту та сприяють швидшому відновленню рослинності.

Висновки до розділу 1

У результаті аналізу встановлено, що енергетична верба є перспективною біоенергетичною культурою завдяки високій продуктивності, швидкому росту та можливості тривалої експлуатації плантацій.

Технологія вирощування базується на короткоротаційному циклі та включає підготовку ґрунту, садіння живців, догляд і збирання біомаси. Найбільш важливими є етапи боротьби з бур'янами та формування кореневої системи.

Рекультивація насаджень здійснюється механічними, корчувальними та комбінованими способами. Встановлено, що прості механічні методи не забезпечують повного видалення кореневої системи, а корчувальні технології є енергоємними.

Аналіз машин показав, що бульдозерні, екскаваторні, фрезерні та лебідкові системи мають як переваги, так і суттєві недоліки щодо продуктивності, енергоємності та впливу на ґрунт. Сучасні комплекси John Deere, Tigercat та Prinoth забезпечують високу ефективність, однак не повністю вирішують задачу повного вилучення кореневищ.

Узагальнення показує, що існуючі технології рекультивації недостатньо ефективні за критеріями енергоємності та повноти очищення ґрунту. Тому актуальним є удосконалення процесу корчування шляхом створення спеціалізованих начіпних машин з адаптованими робочими органами.

2. ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ НАВІСНОГО КОРЧУВАЧА ДО ТРАКТОРА ХТЗ-150К-09

2.1. Вибір конструктивної схеми корчувача та розрахунок основних параметрів

Нами пропонується розробити навісне корчувальне обладнання на серійний трактор ХТЗ-150К-09 з реверсним постом керування (рис. 2.1).

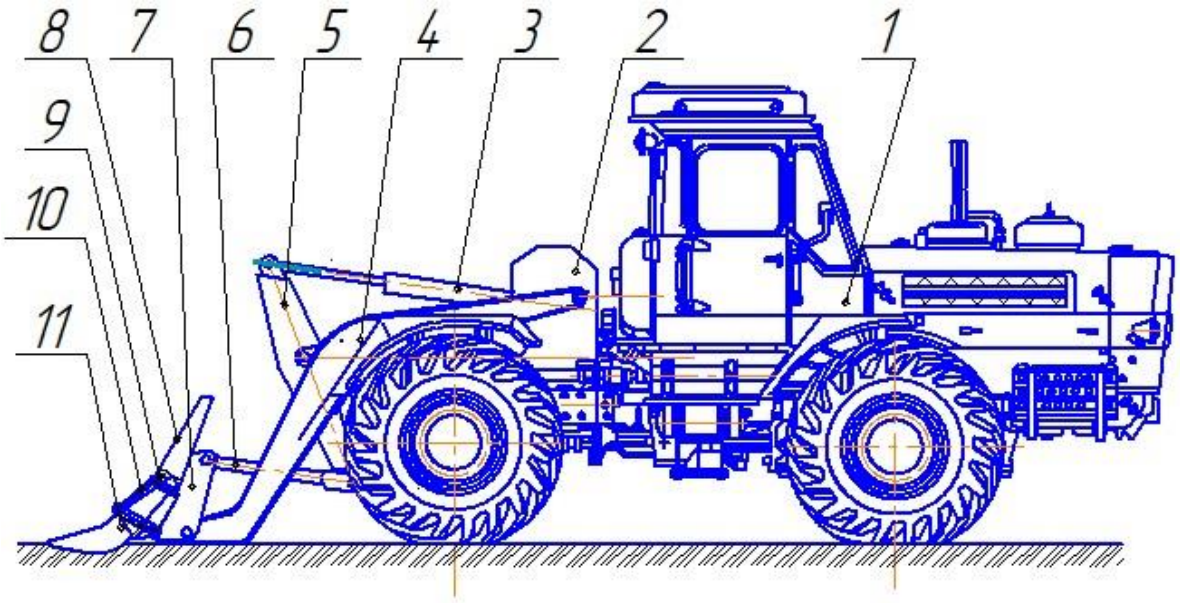


Рис. 2.1 Конструкція пропонованого корчувача

Запропонова конструкція корчувача складається з колісного трактора ХТЗ-150К-09-1, порталу 2, гідроциліндра повороту корчувача 3, стріли 4, коромисла 5, тяги 6, бічних пластин кріплення корчувача до тяг і стріли 7, відбійного листа 8, клинів кріплення зуба 9, коробчатої балки 10, зуба корчувача 11. Гідроциліндр підйому стріли не позначений.

2.2. Розрахунок напірного зусилля корчувача

Напірне зусилля по двигуні приблизно визначаємо по формулі через максимальну потужність двигуна:[13]

$$T_H = \frac{3,6N_{e\max}}{v_p\left(1-\delta_p\right)}\eta_T - G_K f \qquad (2.1)$$

де $N_{e\max}$ - найбільша ефективна потужність двигуна;

v_p - робоча швидкість руху корчувача на першій передачі в км/год;

η_T - ККД механічної трансмісії 0,85 … 0,88; гідромеханічної 0,6…0,75;

f = 0,03…0,04 - коефіцієнт опору коченню,

δ_p = 0,20 розрахункове буксування;

G_K - вага базового трактора з важільної системи і корчувачем;

$v_p = 8,53$ км/год - швидкість руху машини на першій передачі.

$$\boldsymbol{T_H = \frac{3.6 \cdot 122}{8.53(1-0.2)} \cdot 0.75 - 92.5 \cdot 0.03 = 45.5}\ \text{кН};$$

$$G_K = G_T + G_0 = 74 + 18,5 = 92,5\ \text{кН}.$$

де $\boldsymbol{G_T = M_k \cdot g = 7535 \cdot 9.81 = 73918H = 75kH}$ – вага базового трактора; $M_K = 7535$ кГ – конструктивнаа маса трактора;

G_0 - вага важільної системи і відвала органа корчувача, яку визначаємо по вазі базового трактора: [13]

$$G_0 = G_T k_0 = 74 \cdot 0,25 = 18,5\ \text{кН};$$

де k_0 = 0,25 - 0,35 - коефіцієнт, що враховує співвідношення ваги базового трактора і робочого обладнання корчувача [14].

Напірне зусилля по зчіпній вазі: [13]

$$T_{сц} = G_K \varphi = 92,5 \cdot 0,7 = 64,75\ \text{кН}$$

де φ = 0,6…0,8 - коефіцієнт зчеплення рушія для колісних тракторів.

2.2.1 Розрахунок швидкості робочого органу

Швидкості повороту робочого органу- середні лінійні швидкості запрокидання $(v_{зп})$, і перекидання робочого органу визначають на ріжучій крайці його зуба по формулі: [13]

$$v_{зро} = 0.227 \cdot k_v \cdot \gamma_v \cdot v_в \qquad (2.2)$$

де $к_в = 0,5$ [14] – коефіцієнт зменшення робочої швидкості $v_в$;

$\gamma_v = 1,0$ - 1,2 коефіцієнт сполучення (співвідношення швидкостей запрокидиння і впровадження відвала);

$v_в$= 1…3 км/год – робоча швидкість переміщення робочого органа, км/год.

Перевищення цих значень швидкості веде до збільшення буксування, підвищеної стомлюваності водія і зниженню ефективності корчування. При гідромеханічній трансмісії швидкість руху машини в зоні найбільших значень ККД = 3,0-4,0 км/год.

$$v_{зро} = 0.227 \cdot 0.5 \cdot 1.0 \cdot 1.0 = 0.113 Км/год = 0,0315 \text{м/с}.$$

Середню вертикальну швидкість підйому стріли $(v_{пс})$ в шарнірному кріпленні ковша, приймаємо такою щоб підйом вантажу був закінчений до моменту завершення операції відходу корчувача на розвантаження (по аналогії з розрахунком навантажувачів)[15]

$$v_{пс} = \frac{S_п}{S_д} v_x = \frac{3}{5} \cdot 0,35 = 0,21 \text{ м/с}.$$

де $S_п \approx 3$м - довжина шляху переміщення шарніра кріплення ковша при підйомі стріли по вертикалі;

$S_д \approx 5$ м - середня довжина шляху робочого ходу корчувача;

v_x - швидкість зворотного холостого ходу корчувача. Згідно з її вибирають на 25…40% вище швидкості впровадження.

$$v_x = (1,25...1,4)v_в = (1,25...1,4)\cdot 1,0 = 1,25...1,4 \text{ км/год} = 0,347…0,389 \text{м/с}.$$

Приймаємо $v_x = 0,35$ м/с.

Швидкість опускання стріли визначаємо по швидкості підйому з таким розрахунком, щоб у зливній порожнині опускання гідроциліндрів стріли при опусканні не утворювався вакуум:[14]

$$v_{ос} = (1,2...1,3)v_{пс} = (1,2...1,3)0,21 = 0,25...0,27 \text{ м/с}$$

2.3 Розрахунок силових параметрів зуба корчувача

Виглиблювального зусилля $N_в$ - зусилля, що створюється гідроциліндрами повороту робочого органу корчувача і прикладене до ріжучої крайки його зуба. Для розрахунку виглублювального зусилля відвала корчувача $N_в = R_y$ (рис. 2.2) розглянемо його схему роботу під час корчування пнів.

