

Студентська наукова робота
за спеціальністю «Галузеве машинобудування (машини аграрно – лісового та
транспортного комплексів)», розділ конкурсу
“Технічне оснащення об’єктів агробізнесу”

*Розроблення та дослідження ручної землерийної
машини*

Шифр: “Землерийна машина”

2019

Зміст

План роботи.....	3
Вступ	4
1 Огляд та аналіз взаємодії робочого органу з ґрунтом землерийних машин динамічної дії	5
2 Огляд та аналіз останніх досліджень та публікацій.....	15
3 Теоретичне дослідження ручної землерийної машини.....	17
3.1 Визначення частот і форм власних коливань ручної землерийної машини	17
3.2 Динаміка механізму привода ручної землерийної машини.....	21
Висновки.....	28
Список літератури	29

План роботи

Вступ

1 Огляд та аналіз взаємодії робочого органу з ґрунтом землерийних машин динамічної дії

2 Огляд та аналіз останніх досліджень та публікацій

3 Теоретичне дослідження ручної землерийної машини

 3.1 Визначення частот і форм власних коливань ручної землерийної машини

 3.2 Динаміка механізму привода ручної землерийної машини

Висновки

Вступ

Землерийна техніка, у більшості країн світу, займає одне із ведучих місць серед самохідної і причіпної техніки різного призначення, починаючи від підводних пристроїв і закінчуючи космічними.

Науково-технічні принципи створення такої техніки полягають в використанні передових високошвидкісних низькоенергоємних технологій і мобільної техніки для руйнування природних та штучних середовищ (грунтів, порід, мулів, залізобетонів, цегли тощо) в різних умовах (наземних – дорожніх, оброблення сільськогосподарських земель, інженерно-військових і аварійно-рятувальних роботах, очистка ґрунтів від забруднень, меліорація, іригація, створення траншей, каналів, котлованів, окопів, сховищ тощо; підземних – видобування корисних копалин та інших видів зайнятості).

При розробленні міцних ґрунтів одним із основних напрямів є удосконалення машин безперервної дії побудованих на принципах динамічного руйнування та хвильової теорії деформації ґрунтів.

При роботі існуючих типових металевих безперервної дії їх робочі органи, при розробленні ґрунтів, здійснюють перемішування їх частинок з різним зарядом енергії, в результаті чого здійснюється непродуктивне додаткове перемішування ґрунту. Тому, створення машин робочі органи яких будуть розділяти потоки зруйнованого ґрунту і видаляти його з вибою ґрунтовиносними елементами окремо є досить актуальним.

Задачі, які вирішуються в роботі це зниження опору різання та викидання ґрунту при його руйнуванні робочими органами з розділеними потоками виносу ґрунту; розроблення нових конструкцій ґрунтовиносних елементів, порівняння їх ефективності.

Дана наукова робота і направлена на розроблення та дослідження ручної землерийної машини з робочим органом, який міг би здійснювати

процес руйнування ґрунту з розділенням його на потоки і подальше транспортувати його із вибою ґрунтовиносними елементами роздільно.

1 Огляд та аналіз існуючих конструкцій землерийних машин динамічної дії

При роботі машин безперервної дії екскавація розробленого ґрунту здебільшого здійснюється метальниками різноманітного типу. Існуючі робочі органи машин безперервної дії можна класифікувати двома типами: з метальником та без метальника.

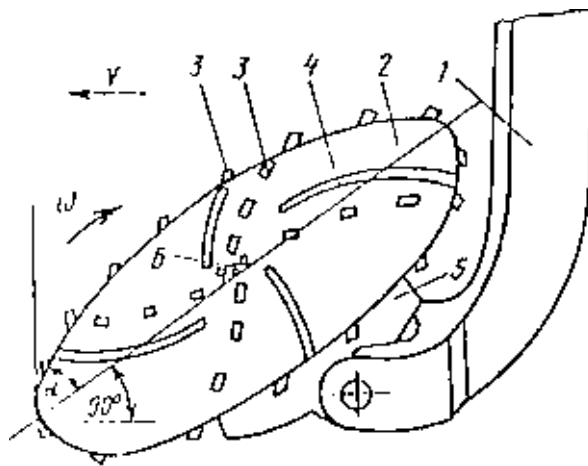
В наш час широке розповсюдження отримали лопатеві, роторні і роторно-лопатеві метальники, що застосовуються на землерийних машинах. Однак, використання таких метальників пов'язане з великими затратами енергії на тертя розробленого ґрунту по нерухомому кожуху. Питаннями зниження цих витрат займалися багато вчених.

Дослідження роторних метальників з дисковими евакуаторами показали, що у порівнянні з роторно-лопатевими метальниками з нерухомим кожухом, такий тип метальників дозволяє знизити енергоємність транспортування ґрунту на 40...50%.

Значний інтерес являють собою безлопатеві метальники, в яких розгін ґрунту відбувається за рахунок дії сил тертя по внутрішній поверхні ротора, що обертається, а його розвантаження – шляхом зміни напрямку руху потоку ґрунту

Робочий орган землерийної машини, який має встановлений на вертикальному стояку 1 диск 2 з ріжучими елементами 3, що розташовані по його периферії і на площини диску, та транспортувальними елементами 4 у вигляді лопатей і привід 5 який зображено на рисунку 1.1. Диск 2 встановлено під кутом α до повздовжньої осі машини з нахилом у бік, зворотній напрямку її руху. Ріжучі 3 транспортувальні 4 елементи

розташовані по радіальним кривим, які звернуті випуклістю проти обертання диска 2, при цьому відстань від транспортувальної лопаті 4 до ріжучого елемента 3 збільшується до периферії диска. Крім того транспортувальні елементи 4 виконані з пружного матеріалу і на площині диска 2 закріплені радіально; консольні з незакріпленою частиною. В результаті руху стояка 1 зі швидкістю базової машини v і обертання вала приводу 5 з кутовою швидкістю ω диск 2 розроблює ґрунт ріжучими елементами 3 та конусним центральним обтікачем 6. При обертанні диска 2 з кутовою швидкістю ω ґрунт під дією відцентрової сили притискається до стінки траншеї і переноситься транспортувальним елементом 4 до зони викидання. Незакріплена частина транспортувального елемента 4 згинається під дією сили тяжіння ґрунту та сили тертя лопаті по стінкам вибою. В зоні викидання обмежуюча дія стінки вибою та сили тертя припиняється і ґрунт виноситься з вибою. В цей момент частинці ґрунту надається додатковий імпульс, який породжений силою пружності транспортувального елемента 4.



Рисунку 1.1 – Дісковий робочий орган землерийної машини

Недоліком даного технічного рішення є те, що відбувається змішування частинок ґрунту з різним зарядом енергії, що приводить до погіршення просування ґрунту по транспортувальній лопаті, отже до

утрудненого виносу ґрунту із вибою і непродуктивним витратам на змішування ґрунту.

Устаткування, в якому робочий орган складається з обода діаметрально розташованих спиць та маточини, на ободі та спицях робочого органу на яких встановлені різальні елементи. За робочим органом встановлено дисковий металник, обладнаний транспортувальними елементами у вигляді лопатей, які розташовані радіально на лобовій площині диску. Даний пристрій зображено на рисунку 1.2.

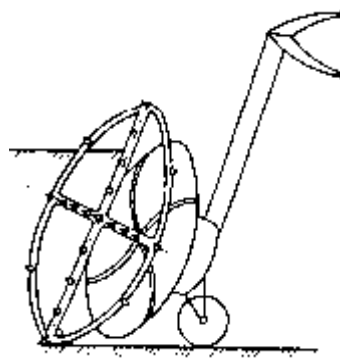


Рисунок 1.2 – Робочий орган землерийної машини з дисковим металником

Ґрунт розробляється різальними елементами робочого органу, поступає на транспортувальний елемент під дією сили ваги і виноситься із вибою транспортувальними лопатями.

Відомий землерийний механізований інструмент, який складається з електродвигуна, ланцюгової передачі, черв'ячного редуктора, пари опорно-ходових коліс та робочого обладнання. Всі складальні вузли закріплюються безпосередньо до корпусу редуктора.

Робоче обладнання інструменту складається з корпусу, валу, ротора та кожуха. Ротор представляє собою диск з шістьма жорстко закріпленими на ньому по колу транспортувальними елементами. На кінцях трьох з них встановлені ґрунторуйнуючі елементи диференційної дії, що виконані у вигляді ножів зіркоподібної форми і закріплені з можливістю вільного обертання відносно своїх осей, що нахилені до площини обертання ротора.

Використовувати даний механізований інструмент доцільно на слабких ґрунтах.

Нами удосконалений процес робочого органу, який містить установлену на привідному валу маточину зв'язану з шістьма діаметрально розбіжними транспортувальними елементами (лопатами) 1, які обладнані різальними елементами 2, приєднаними до ободу 3 і зображені на рисунку 1.3. Лопать 1 виконана у вигляді прямокутника 5, який однією стороною 6 прикріплений до маточини 7, другою – зв'язаний з ободом 3, а боковими сторонами 8 – до різальних елементів 2, та по своїх твірних з ґрунтовиносними елементами 4, виконаних у вигляді частини конуса.

Від привідного валу, на маточину передається крутний момент, який викликає обертання робочого органу з певною кутовою швидкістю. Робочий орган заглиблюється у вибій на глибину меншу, ніж його діаметр.