Корчування пнів здійснювали з одночасним прикладанням вертикального зусилля гідроциліндрів і горизонтального напірного зусилля трактора. Якщо пень не викорчовувався відразу, то поперемінно виключали і включали муфту зчеплення. Одночасно піднімали робочий орган гідроциліндрами. Операцію повторювали (1-8 разів) до повного корчування пня. В окремих випадках число вмикань-вимикань муфти і гідроциліндрів доходило до 16. У важких випадках підхід до пня здійснювався з іншої сторони. Іноді додатково підрізали корінь.[24]

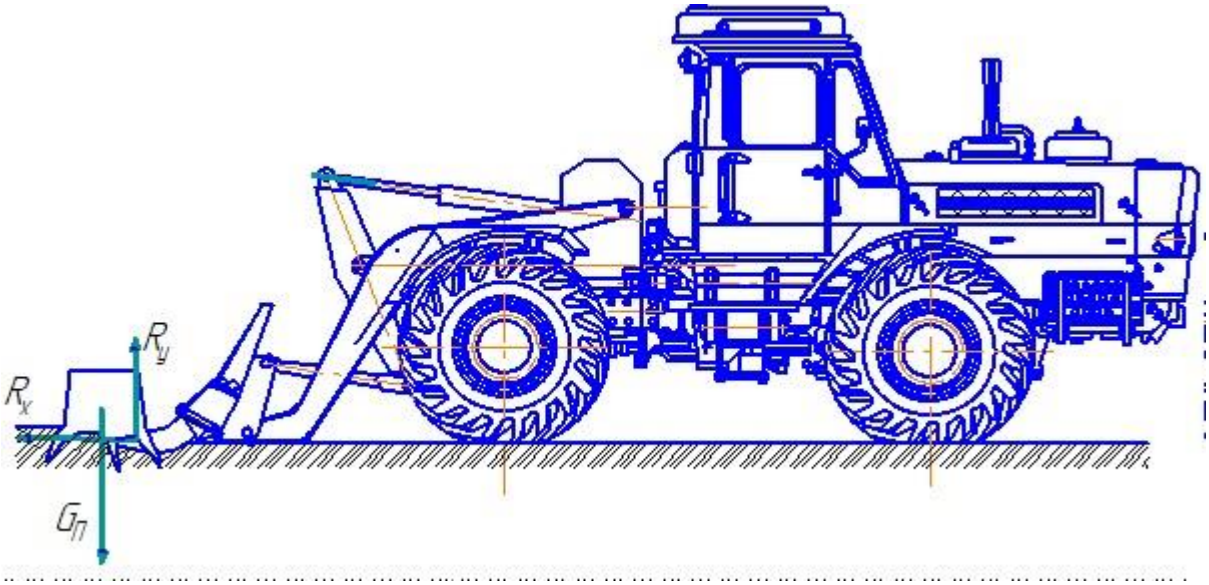


Рис. 2.2. Розрахункова схема при визначенні виглиблювального зусилля

Було встановлено, що тривалість роботи муфти зчеплення і гідроциліндрів при такій технології корчування становить 0,7 - 1,5 с, а час між включеннями 0,8 - 1,5 с. У такий спосіб машина працює імпульсами, розгойдуючи пень до повного його викорчовування.

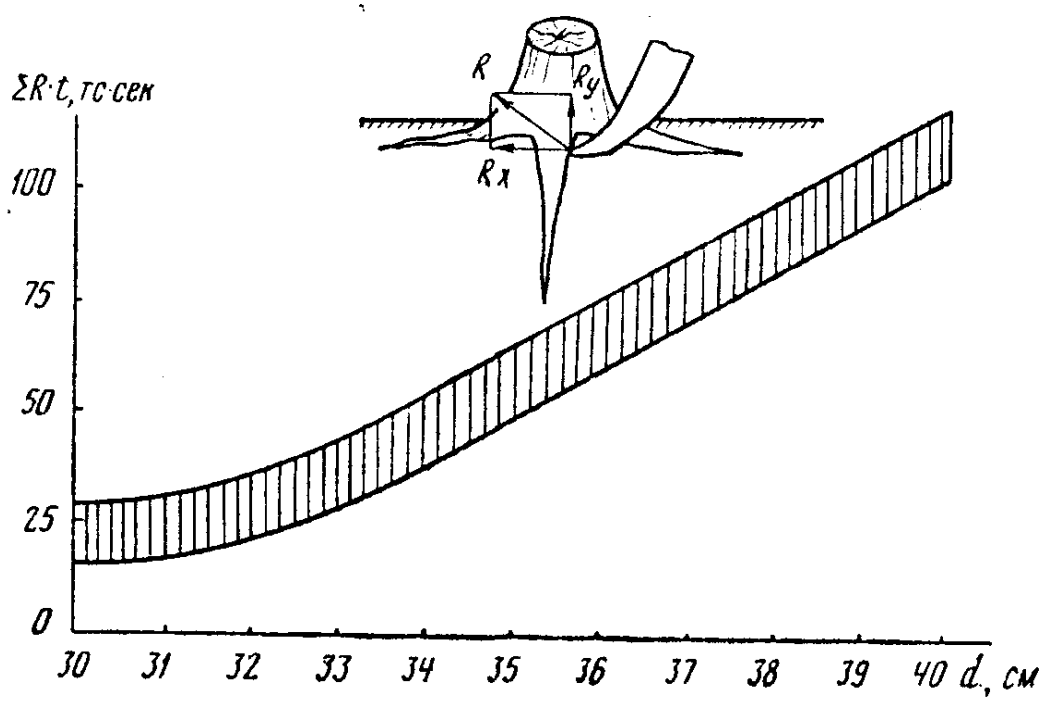


Рис. 2.3. Залежність сумарного імпульсу сили корчування $\sum Rt$ від діаметра d соснового пня річної давнини рубання

За результатами досліджень установлена графічна залежність сумарного імпульсу сили корчувача від діаметра пня (рис. 2.3) [19].

$$\sum R \cdot t = \sum \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \cdot t \qquad (2.3)$$

По цій залежності можна визначити енергетичні витрати, необхідні для корчування пня корчувачем звичайної конструкції (з неповоротними зубами).

Приймаючи максимальне число включень муфти n = 16, тривалість роботи муфти зчеплення і гідроциліндрів $t_{м.сц.}$= 0,7 - 1,5 с, а час між включеннями $t_{вк.}$ = 0,8 - 1,5 с. маємо тривалість корчування пня діаметром 400 мм.

$t_{max} = (t_{м.сц.} + t_{вк.})n = (1,5+1,5)\ 16 = 48$ с , $t_{мшх} = (0,7+0,8)\ 1 = 1,5$ с.

За певних умов горизонтальне напірне зусилля може бути рівним нулю $R_x = 0$, звідси максимальне вертикальне зусилля необхідне для корчування дорівнює:

$$R_y = \frac{\sum R_t}{t_{кор}} \qquad (2.4)$$

де $\sum B \cdot t = 125$ т (рис. 2.3, при d = 400 мм); $t_{сер}^{доп} = (48 + 1,5) / 2 = 24,75$ с;

$$R_y = \frac{125}{24.75} = 5.05m = 49,5кН .$$

Для проектованого корчувача з опорними лижами на стрілі виглибляюче зусилля при корчуванні сосновних пнів діаметром 400 мм становить: [15]

$$N_в^{d=400} = R_y = 49,5 \text{ кН}.$$

Для проектованої машини виглиблююче зусилля може бути значно більшим тому що ми використаємо конструкцію важільної системи застосовуваної на одноковшевому навантажувачі.

Виглиблююче зусилля $N_в$ - зусилля, яке створюється для стріли обладнаної опорними лижами (за аналогією з розрахунком навантажувача). [15]

$$N_в = (2,0 \div 3,0) Q_H = (2,0...3,0) 58,2 \text{ кН} \quad (2.5)$$

де Q_H =5,9 т (57,9 кН) номінальна вантажопідйомність одноковшевого навантажувача по допустимим навантаженням, яку будівельних навантажувачів приймають відповідно до тягового класу базової машини згідно до ДСТУ 30867:2006.

$$N_в = (2,0 \div 3,0) Q_H = (2,0...3,0) 58,2 \text{ кН} = (116,4 \ldots 174,6) \text{ кН};$$

Приймаємо $N_в$ = 160 кН;

Для визначення вантажопідйомності проектованої машини по допустимим навантаженням, використаємо геометричні параметри прототипу-одноковшевого навантажувача ТЕ-25 [12]. Вантажопідйомність по допустимим навантаженням P на ходову частину базового трактора (рис. 2.1) визначаємо по формулі: [15]

$$Q_H = 0,5 \frac{(P - G_0) x_T - G_0 b_0}{a_r + x_T} \quad (2.6)$$

де G_0 = 18,5 кН - конструктивна вага навантажувального обладнання;

x_T - поздовжня координата центра ваги базового трактора;

a_r і b_0 - горизонтальні координати центрів ваги відвала і обладнання.