При горизонтальній подачі різальні елементи заглиблюються в ґрунт,

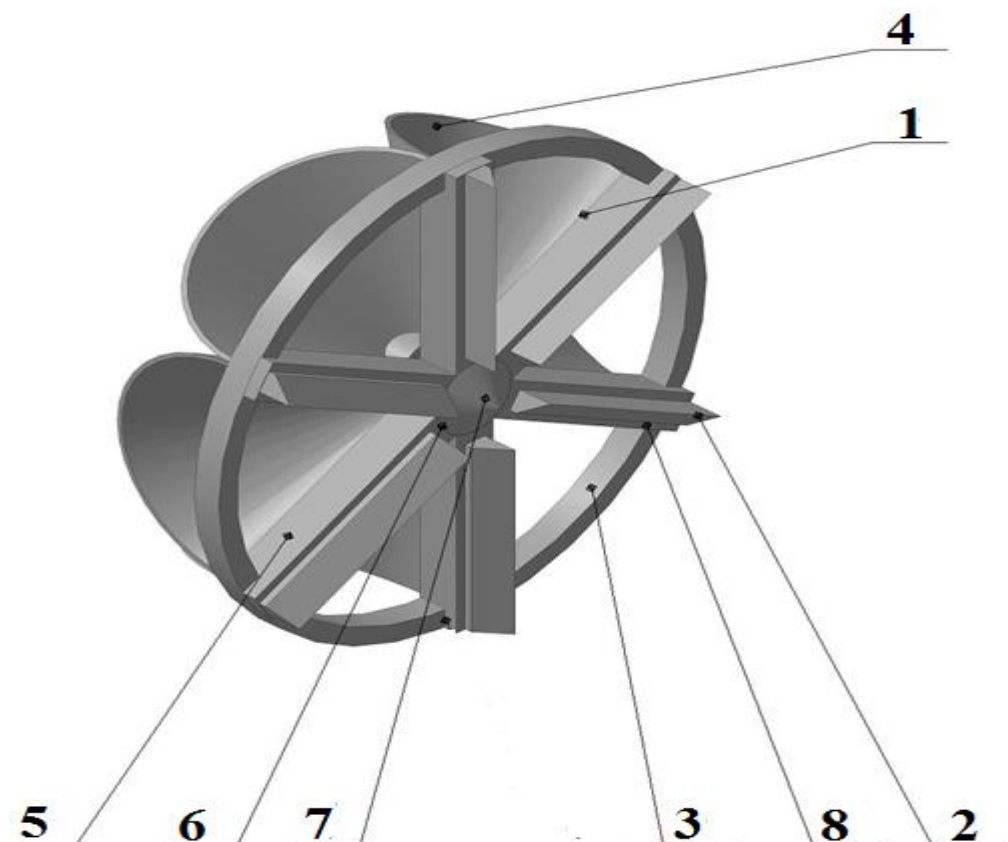


Рисунок 1.3 – Робочий орган землерийної машини з розділеними потоками виносу ґрунту

руйнуючи його. При розробленні ґрунту між лобовою частиною вибою та робочим органом утворюється замкнений простір, до якого надходить зруйнований різальними елементами ґрунт.

Винос ґрунту з вибою чиниться під дією відцентрових сил. Ґрунт прямує до периферії робочого органу та утримується стінками вибою. При виході на денну поверхню вибою чиниться метання ґрунту. При транспортуванні ґрунт поділяється на два потоки. Ґрунт, який потрапляє на плоску частину транспортувальних елементів під дією відцентрових сил виноситься з вибою. Однак, ґрунт, який має малу кінетичну енергію (отже і малу швидкість), не встигає пройти весь шлях від центру робочого органу до периферії, крім того робочий орган має ще і поступальний рух, потрапляє в конічну частину ґрунтовиносних елементів, де одержує додат-

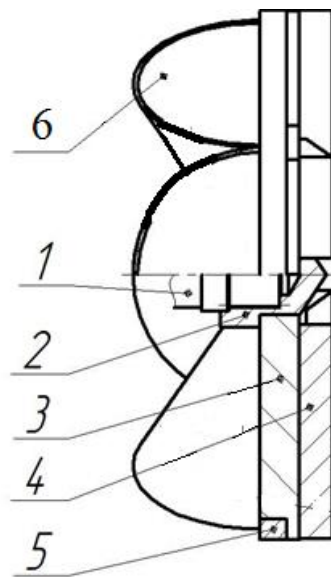


Рисунок 1.4 – Схема робочого органу землерийної машини (розріз):

1 – вал привідний; 2 – маточина; 3 – транспортувальні лопаті; 4 – різальні елементи; 5 – обід; 6 – ґрунтовиносні елементи

ковий заряд енергії і по твірній рухається до периферійної частини робочого органу і транспортується із вибою через відкриті основи конусу.

У даному випадку створюються направлені потоки ґрунту, тим самим знижуються енергетичні витрати на непродуктивне змішування ґрунту, розробленого робочим органом, при його транспортуванні.

На удосконалений робочий орган землерийної машини нами отриманий патент України [16].

В ході аналізу існуючих конструкцій робочих органів безперервної дії землерийних машин зроблено висновок, що у відомих робочих органів відбувається змішування частинок ґрунту з різним зарядом енергії, що приводить до погіршення просунення ґрунту по транспортувальному елементу, отже до утрудненого виносу ґрунту із вибою і непродуктивним витратам на змішування ґрунту.

На основі удосконаленого робочого процесу нами розроблена ручна землерийна машина безперервної дії з направленим потоком зруйнованого ґрунту, котра зображена на рисунках 1.5 – 1.11 і захищена патентом України на корисну модель [17], а також подана заявка на винахід.