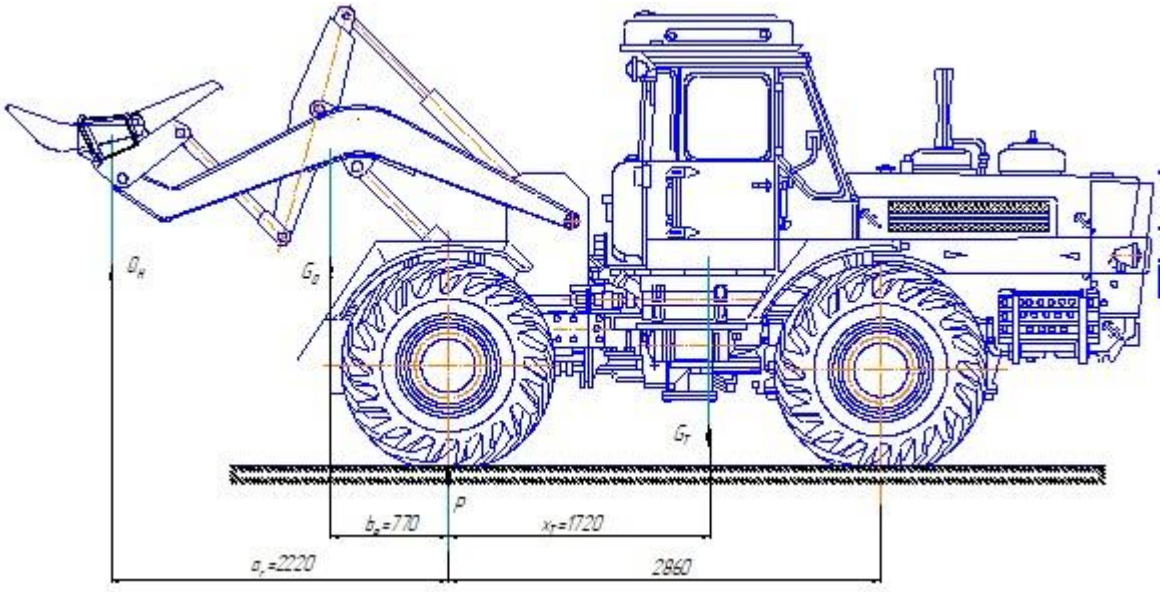


Рис. 2.4 Розрахункова схема сил діючих на корчувач для визначення вантажопідйомності по допустимим навантаженням

Навантаження Р на передню вісь корчувача при найбільшому зусиллі підйому вантажу становить (1,6...1,8) маси навантажувача [15].

Тобто:

$$P = (1.6...1.8) \cdot G_{маш} \qquad (2.7)$$

Тоді:

$$P = (1.6...1.8) \cdot G_{при} = (1.6...1.8) \cdot 99{,}1 = 158.5...178.4 \text{ кН};$$

Де,

$G_{пр.}$ ***= 10100·9,81 = 99080 Н = 99,1*** кН – вага прототипу.

Вантажопідйомність $Q_н$ буде дорівнювати:

$$Q_H = 0,5\frac{(160-18,5)1720-18,5\cdot 770}{2220+1720} = 58,2 \text{ кН};$$

Піднімальне зусилля N_n - зусилля на зубах корчувача, що створюється гідроциліндрами стріли і яке обумовлене стійкістю машини. Його визначають по номінальній вантажопідйомності важільної системи [15].

$$N_n = (1,8 \div 2,3)Q_H \ (1,8...2,3)58,2 = 104,8...133,9 \text{ кН}$$

Заглиблення робочого органа корчувача W - найбільша величина заглиблення в грунт ріжучої крайки зуба корчувача, установленого під кутом 5-7^0 до опорної поверхні. Вона визначає можливість роботи корчувача при різких змінах ухилу опорної поверхні. Зазвичай W = 300 - 500 мм.

Кут запрокидання робочого органу корчувача. Відповідно до ДСТУ 30867:2006, величина кута, для одноківшевого навантажувача при нижньому положенні стріли дорівнює 42…46^0.

Для запроектованого корчувача величину цього кута приймаємо 45^0.

2.4 Проект відвалу корчувача

Відвал (рис. 2.5) корчувача пропонується наступної конструкції: балка коробчатого перетину, у яку уварені литі башмаки. В башмаки вставляються чотири зуби і закріплюються клинами. Зверху балки приварені три стійки, які з'єднані проміжним листом. До балки приварені дві пластини для закріплення корчувача до тяг і стріли. В пластинах просвердлені 4 отвори співвісні до яких приварені бобишки. Два отвори внизу служать для передачі зусилля стріли, за

допомогою пальцевого з'єднання; два отвори вгорі - для передачі зусилля тяги, також за допомогою пальцевого з'єднання.

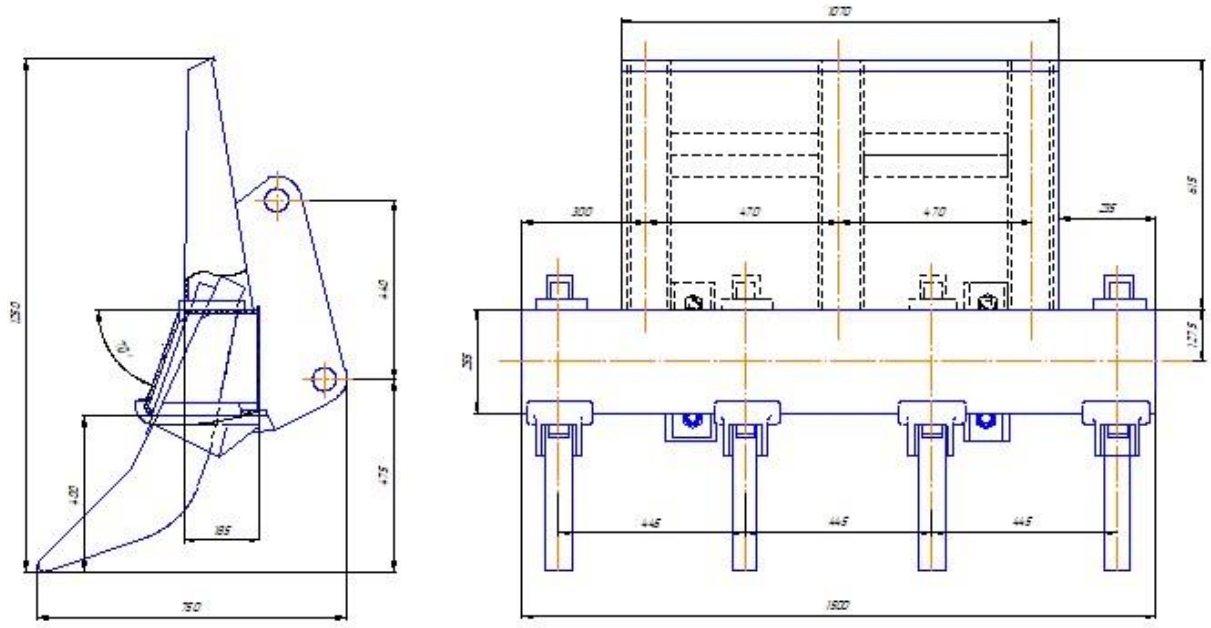


Рис. 2.5. Відвал корчувача

Ширину робочого органу корчувача L вибираємо з врахуванням розмірів прототипу і колії трактора, що впливає на розміщення важільного механізму L = 1500 мм. Висоту робочого органу корчувача приймаємо з врахуванням розмірів прототипу H = 800 мм [19]. Координати закріплення стріли і тяги до корчувача вибираємо відповідно до координат закріплення основного ковша на навантажувачі

2.5 Розрахунок важільної системи керування корчувачем

Розміри важільної системи вибирають із врахуванням показників навантажувального обладнання і радіуса основного ковша навантажувача R_0 прототипу [14], а також обраної точки підвіски з врахуванням компонування базового трактора [15]. Висоту H_c і відстань до найбільш виступаючої

передньої частини машини $l_в$, приймають із врахуванням забезпечення найкращої видимості при керуванні (рис. 2.6.).

При R_0=1,0 м

$$H_c = \lambda_{H_c} R_0 = 1,63 \cdot 1000 = 1630 \text{ мм.}$$

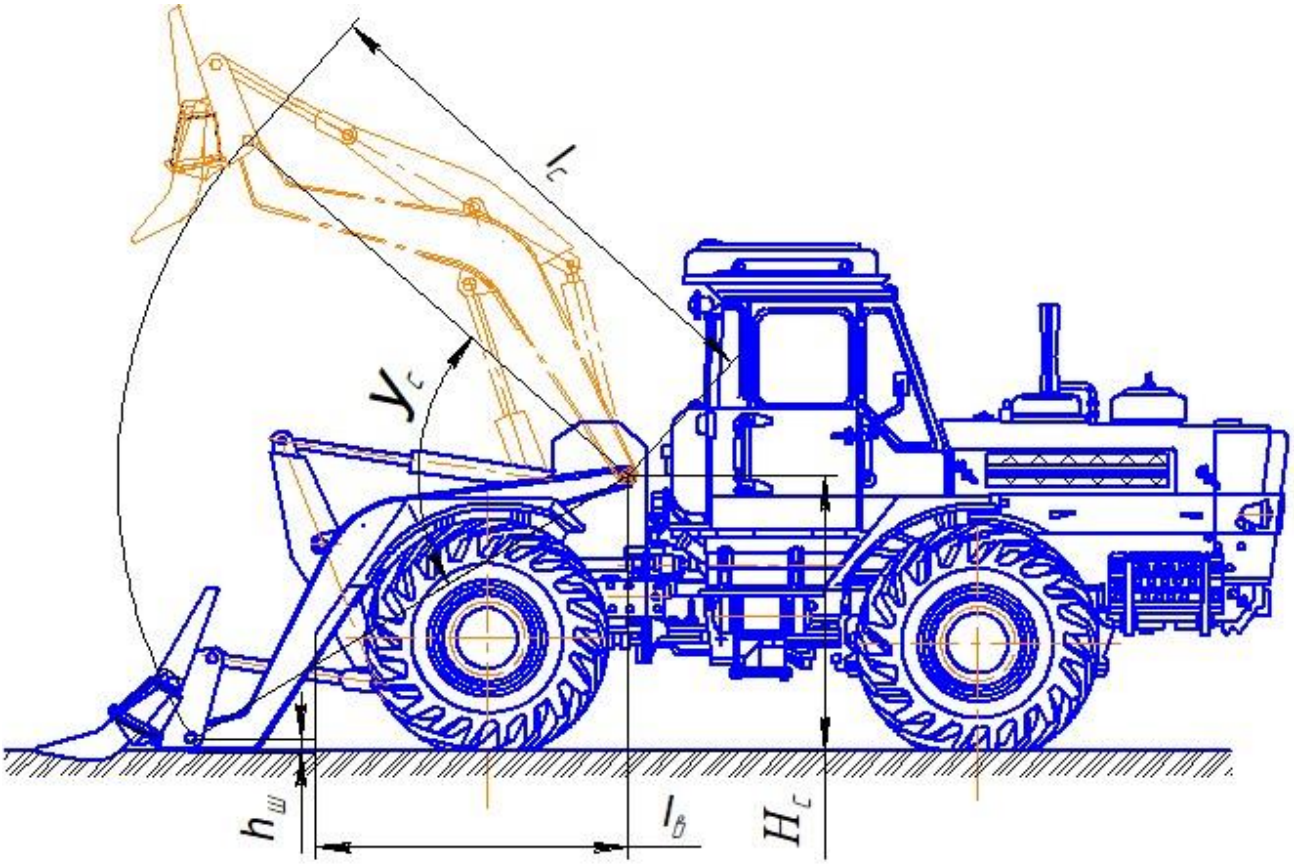


Рис. 2.6 Схема визначення довжини стріли

де λ_{H_c} - відносна висота шарніра підвіски стріли, рівна 1,2-2,0. Довжина стріли

$$l_c = \sqrt{\left(L - R_0 \cos\varepsilon + l_в\right)^2 + \left(H_p + R_0 \sin\varepsilon^2 - H_c\right)^2} \quad (2.8)$$

Кут нахилу радіуса повороту робочого органу корчувача (за аналогією з одноковшевим навантажувачем) (рис. 2.6).

$$\varepsilon = \varepsilon_R + \arcsin\frac{h_ш}{R_0} = 50^0 + \arcsin\frac{80}{100} = 55^0 \quad (2.9)$$

де $\varepsilon_R = 50^0$ - найбільший кут розвантаження ковша (кут нахилу днища ковша до горизонту).

Кут повороту стріли φ_c зазвичай становить 85-90°.

Фронтальний виліт $L = 1185$ мм, висота розвантаження $H_p = 2665$ м і кут розвантаження приймають за ДСТУ 30867:2006.

$$l_c = \sqrt{\left(1185 - 1000\cos 55^0 + 1640\right)^2 + \left(2655 + 1000\sin^2 55^0 - 1630\right)^2} = 2980 \text{ мм.}$$

Орієнтовно розміри елементів перехресної важільної системи становлять (рис. 2.7.):

$$l_ш = (0,48...0,5)\,l_c = (0,48...0,5)\,2980 = 1430...1490 \text{ мм} \quad (2.10)$$

$$a_k = (0,11...0,12)\,l_c = (0,11...0,12)\,2980 = 328...358 \text{ мм} \quad (2.11)$$

$$в_к = (0,22...0,24)\,l_c = (0,22...0,24)\,2980 = 656...715 \text{ мм} \quad (2.12)$$

$$c_k = (0,27...0,29)\,l_c = (0,27...0,29)\,2980 = 805...864 \text{ мм} \quad (2.13)$$

$$\rho_k = (0,13...0,14)\,l_c = (0,13...0,14)\,2980 = 387...417 \text{ мм} \quad (2.14)$$

Довжину тяги визначаємо графічною побудовою. Сектор руху стріли від нижнього до верхнього положення розбиваємо на п'ять рівних частин, виділяємо положення максимального вильоту і отримані два сектори ділимо навпіл. У нижньому положенні робочого органу встановлюють (γ = 42-46°), а у верхньому - розташовують під найбільшим кутом розвантаження (ε_R = 50°).

При цьому слід забезпечити рівність:[16]

$$(0,125...0,135)\,R_0 = (0,125...0,135)\,R_0 = 125...135 \text{ мм} \quad (2.15)$$

Кут ψ_k вибирають у межах 110-125°. Довжину поворотної тяги d_k визначають в положенні розвантаження:

$$d_k = B_5 Д_5' - C_л \tag{2.16}$$

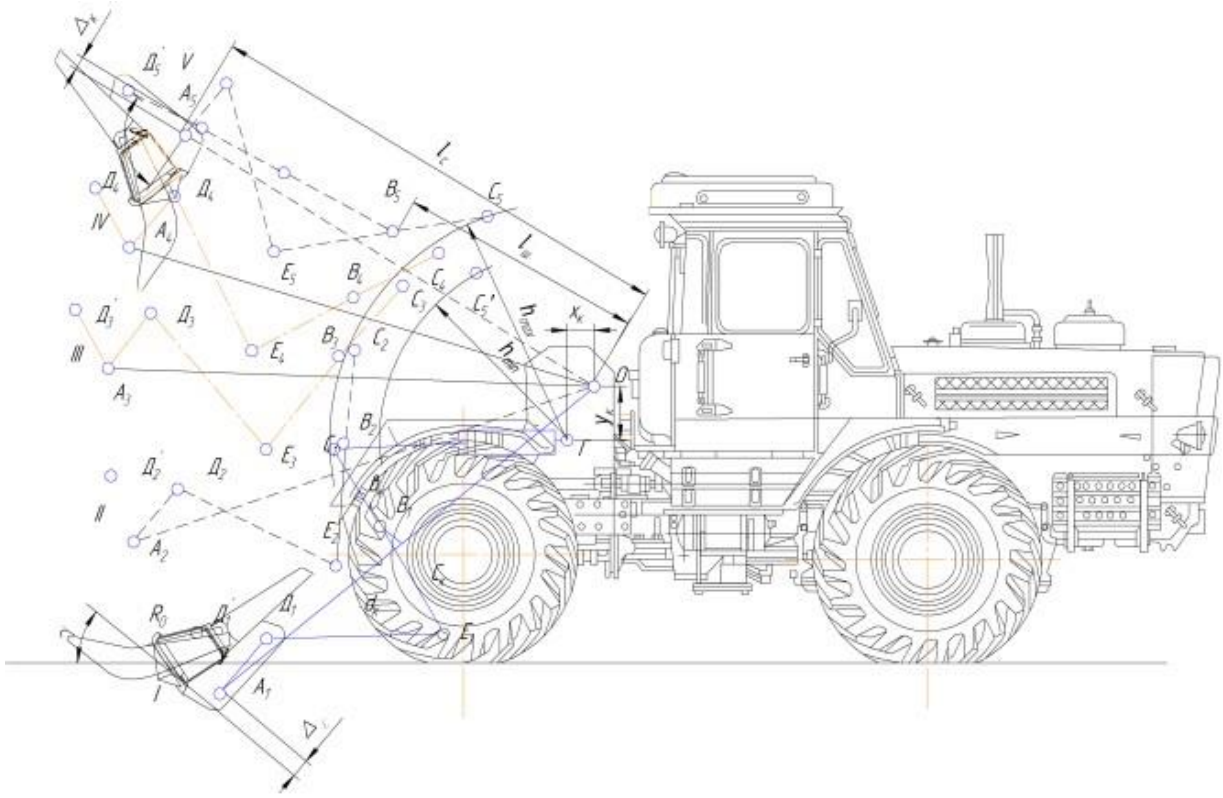


Рис. 2.7. Побудова кінематичної схеми важільної системи корчувача

Для кожного проміжного положення стріли паралельно відрізку $A_i D_i$ відкладають лінії $A_i D_i$ які характеризують поступальний рух закинутого робочого органу в процесі підйому. Потім відповідно до прийнятих розмірів елемента важільного механізму визначають положення точок C_i у верхній частині коромисла. Підбираючи окружність, що проходить через точки C_i знаходять координати точок кріплення гідроциліндрів повороту X_k і Y_k. Точки C_i можуть розташовуватися усередині обкресленої окружності. При цьому забезпечується більше запрокидання робочого органу в проміжних положеннях стріли в порівнянні з нижнім положенням. Необхідно також

забезпечити постійне запрокидинаня робочого органу в процесі підйому. Різниця кутів, запрокидинаня в крайніх положеннях стріли становить 15^0.