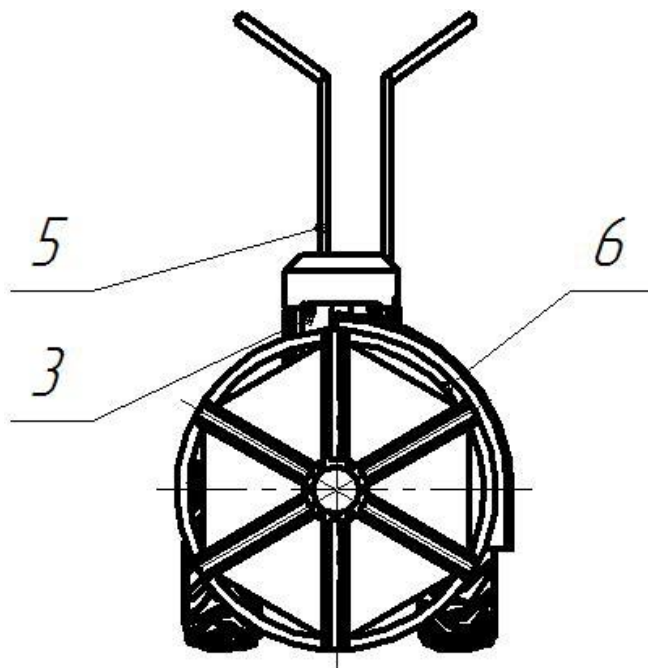


Рисунок 1.5 – Ручна землерийна машина – вигляд спереду

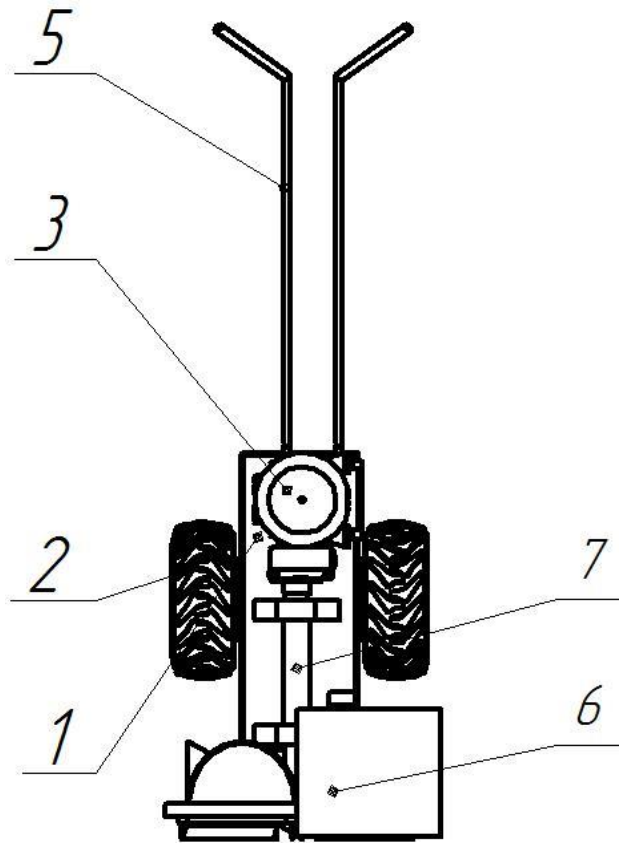


Рисунок 1.6 – Ручна землерийна машина – вигляд зверху

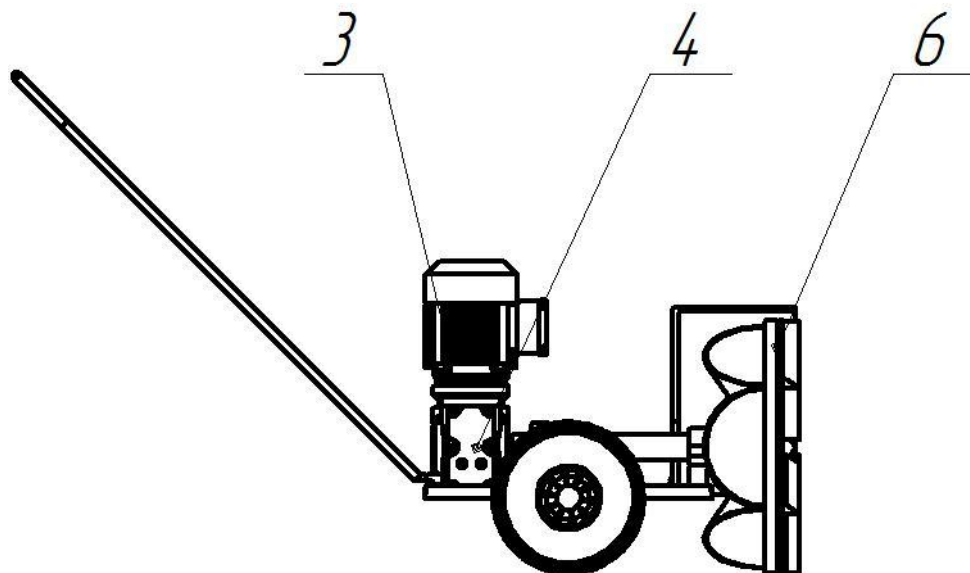


Рисунок 1.7 – Ручна землерийна машина – вигляд з боку

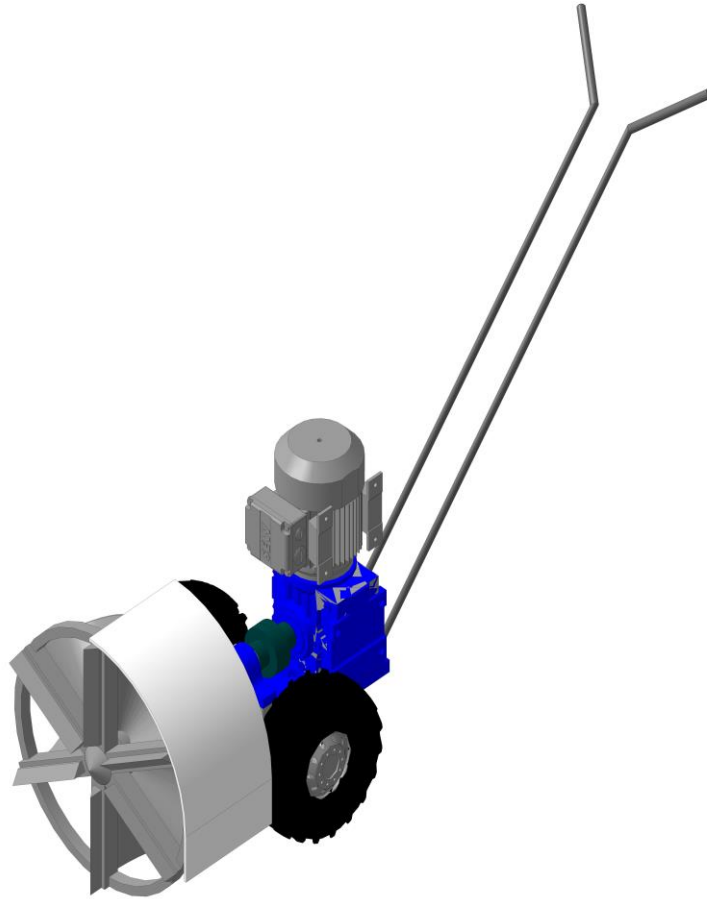


Рисунок 1.8 – Ручна землерийна машина – модель 3D

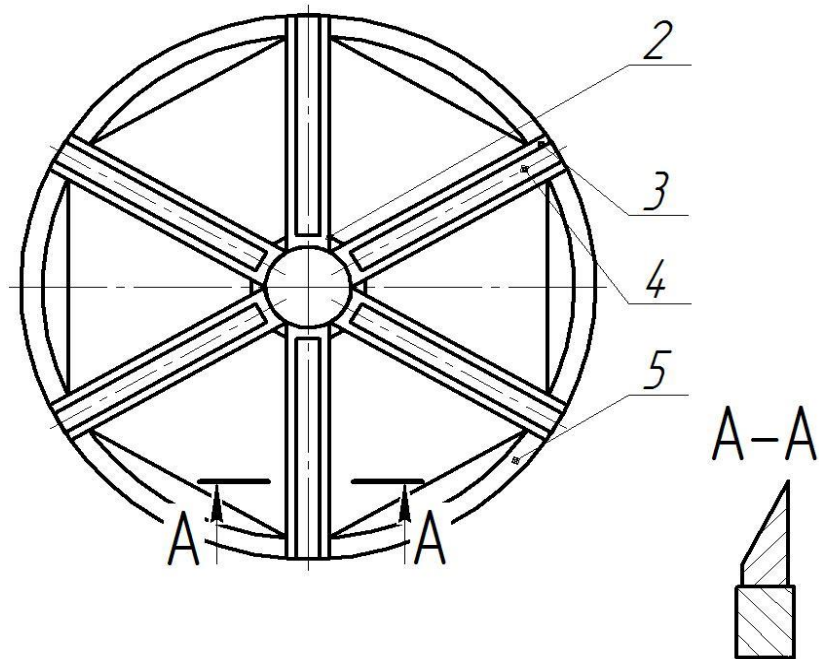


Рисунок 1.9 – Робочий орган землерийної машина
безперервної дії – вигляд спереду

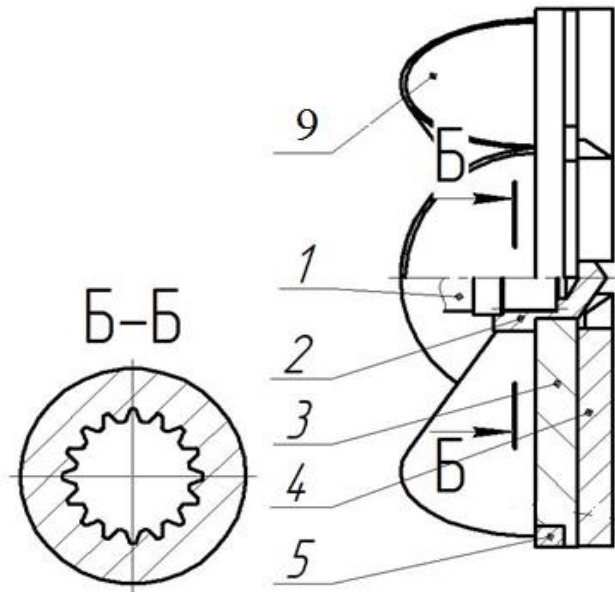


Рисунок 1.10 – Робочий орган землерийної машина безперервної дії – вигляд з боку: 1 – вал привідний; 2 – маточина; 3 – транспортувальні елементи; 4 – ножі; 5 – обід; 9 – ґрунтовносні елементи

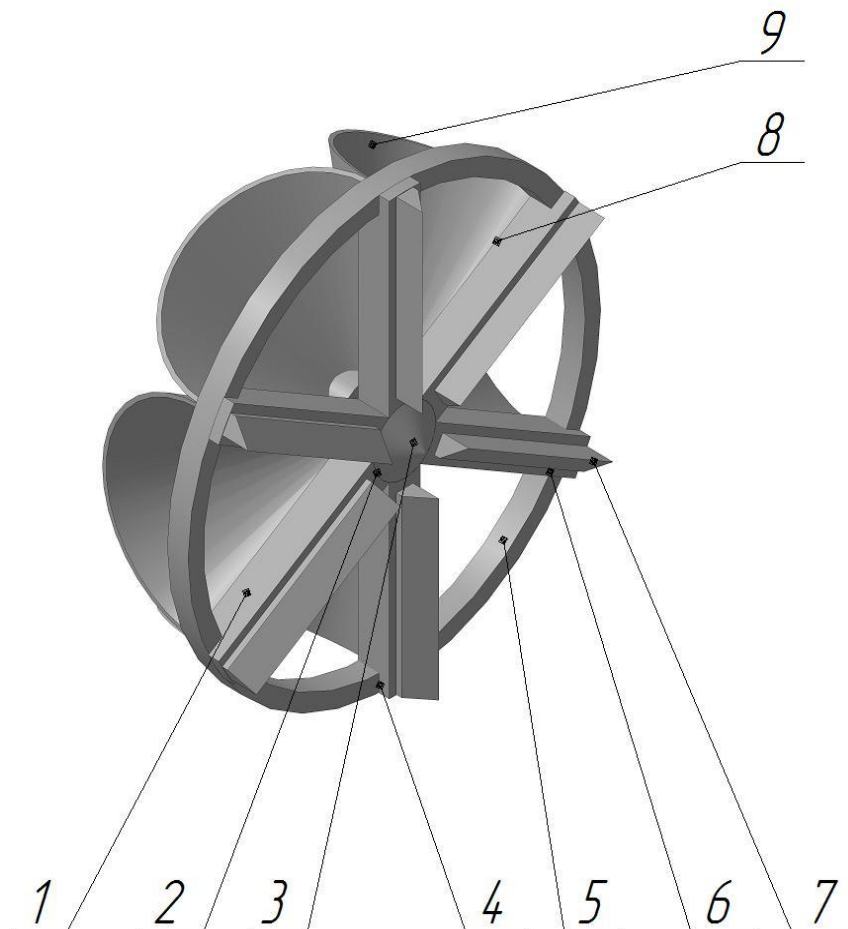


Рисунок 1.11 – Загальний вигляд робочого органу землерийної машина безперервної дії – модель 3D

Ручна землерийна машина містить раму 1 (рис.1.5 – 1.8) з опорними колесами 2, двигун 3, редуктор 4 (рис. 1.7, 1.8), рукоять керування 5 та робочий орган 6, який з'єднаний валом 7 з двигуном 3.