Радіус кола є найбільшим розміром гідроциліндра повороту робочого органу, з висунутим штоком. Для визначення ходу гідроциліндра робочого органу з того ж центра підбирають окружність, що проходить через точку C_5 і відповідає положенню розвантаження робочого органу. Верхню точку кріплення коромисла C_i встановлюють у проміжних положеннях стріли на максимальній і мінімальній окружності гідроциліндра повороту і з врахуванням прийнятих розмірів важільного механізму одержують дійсні положення ліній $A_iД_i$ для розвантаженого і закинутого робочого органу.

Відвал у положенні розвантаження на будь-якій висоті повинен мати кут не менш 45°. Якщо одержані кути розвантаження менш зазначених величин, зменшують відстань $A_iД_i$ і $l_ш$. Точки кріплення гідроциліндра стріли визначають конструктивно.[16]

2.6 Розрахунок гідроприводу проектованого обладнання

Вихідні дані для розрахунку гідроприводу: типова схема гідроприводу, тиск запобіжного клапана p_k, зусилля на штоках виконавчих гідроциліндрів, швидкості руху поршнів гідроциліндрів.[20]

Тиск запобіжного клапана p_k — найбільший тиск у гідросистемі, що обмежується запобіжним клапаном, вибирають із врахуванням забезпечення заданої довговічності системи.

Зусилля на штоках виконавчих гідроциліндрів визначають у сталому режимі роботи виходячи з величини найбільшого виглублюючого зусилля $N_в$, - для гідроциліндрів повороту робочого органу і піднімального зусилля $N_п$ -

для гідроциліндрів стріли, прикладених на ріжучій крайці зубів робочого органа у положенні впровадження в грунт під пнем. [20]

Зусилля на штоках гідроциліндрів повороту робочого органу залежать від конструкції стріли. Якщо стріла обладнана опорними лижами, виглублююче зусилля визначають по формулі: [20]

$$N_в = (2,0...3,0)Q_H = (2,0...3,0)58,2 = 116,4...174,6 \text{ кН} \quad (2.17)$$

Приймаємо $N_в$ = 160 кН;

Зусилля на штоку одного гідроциліндра повороту робочого органу (рис. 2.8.)

$$S_0 = \frac{N_в i_n + G_{0.K} i_k}{n_n} k_1 = \frac{160 \cdot 2,07 + 4,0 \cdot 1,23}{2} \cdot 1,25 = 210,1 \text{кН}.$$

де $G_{O.K.}$ — вага робочого органу корчувача. Орієнтовно приймаємо $G_{O.K.} = 4,0 \ кН$;

n_n = 2 - кількість гідроциліндрів повороту ковша;

i_n і i_k - миттєві передатні числа механізму корчувального обладнання, обумовлені співвідношенням плечей важільної системи, для сили $N_в$, і сили ваги робочого органу

G_K, k_1 - коефіцієнт запасу, що враховує втрати в гідроциліндрах і шарнірах (приймають рівним 1,25). [20]

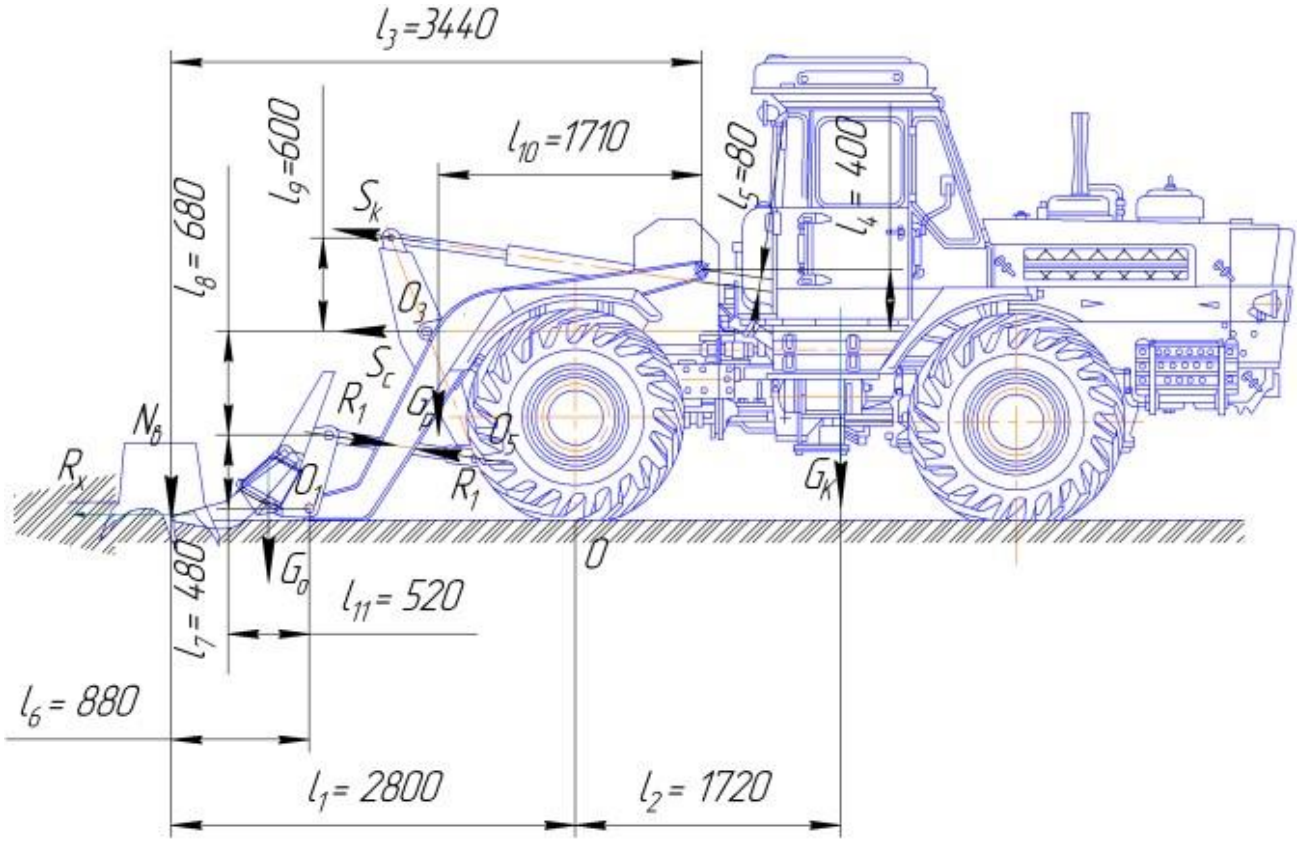


Рис 2.8. Схема визначення зусиль на ріжучій крайці робочого органу і гідроциліндрах важільного механізму

Миттєві передатні числа механізму обчислюють для положення робочого органу, що відповідає впровадженню в матеріал: [15]

$$i_n = \frac{l_6 l_8}{l_7 l_9} = \frac{880 \cdot 680}{480 \cdot 600} = 2,07;$$

$$i_k = \frac{l_{11} l_8}{l_7 l_9} = \frac{520 \cdot 680}{480 \cdot 600} = 1,23$$

де l_i - плечі прикладених сил у навантажених елементах механізму.

Зусилля на штоках гідроциліндрів стріли, визначаємо по піднімальному зусиллю з врахуванням кінематики важільної системи і привода. Величину

піднімального зусилля N_n для розрахунку гідроциліндрів підйому стріли обчислюємо із умови втрати стійкості, так само як і виглиблювання зусилля стріли без опорних лиж.