Робочий орган землерийної машини (рис. 1.9, 1.10) містить встановлену на привідному валу 8 маточину 9, до якої прикріплені шість діаметрально розбіжних транспортувальних лопатей прямокутної форми 10, котрі обладнані різальними елементами (ножами) 11, приєднаними до обода 12 та по своїх твірних – до транспортувальних елементів 13.

Транспортувальна лопать 10 (рис. 1.11) виконана у вигляді прямокутника, який однією стороною прикріплений до маточини 9, другою – до обода 12, а боковими сторонами з'єднаний з ножем 11 та по своїх твірних – з транспортувальним елементом 13, виконаним у вигляді частини еліптичного конуса.

Ручна землерийна машина безперервної дії працює наступним чином.

При вмиканні двигуна 3 (рис.1.5 – 1.8), який кріпиться до корпусу редуктора 4, крутний момент через вал 7 передається на маточину 9 (рис.1.10) і приводиться в рух робочий орган 6 (рис.1.5 – 1.8). Ручна землерийна машина переміщується за допомогою мускульної сили оператора, яка прикладається до рукояті керування 5.

Робочий орган 6 заглиблюється у вибій на глибину, меншу, ніж його діаметр. Робочому органу 6 надають горизонтальну подачу, при якій різальні елементи (ножі) 11 (рис. 1.10) заглиблюються в ґрунт, руйнуючи його. В процесі роботи між лобовою частиною вибою та робочим органом створюється замкнутий простір, до якого поступає зруйнований різальними елементами (ножами) 11 ґрунт.

Кінетична енергія зруйнованого ґрунту різна і залежить від місця розташування його на робочому органі. Частки ґрунту, які розташовані даліше від центру робочого органу, мають більшу кінетичну енергію.

Потім ґрунт потрапляє на транспортувальні прямокутні лопаті 10 і під дією відцентрових сил переміщується до периферії робочого органу, а при виході на денну поверхню вибою здійснюється його метання. У свою чергу ґрунт, який має недостатню кінетичну енергію, потрапляє в конічну частину 13 (рис. 1.10, 1.11) робочого органу 6 (рис.1.5 – 1.8), де отримує додатковий заряд енергії, і після цього починається його метання.

Запропонована прямокутна форма транспортувальних лопатей 10 (рис.1.10), суцільні ножі 11 та встановлення шести (рис.1.10) (замість традиційно прийнятих чотирьох) діаметрально розбіжних транспортувальних лопатей 10 покращує можливість просування ґрунту по лопатях і ножах, що дає можливість значно більшій частині зруйнованого ґрунту отримувати достатній заряд кінетичної енергії для його метання і при цьому значно знизити енергоємність процесу та підвищити продуктивність.

Використання ручної землерийної машини дозволить успішно виконувати розроблення траншей під різноманітні комунікації в обмежених міських умовах, де неможливо або неефективно використовувати інші більш габаритні машини.

2 Огляд та аналіз останніх досліджень та публікацій

В машинах безперервної дії, на протязі всього часу роботи в вибої, робочий орган безпосередньо взаємодіє з ґрунтом і всі технологічні операції виконуються водночас. Машини безперервної дії при роботі виконують два процеси: процес різання ґрунту в вибої та процес екскавації (видалення) ґрунту з зони його руйнування і викиданням з вибою. На даний час, ще не існує теорії яка б об'єднувала ці два процеси разом – сучасні теорії розглядають їх окремо.

Дослідженню процесів розроблення ґрунтів машинами циклічної і безперервної дії присвячені наступні роботи Ю.А. Ветрова [1], В.Л. Баладінського [2, 3], А.М. Зеленіна [4], В.П. Горячкіна [5], М.Г. Домбровського [6], В.К. Руднева [7], В.І. Баловнева [8, 9, 10], А.М. Холодова [11], Л.Є. Пелевіна [12], Л.А. Хмари [10], О.М. Гаркавенка [13], Є.В. Горбатюка [12]. Із іноземних робіт необхідно відмітити Н.Бернакса [14].

Із названих робіт необхідно виділити наступні роботи, які найбільшу цікавість представляють. Баладінський В.Л. [2] розробив теорію динамічного руйнування ґрунтів, в якій вивів залежності за допомогою яких можна визначити фізико-механічні властивості ґрунтів для подальшого вирахування сили опору ґрунту руйнуванню.

Баловнев В.І. [9] розробив теоретичні основи фізичного моделювання робочих процесів, які виконують будівельні і дорожні машини. Запропонована методика дає можливість оптимізувати основні параметри машин, а також оцінити перспективність нових рішень за результатами лабораторних випробувань.

Гаркавенко О.М. [13] розробив новий принцип більш продуктивного розроблення ґрунтів швидкісними дисковими робочими органами, який дає можливість зменшити енергозатрати на руйнування середовища за рахунок підрізання вибою та його руйнації.

Для отримання більш достовірних результатів, при розробленні математичних моделей для дослідження динаміки ручної землерийної машини, нами розглядаються механічні коливальні системи у тісному взаємозв'язку з електромагнітними процесами в електроприводі [14 – 15]. Враховуюче сказане, нами розроблена математична модель для дослідження динамічних процесів, з використанням математичного застосунку MathCAD, яка включає як диференціальні рівняння руху привідної системи землерийної машини так і диференціальне рівняння

електромагнітних явищ в електродвигуні.