При кінематичній схемі механізму з перехресною системою (рис. 2.8) зусилля в одному гідроциліндрі стріли визначають по формулі: [20]

$$S_C = \frac{N_b \cdot l_3 + G_p \cdot l_{10} - S_0 \cdot l_5 \cdot n_n}{l_4 \cdot n_c} \qquad (2.18)$$

де $N_в$ = 160 кН - виглиблювальне зусилля;

$G_p = G_0 - G_{пор.}$ = 18,5 - 3 = 15,5 кН - вага корчувального обладнання без порталу;

G_0 = 18,5 кН – конструктивна вага корчувального обладнання;

$G_{пор.} = 3$ кН - вага порталу (орієнтовно);

S'_o = 210,1/1,25 = 168,1 кН - зусилля гідроциліндра повороту робочого органу без врахування коефіцієнта запасу;

n_n = 2 і n_c = 2 - кількість гідроциліндрів повороту ковша і підйому стріли;

k_2 - коефіцієнт запасу, що враховує втрати в шарнірах і гідроциліндрах і рівний 1,25; [20]

l_3 = 3640 мм, l_4 = 400 мм, l_{10} = 1710 мм, l_5 = 80 мм - плечі сил.

$$S_C = \frac{160 \cdot 3440 + 15.5 \cdot 1710 - 168.1 \cdot 80 \cdot 2}{400 \cdot 2} \cdot 1.25 = 687.5 \text{ кН};$$

За отриманим значенням зусиль на штоках гідроциліндрів повороту робочого органу S_0 = 214,4 кН і стріли S_c = 687,5 кН і тиску запобіжного клапана $p_k = 25 МПа$ визначаємо їхній діаметр. [20]

$$d_{п.о.} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_0}{\pi \cdot p_k}} \tag{2.18}$$

$$d_{п.о.} = \sqrt{\frac{4 \cdot 210.1 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 0.103 м = 105 \text{ мм}$$

$$d_{ц.с.} = \sqrt{\frac{4 \cdot 687{,}5 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 0.181 м = 181 \text{ мм}$$

Отримане значення діаметра закругляємо до розмірів, що рекомендується.

Приймаємо гідроциліндр повороту робочого органу $d_{п.о}$ = 110 мм із ходом поршня 800 мм, гідроциліндр стріли $d_{ц.с}$ = 180 мм із ходом поршня 1000 мм [20].

Швидкості руху поршнів гідроциліндрів повороту робочого органу і стріли визначають виходячи з необхідних швидкостей руху робочого органу і стріли корчувача. Середню швидкість руху поршнів гідроциліндрів повороту робочого органу обчислюєм для положення впровадження його в грунт під коріння пня, по формулі: [20]

$$v_{п.о.} = \frac{v_{3k}}{i_n} \tag{2.19}$$

де i_n = 2,07 - миттєве передатне відношення від ріжучої крайки зуба робочого органу до гідроциліндрів повороту.

$v_{з.р.о.}$=0,0315 м/с - швидкість закидання робочого органу.

$$v_{п.в.} = \frac{0.0315}{2.07} = 0.0152 \text{ м/с}$$

Середню швидкість руху поршнів гідроциліндрів стріли визначають по формулі [20]:

$$v_c = 57.3 \cdot v_{пс} \cdot \frac{S_ц}{l_c \cdot \varphi_c} \quad (2.20)$$

де $v_{пс}$ = 0,21 м/с - , поступальна швидкість руху стріли, віднесена до шарніра ковша, дивись попередній розрахунок;

$S_ц$ = 1000 мм - хід поршня гідроциліндра стріли;

l_c = 2980 мм - довжина стріли; φ_c = 45^0 - кут повороту стріли.

Приймаємо v_c = 0,02 м/с.

Теоретична подача насосів $Q_н$ повинна забезпечувати необхідну швидкість переміщення штоків гідроциліндрів. При цьому втрати рідини за рахунок витоків приймаються в межах 3...8% від витрати рідини, необхідної для роботи всіх гідроциліндрів одночасно.

Тоді витрата необхідна $Q_{ц.п.в.}$ для роботи гідроциліндрів повороту робочого органу:

$$Q_{ц.п.в.} = \frac{\pi \cdot d_{пв}^2 \cdot v_{п.в.} \cdot Z}{4 \cdot 0.95} \quad (2.21)$$

де $Z_1 = 2$ – кількість гідроциліндрів повороту відвалу, шт.

$Q_{н.с.}$ для роботи гідроциліндрів стріли

$$Q_{ц.п.в.} = \frac{3.14 \cdot 0.11^2 \cdot 0.0152 \cdot 2}{4 \cdot 0.95} = 0.000304 м^3/с = 0{,}304 \text{ л/с}$$

$$Q_{ц.с} = \frac{\pi \cdot d_{цв}^2 \cdot v_{п.в.} \cdot Z_2}{4 \cdot 0.95} \quad (2.22)$$

де $Z_2 = 2$ – кількість гідроциліндрів підйому опускання стріли, шт.

$$Q_{ц.с} = \frac{3.14 \cdot 0.18^2 \cdot 0.02 \cdot 2}{4 \cdot 0.95} = 0.001071 м^3/с = 0{,}1071 \text{ л/с}$$

Сумарна подача насоса становить:

$$П_{т.сум} = 0{,}304 + 1{,}071 = 1{,}375 \text{ л/с}$$

Приймаємо нерегульований аксіально-поршневий насос 210.25 з робочим об’ємом 107 см^3, подачею 2,03 л/с, номінальним тиском 20 МПа, максимальним відповідно 32 МПа [20].

Висновки до розділу 2

У результаті виконаних проєктно-конструкторських розрахунків розроблено конструкцію навісного корчувача для трактора ХТЗ-150К-09, призначеного для рекультивації площ після вирощування енергетичної верби.

Обґрунтовано конструктивну схему машини, визначено основні геометричні, кінематичні та силові параметри робочого обладнання.

Проведені розрахунки показали, що напірне зусилля машини по двигуну становить 70,2 кН, а по зчіпній вазі – 109,2 кН, що забезпечує ефективне впровадження робочого органу в ґрунт. Встановлено, що для корчування пнів діаметром до 400 мм необхідне виглиблювальне зусилля близько 49,5 кН, тоді як застосування важільної системи дозволяє збільшити його до 160 кН, що значно підвищує ефективність процесу корчування.

У ході проєктування визначено основні параметри робочого органу та важільної системи керування. Прийнято ширину відвалу 1500 мм, висоту 800 мм, довжину стріли 2980 мм та кут запрокидання робочого органу 45°, що відповідає вимогам до машин даного класу та забезпечує необхідні технологічні показники роботи.

Виконаний розрахунок гідроприводу дозволив визначити необхідні зусилля на штоках виконавчих гідроциліндрів: для механізму повороту робочого органу – 214,4 кН, для механізму підйому стріли – 687,5 кН. За результатами розрахунків обрано гідроциліндри діаметром 110 мм для повороту робочого органу та 180 мм для підйому стріли. Необхідна сумарна подача робочої рідини становить 1,55 л/с, що забезпечується аксіально-поршневим насосом типу 210.25 з подачею 2,03 л/с і номінальним тиском 20 МПа.

Отримані результати підтверджують працездатність запропонованої конструкції та відповідність її параметрів умовам виконання технологічного процесу корчування насаджень енергетичної верби.

3.ПРОЄКТУВАННЯ ОПЕРАЦІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІ РОБОТИ АГРЕГАТУ

3.1 Визначення тягово-енергетичної характеристики машинно-тракторного агрегату

Для визначення тягово-енергетичних показників машинно-тракторного агрегату виконується побудова його тягово-енергетичної характеристики. З цією метою обирають систему координат, у лівій частині якої відображають зовнішню швидкісну характеристику двигуна. [22]

Побудова здійснюється на основі графічного представлення основних експлуатаційних параметрів двигуна залежно від значення крутного моменту.[

Під час аналізу роботи силової установки найчастіше використовують залежності, що характеризують зміну ефективної потужності, частоти обертання колінчастого вала, питомої витрати палива та інших показників двигуна від величини крутного моменту.

Такі залежності є основою для подальшого розрахунку тягових і енергетичних параметрів машинно-тракторного агрегату.[22]

$$n_e = f(M_e) \tag{3.1}$$

$$N_e = f(M_e) \tag{3.2}$$

$$G_t = f(M_e) \tag{3.3}$$

$$g_e = f(M_e) \tag{3.4}$$

Таблиця 3.1

Технічна характеристика базового трактора [23]

Номінальна потужність двигуна, кВт (л.с.)	128,8 (175)
1	2
Номінальна частота обертання колінчатого вала при номінальній потужності, $хв^{-1}$	2100
Діаметр циліндра, мм	130
Хід поршня, мм	205
Робочий об’єм циліндрів, л	11,4
Ступінь стиску	16
Питома витрата палива при номінальній потужності, г/кВт-год (г/к.с.-год)	238 (175)
Ємність паливного бака, л	320
База, мм	3220
Колія, мм	2040
Просвіт, мм	550
Радіус повороту, м	2,04
Ширина шини, мм	580
Висота грунтозацепів, мм	75
Питомий тиск на ґрунт, МПа ($кгс/м^2$):	0,03 (0,315)…0,05 (0,48)
Габаритні розміри, мм	5410х2730х2815
Конструктивна маса, кг	14900

Для виконання розрахунків та побудови характеристик двигуна використовують паспортні дані технічної характеристики на номінальному режимі, а також відповідні емпіричні залежності [24].

- для дизельних двигунів на коректорній гілці зовнішньої характеристики застосовують такі співвідношення:

Експлуатаційна потужність визначається за відповідною розрахунковою залежністю:

(У якості прикладу подальші обчислення виконуються для 1-ї передачі при частоті обертання колінчастого вала n_e = 900 об/хв).

$$N_{ex} = N_n\left[a\frac{n_x}{n_n} + b\left(\frac{n_x}{n_n}\right)^2 - c\left(\frac{n_x}{n_n}\right)^3\right], \text{ кВт} \qquad (3.5)$$

$$N_e = 128{,}8\left[0{,}87\frac{900}{1100} + 1{,}13\left(\frac{900}{1100}\right)^2 - 1{,}00\left(\frac{900}{1100}\right)^3\right] = 118{,}6 \text{ кВт}.$$

Питома витрата дизпалива:

$$g_{ex} = g_n\left[a_1 - b_1\frac{n_x}{n_n} + c_1\left(\frac{n_x}{n_n}\right)^2\right] \text{ г/кВт·год} \qquad (3.6)$$

$$g_e = 238\left[1{,}55 - 1{,}55\frac{900}{1100} + 1\left(\frac{900}{1100}\right)^2\right] = 257{,}5 \text{ г/кВт·год}.$$

- для дизельних двигунів на регуляторній характеристики

(У якості прикладу подальші обчислення виконуються для 1-ї передачі при частоті обертання колінчастого вала n_e =1172об/хв).

Експлуатаційна потужність:[23]

$$N_{ex} = 10N_n\left(1{,}1 - \frac{n_x}{n_n}\right) \text{ кВт} \qquad (3.7)$$

$$N_e = 10 \cdot 128{,}8\left(1{,}1 - \frac{1175}{1100}\right) = 41 \text{ кВт.}$$

Витрата палива за годинну становить: [23]

$$G_{ex} = 10\left(G_{òí} - G_{òõõ}\right)\left(1{,}1 - \frac{n_x}{n_n}\right) \text{ кг/год} \qquad (3.8)$$

$$G_{ex} = 10\left(30{,}65 - 6{,}7\right)\left(1{,}1 - \frac{1175}{1100}\right) + 6{,}7 = 14{,}32 \text{ кг/год}$$

де $N_н$, $n_н$ -відповідно номінальна потужність двигуна та частота обертання колінчастого вала в номінальному режимі;

$g_{ен}$ –питома ефективна витрата палива в умовах номінального режиму роботи двигуна;

$N_{мах}$, n_n - максимальна потужність двигуна та частота обертання, що відповідає режиму максимальної потужності;

g_{eN} -питома витрата палива на режимі максимальної потужності;

nx - розрахункові значення частоти обертання колінчастого вала двигуна;

a, b, з, a_1, b_1, $з_1$ - коефіцієнти апроксимації, що визначають форму характеристичних залежностей;

$G_{тн}$, $G_{тхх}$- годинна витрата палива відповідно на номінальному режимі та режимі холостого ходу.

Величини коефіцієнтів апроксимації: a= 0,87, b= 1,13, c=1,00, a_1=1,55, b_1=1,55, c_1=1,00.

Годинну витрату палива визначимо по формулі:[23]

$$G_t = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}. \text{ кг/год} \quad (3.9)$$

$$G_t = 257{,}5 \cdot 118{,}6 \cdot 10^{-3} = 26{,}84 \text{ км/год.}$$

Крутний момент на валу становить:

$$M_e = 9554\frac{N_e}{n_e} \text{ Н·м} \quad (3.10)$$

$$M_e = 9554\frac{128.8}{1100} = 118.7 \text{ Н·м.}$$

Годинну витрату палива в режимі максимального холостого ходу визначають за графічними залежностями, що відображають зміну годинної витрати палива двигуна на режимі максимального холостого ходу від номінальної потужності двигуна.

Побудову регуляторної характеристики двигуна здійснюють з урахуванням нахилу регуляторної гілки. Відповідно до технічних умов на двигуни, нахил регуляторної гілки знаходиться в межах 6–10 %. У зв'язку з цим частоту обертання, що відповідає режиму максимального холостого ходу n_{xx}, визначають із умови:[24]

$$n_{xx} = 1.1 \cdot n_H \quad (3.11)$$

$$n_{xx} = 1.1 \cdot n_H = 1100 \cdot 1.1 = 1200 \text{ об/хв.}$$

При роботи двигуна на режим холостому ході $N_н$=0; e=0.

Для дизельних двигунів, відповідно до наведених залежностей, розрахунки виконують на коректорній характеристиці двигуна в діапазоні частот обертання від $n_н$ з кроком 100…300 об/хв до значень, які на 200…300 об/хв менші за частоту обертання, що відповідає максимальному крутному моменту.

За регуляторною характеристикою в інтервалі частот обертання від $n_н$ до $n_{хх}$ із кроком 10…20 об/хв визначають аналогічні експлуатаційні параметри двигуна. Отримані результати заносять до табл. 3.2.

3.2. Побудова тягової характеристики агрегату при експлуатації

Визначимо по всіх швидкісних режимах роботи на заданих передачах розрахункового ряду послідовно рушійну силу: [23]

$$P_к = \frac{M_e \cdot i_{тр} \cdot \eta_{тр}}{r_к} \text{ кН} \qquad (3.12)$$

де, Ме - крутний момент на валу для заданого швидкісного режиму руху, Н/м;

$i_{тр}$ - загальне передаточне число трансмісії на обраній передачі,

$\eta_{тр}$ - К.К.Д. трансмісії;

$r_к$ - радіус кочення рушія, м.

$$P_{ê} = \frac{1118{,}7 \cdot 68{,}79 \cdot 0{,}95}{0{,}61} = 1119{,}8 \text{ кН}$$

2). Швидкість руху буде становити:[24]

$$V_т = \frac{0{,}377 \cdot r_к \cdot n_d}{i_{тр}} \qquad (3.13)$$

$$V_{ò} = \frac{0{,}377 \cdot 0{,}61 \cdot 1100}{68{,}79} = 3{,}68.$$

Знайдемо дійсну швидкость руху, яка будується з крива буксування залежно від тягового зусилля через відносну силу тяги р, за формулою:

$$p = \frac{P_{кр}}{\varphi \cdot \lambda \cdot G}. \qquad (3.14)$$

$$p = \frac{(119.8 - 17,0)}{0,9 \cdot 1 \cdot 175.5} = 0,74.$$

де φ = 0,9 - коефіцієнт зчеплення з грунтом;

λ = 1 - коефіцієнт навантаження привідних рушіїв;

Зусилля на гаку трактора;

$$P_{кр} = P_к - P_f \qquad (3.15)$$

де, G = 175,1 кН – експлуатаційна вага агрегату.

$$P_f = 0.1 \cdot G = 17.51 \text{ кН};$$

Звідки:

Таблиця 3.2.

Розрахунок показників тягової характеристики

Показники	$P_к$, Н	P	δ
Значення	0	0,000	0,000
	25,000	0,12	0,0012
	50,000	0,33	0,083
	75,000	0,37	0,0122
	100,000	0,56	0,0235
	125,000	0,69	0,0391

Фактичну швидкість агрегату визначимо по формулі: [24]

$$V_д = (1 - \delta) \cdot V_m \text{ км/год} \qquad (3.16)$$

$$V_д = (1 - 0,075) \cdot 3,68 = 3.404 \text{ км/год.}$$

Значення тягової потужності становитиме: [24]

$$N_m = \frac{V_д \cdot P_к}{3600} \text{ кВт} \quad (3.17)$$

$$N_т = \frac{3.404 \cdot 119.8}{3600} = 113.3 \text{ кВт}$$

Питома витрата палива буде: [24]

$$g_e = \frac{G_t \cdot 1000}{N_т} \text{ г/кВт·год} \quad (3.18)$$

$$g_e = \frac{26,84 \cdot 1000}{104} = 257,5. \text{ г/кВт·год.}$$

5) Тяговий к.к.д.: [24]

$$\eta = \frac{N_m}{N}. \quad (3.19)$$

$$\eta = \frac{104}{128,8} = 0,81.$$

Розрахунки представлені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3.

Дані розрахунків для побудови тягової діаграми

n,об/хв	Me, Нм	Ne, кВт	Gm, кг/год	Pк, Н	Vт, м/с	Vд, м/с	Nт, кВт	gт, г/кВт·ч	ηтяг.
1 передача						*iтр=*		*68,79*	
1200	0,00	0,00	6,70	0	4,01	4,01	0,00	52,00	0,00
1175	333,23	40,98	14,32	35699	3,93	3,91	38,82	368,94	0,30
1125	845,23	99,53	25,21	90551	3,76	3,70	92,99	271,10	0,72
1100	1118,69	128,80	30,65	119847	3,68	3,54	118,02	259,75	0,92
900	1258,66	118,57	26,84	134843	3,01	2,78	104,25	257,50	0,81
700	1324,67	97,06	22,37	141915	2,34	2,11	83,03	269,48	0,64
2 передача						*iтр=*		*59,2*	
1200	0,00	0,00	6,70	0	4,66	4,66	0,00	52,00	0,00
1175	333,23	40,98	14,32	30722	4,56	4,55	38,86	368,59	0,30
1125	845,23	99,53	25,21	77927	4,37	4,32	93,46	269,73	0,73
1100	1118,69	128,80	30,65	103139	4,27	4,17	119,61	256,29	0,93
900	1258,66	118,57	26,84	116044	3,50	3,39	109,43	245,30	0,85
700	1324,67	97,06	22,37	122130	2,72	2,62	88,75	252,11	0,69
3 передача						*iтр=*		*51,18*	
1200	0,00	0,00	6,70	0	5,39	5,39	0,00	52,00	0,00
1175	333,23	40,98	14,32	26560	5,28	5,27	38,89	368,30	0,30