Метою роботи є висвітлення результатів математичного моделювання коливальних процесів, з використанням застосунку MathCAD, при роботі ручної землерийної машини та визначення динамічних навантажень на її елементи.

3 Теоретичне дослідження ручної землерийної машини

3.1 Визначення частот і форм власних коливань ручної землерийної машини

Вимоги, пропоновані до точності розрахунку сучасних механічних систем, зобов'язують урахувати власні коливання окремих елементів і системи в цілому в зв'язку з тим, що в результаті збігу частот власних та змушених коливань виникають резонансні явища, які викликають значні динамічні навантаження, котрі знижують довговічність конструкцій.

У цей час, при розрахунку ручних землерийних машин на статичну й утомлену міцність власні коливання конструкцій не враховуються. Однак несучу здатність землерийних машин можна підвищити, якщо у розрахунках при їх проектуванні враховувати їхні амплітудно-частотні характеристики.

Отже, визначення частот і форм власних коливань елементів конструкцій ручних землерийних машин дозволяє зіставити ці частоти зі змушеними частотами, мати дані про навантаженість механічної системи й тим самим служити частиною вихідних даних для створення оптимальних конструкцій, що мають параметри, які забезпечують нормальну роботу всіх коливних ланок у режимі, досить віддаленому від резонансу.

У свою чергу при складанні рівнянь динаміки ручних землерийних машин і визначення динамічних навантажень в елементах конструкцій, у деяких випадках, необхідно обчислювати частоти й форми власних коливань систем, що розглядаються.

У [2, 9, 11] встановлено, що в завданнях динаміки споруджень важливе значення має частота основного тону власних коливань. Тому незважаючи на те, що механічна система має нескінченне число ступенів вільності, для більшості інженерних завдань переважне значення має основна частота коливань і значно меншою мірою її обертони.

Сучасні землерийні машини являють собою пружну багатомасову систему, що володіє нескінченним числом ступенів вільності. Однак можна виділити найбільш характерні елементи: це рама землерийної машини, робочий орган та його привід.

Розглянемо, нами спроектовану, ручну землерийну машину. Якщо не враховувати податливості нерухомої частини землерийної машини (рама), вважаючи, що вона має велику жорсткість, розрахункову схему землерийної машини з приводом можна представити у вигляді двомасової пружної системи (рис.3.1).

На схемі (рис.3. 1) здійснення приводу землерийної машини передбачається за допомогою електродвигуна. Елементи обертових частин приводу, робочий орган, які володіють значними жорсткостями й невеликими довжинами, приймаємо як ланки із зосередженими масами.

На розрахунковій схемі (див. рис.3. 1) прийняті наступні позначення:

де J_1 – зведений до робочого органу момент інерції ротора електродвигуна; J_2 – момент інерції робочого органу; $\varphi_1 = g(t)$, $\varphi_2 = h(t)$ – кути повороту відповідно першої і другої мас (кути відліку); C – приведений коефіцієнт жорсткості елементів приводу.

Приведення всіх мас приводу, жорсткостей пружних ланок, а також сил робимо до осі обертання робочого органу.

Розв'язання рівнянь руху зводиться до розгляду коливань пружної системи при певних крайових умовах завдання.

При переміщеннях (кутах повороту) $\varphi_1 = g(t)$, $\varphi_2 = h(t)$ рівняння руху для кожної маси визначають вільні (власні) коливання системи:

$$J_1 g(t)'' + C(g(t) - h(t)) = 0; \quad (3.1)$$

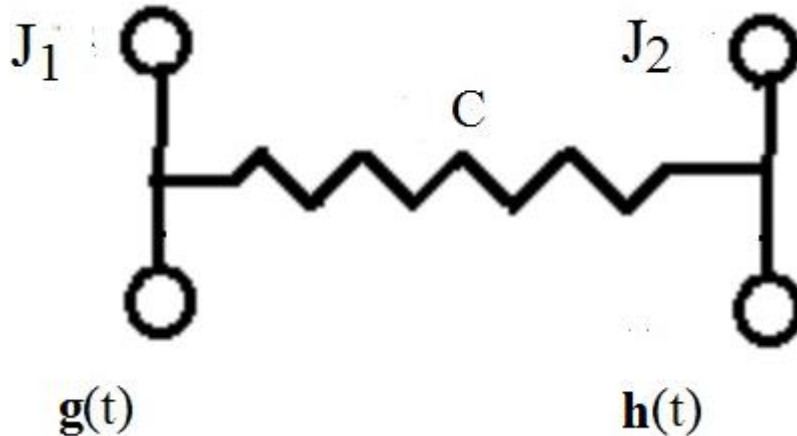


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема двомасової пружної системи механізму привода ручної землерийної машини

$$J_1 g(t)'' - C(g(t) - h(t)) = 0. \quad (3.2)$$

Так як система здійснює гармонічні коливання, то виконуємо наступну заміну

$$g(t) = g(t) \cos \omega t \quad (3.3)$$

$$h(t) = h(t) \cos \omega t \quad (3.4)$$

Тоді рівняння (3.1) і (3.2) після диференціювання будуть мати вигляд

$$-J_1 g(t) \omega^2 \cos \omega t + C[g(t) - h(t)] \cos \omega t = 0; \quad (3.5)$$

$$-J_2 h(t) \omega^2 \cos \omega t - C[g(t) - h(t)] \cos \omega t = 0. \quad (3.6)$$

Рівняння (3.5) і (3.6) запишемо наступним чином, скоротивши всі члени рівняння на $\cos \omega t$

$$(C / J_1 - \omega^2) g(t) - (C / J_1) h(t) = 0; \quad (3.7)$$

$$-(C / J_2) g(t) + (C / J_2 - \omega^2) h(t) = 0, \quad (3.8)$$

де ω – колова частота власних (вільних) коливань, с^{-1} . $\frac{\omega}{2\pi} = f$;
 f – частота коливань, Гц.