Тягово-енергетична характеристика дає змогу визначати раціональні режими функціонування самохідних машин та агрегатів, а також встановлювати взаємозв'язок між їх тягово-швидкісними властивостями, параметрами двигуна, опором робочих органів, витратою пального та продуктивністю. На основі зазначених характеристик також здійснюється аналіз на різних передачах таких показників, як максимальна тягова потужність, оптимальна робоча швидкість, тягове зусилля при максимальній потужності, гранична сила тяги на нижчих передачах, швидкість холостого ходу, різниця швидкостей руху при досягненні максимальної тягової потужності, ступінь буксування, здатність агрегату долати короткочасні перевантаження без перемикання на нижчу передачу, а також характер зміни максимальних значень тягової потужності тощо.[22]

Формується характеристика робочого середовища за умови сталого значення питомого опору робочого органа залежно від сили тяги машини. Для фіксованих значень питомого опору K, виходячи із залежності:[23]

$$P_K = F_{CT} \cdot K \tag{3.20}$$

тоді

$$F_{CT} = \frac{P}{K} \tag{3. 21}$$

Вздовж осі ординат відкладають шкалу значень відповідного параметра, а в якості осі абсцис використовують шкалу значень Pk, отриману з тягової характеристики. За фіксованих значень питомого опору залежність набуває лінійного характеру та проходить через початок координат, тому додатково визначають значення параметра для одного значення Pk, після чого отримані точки наносять на графік і з'єднують з початком координат прямими лініями. Побудову променевої номограми виконують шляхом задання різних значень питомого опору K з таким розрахунком, щоб охопити весь діапазон можливих режимів роботи машини.[24]

У лівому нижньому квадранті системи координат будується номограма для визначення технічної продуктивності машини за різних значень робочої швидкості. При її побудові по осі ординат використовують шкалу параметра, прийняту для правого нижнього квадранта, а по осі абсцис вліво від початку координат відкладають шкалу продуктивності. Побудова виконується на основі залежності:[24]

$$П_т = F \cdot V_P \tag{3.22}$$

де V_p - робоча швидкість агрегату.

За різних значень робочої швидкості в межах можливого діапазону, будують номограму за аналогічним принципом, як і попередню. Вона має вигляд прямих, що виходять із початку координат.

У цьому ж квадранті вздовж осі ординат додатково наносять шкалу питомої витрати палива:

$$g_П = \frac{G_т}{П_т} \tag{3.23}$$

У координатній сітці $П_t$ та g_p виконують криві теоретичних витрат палива на одиницю роботи машини, в залежності від від годинної витрати палива G_t.

Визначимо експлуатаційну продуктивність:[24]

$$П_е = П_т \cdot К_в \tag{3.24}$$

де $К_в$ - коефіцієнт використання агрегата.

Отримане значення експлуатаційної продуктивності відкладають на шкалі продуктивності, після чого через відповідну точку проводять вертикальну пряму,

перпендикулярну до осі абсцис. На цій прямій задають довільний відрізок, а одержану точку з’єднують прямою лінією з точкою, що відповідає технічній продуктивності на осі абсцис.

Далі сформований відрізок рівномірно розмічають у межах K_v=1…0,7, що відповідає прийнятому діапазону мінімальних значень коефіцієнта використання. Після цього точки шкали з’єднують із новим початком координат, а через поділки шкали продуктивності проводять прямі, паралельні похилій лінії.

Висновки до розділу 3

У розділі виконано проєктування операційної технології роботи машинно-тракторного агрегату на базі трактора потужністю **128,8 кВт (175 к.с.)** з номінальною частотою обертання **2100 хв⁻¹**. Розраховано основні тягово-енергетичні показники агрегату з урахуванням його конструктивної маси **14900 кг** та параметрів ходової системи.

Встановлено залежності зміни рушійної сили, швидкості руху, тягової потужності та буксування в межах робочих режимів, що дозволило оцінити ефективність використання енергетичних можливостей трактора.

Отримано тягово-енергетичну характеристику агрегату, яка забезпечує визначення раціональних режимів роботи за критеріями продуктивності та паливної економічності.

Доведено, що застосування графоаналітичного методу дозволяє обґрунтовано вибирати оптимальні режими навантаження та швидкості руху агрегату.

Виконані розрахунки підтверджують доцільність використання тягово-енергетичного підходу для підвищення ефективності експлуатації машинно-тракторних агрегатів та зниження питомих витрат палива.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У результаті виконання роботи проведений аналіз сучасних технологій вирощування та рекультивації насаджень енергетичної верби показав, що існуючі механічні та корчувальні способи не забезпечують повного вилучення кореневої системи при одночасно низькій енергоємності процесу. Встановлено, що сучасні машини провідних виробників (John Deere, Tigercat, Prinoth) мають високу продуктивність, однак не повністю задовольняють вимоги щодо повноти очищення ґрунту та енергетичної ефективності.
2. На основі проведених проєктно-конструкторських розрахунків розроблено конструкцію навісного корчувача для трактора ХТЗ-150К-09. Визначено його основні геометричні, кінематичні та силові параметри, а також виконано обґрунтування гідроприводу. Отримані значення силових параметрів (до **160 кН** за рахунок важільної системи) підтверджують працездатність і ефективність запропонованого технічного рішення.
3. У третьому розділі виконано тягово-енергетичний розрахунок машинно-тракторного агрегату на базі трактора потужністю **128,8 кВт (175 к.с.)** з конструктивною масою **14900 кг**. Встановлено основні залежності зміни тягових і енергетичних показників у робочих режимах, визначено рушійну силу, швидкість руху, тягову потужність, буксування та паливну ефективність.
4. Побудовано тягово-енергетичну характеристику агрегату, яка дозволяє обґрунтовано визначати раціональні режими його роботи за критеріями продуктивності та питомих витрат палива. Показано, що застосування графоаналітичних методів забезпечує підвищення точності оцінки експлуатаційних параметрів та оптимізацію режимів навантаження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Роїк М. В., Сінченко В. М., Фучило Я. Д. Енергетична верба: технологія вирощування та використання. Київ : ІБКіЦБ НААН, 2015. 338 с.
2. Ганженко О. М. Біоенергетичні культури України. Київ : Аграрна наука, 2018. 210 с.
3. Курило В. Л. Енергетичні рослини як джерело біопалива. Київ : НУБіП України, 2017. 180 с.
4. Макух Я. П. Технології вирощування швидкорослих деревних культур. Київ : НААН України, 2019. 256 с.
5. Ременюк С. О. Біоенергетика агропромислового виробництва. Київ : Аграрна наука, 2020. 312 с.
6. Гончарук Г. С. Енергетична верба в системі біоенергетики України. Київ : ІБКіЦБ НААН, 2018. 198 с.
7. Фурса А. В. Ресурсний потенціал біомаси в Україні. Київ, 2019. 220 с.
8. Сторожик Л. І. Технологічні аспекти вирощування енергетичних культур. Київ, 2017. 176 с.
9. Тараріко О. Г. Енергозберігаючі технології в аграрному виробництві. Київ : Аграрна наука, 2016. 288 с.
10. https://www.deere.com/en/forestry-and-logging/
11. https://www.tigercat.com/product/tci-920-dozer/
12. https://www.prinoth-vegetationmanagement.com/en-us/applications/stump-removal
13. Кушнарьов А. С. Ґрунтообробні машини та знаряддя. Харків : ХНАУ, 2015. 240 с.
14. Надикто В. Т. Сільськогосподарські машини. Київ : Урожай, 2014. 520 с.
15. Булгаков В. М., Головач І. В. Інженерна механіка машин АПК. Київ : Аграрна наука, 2013. 410 с.

16. Ловейкін В. С. Теорія сільськогосподарських машин. Київ : Вища школа, 2012. 380 с.

17. Шараєв О. О. Оптимізація режимів роботи ґрунтообробних і корчувальних машин. Київ, 2021. 145 с.

18. Ляшко А. П. Розрахунок сільськогосподарських машин. Київ, 2018. 260 с.

19. Артьомов М. П. Машини для рекультивації земель. Харків, 2017. 198 с.

20. Журавель Д. П., Паламарчук І. П., Уманський С. М., Паламарчук В. І. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : підручник. Мелітополь : ТДАТУ, 2021. 424 с.

21. Григоров О. В. Механізація меліоративних робіт. Київ, 2016. 220 с.

22. Булгаков В. М. Теорія експлуатаційних властивостей машин і машинно-тракторних агрегатів. Київ : Аграрна освіта, 2010. 256 с.

23. Надикто В. Т. Трактори та автомобілі. Київ : Аграрна освіта, 2011. 592 с.

24. Лебедєв А. Т. Експлуатація машинно-тракторного парку. Київ : Вища освіта, 2004. 447 с.

ДОДАТКИ