Рівняння (3.7) і (3.8) запишемо в матричному вигляді, замінив $\omega^2 = \lambda$,
де λ – власне число.

$$\begin{bmatrix} \frac{C}{J_1} - \omega^2 & -\frac{C}{J_1} \\ -\frac{C}{J_2} & \frac{C}{J_2} - \omega^2 \end{bmatrix} = 0; \quad (3.9)$$

$$\begin{bmatrix} a_{11} - \lambda & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} - \lambda \end{bmatrix} = 0 \longrightarrow \lambda \quad (3.10)$$

Для визначення частот власних коливань механізму привода ручної землерийної машини запишемо наступні вирази

$$A = \begin{bmatrix} \frac{C}{J_1} & -\frac{C}{J_1} \\ -\frac{C}{J_2} & \frac{C}{J_2} \end{bmatrix}; \quad E = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3.11)$$

$$A - \lambda E = 0 \longrightarrow \lambda \quad (3.12)$$

Рішення матричного виразу (3.12) і отримання частот власних коливань механізму привода ручної землерийної машини виконуємо з використанням математичного застосунку MathCAD.

Вихідні параметри для ручної землерийної машини наступні:
 $J_1 = 0,03 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_2 = 0,0062 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $C = 8658 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$.

$$\underline{J_1} := 0.03 \quad \underline{J_2} := 0.0062 \quad \underline{C} := 8658$$

$$\underline{A} := \begin{pmatrix} \frac{8658}{0.03} & -\frac{8658}{0.03} \\ -\frac{8658}{0.0062} & \frac{8658}{0.0062} \end{pmatrix} \quad \omega := \sqrt{\lambda} \quad \lambda := \text{eigenvals}(A) \quad \omega^2 := \lambda$$

$$f := \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \quad \omega = \begin{pmatrix} 0 \\ 1.298 \times 10^3 \end{pmatrix}$$

$$f = \begin{pmatrix} 0 \\ 206.598 \end{pmatrix}$$

$$f_{\text{vib}} := \frac{\sqrt{\text{eigenvals (A)}}}{2 \cdot \pi} \quad f = \begin{pmatrix} 0 \\ 206.598 \end{pmatrix}$$

У результаті розрахунку отримано основну частоту власних коливань механізму привода ручної землерийної машини $f = 207$ Гц.

Отже, отримані результати аналітичних досліджень дають можливість враховувати частоти власних коливань механізму привода ручної землерийної машини та в цілому машини на попередньому етапі його проектування.

3.2 Динаміка механізму привода ручної землерийної машини

Розроблення ґрунтів землерийними машинами набуває все більшого розповсюдження. Цим і пояснюється наявність в даний час значної кількості землерийної техніки. Як уже говорилося, відсутність ж уточненої методики розрахунку сучасних землерийних машин, в тому числі і ручних, для різання і екскавації ґрунтів, ускладнює їхнє проектування і експлуатацію.

Перехідні процеси, що мають місце у роботі привідних механізмів землерийних машин, значною мірою визначають динамічні навантаження в елементах розглянутих систем. На динаміку процесів пуску й зупинення механізму привода землерийної машини істотно впливають інерційні й жорсткісні параметри елементів. При розгляді динамічних явищ, які

виникають під час пуску привода землерийної машини, за основний випадок умов навантаження системи приймемо поворот робочого органу з максимальним його навантаженням.

Для розгляду навантаження механізму привода землерийної машини під час пуску привідного механізму приводим розрахункову схему, що зображена на рисунку 3.2.

Рівняння руху запишемо в такому вигляді:

$$J_1 \varphi_1'' + C(\varphi_1 - \varphi_2) + v(\varphi_1' - \varphi_2') = M(t); \quad (3.13)$$

$$J_2 \varphi_2'' - C(\varphi_1 - \varphi_2) - v(\varphi_1' - \varphi_2') = -M_o, \quad (3.14)$$

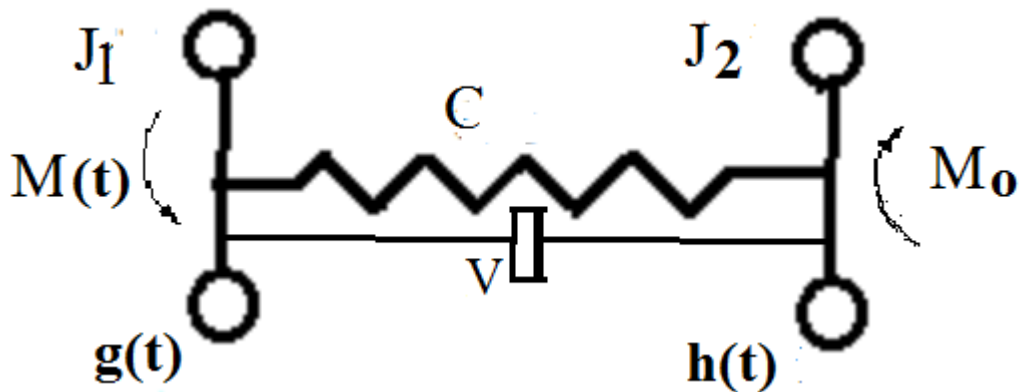


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема навантаження механізму привода землерийної машини під час пуску привідного механізму

момент електродвигуна виразимо диференціальною залежністю [15]

$$M(t) = A_0 u + A_1 M'(t) + A_2 u^2 g'(t), \quad (3.15)$$

де $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_1', \varphi_2'$ – кутове переміщення і кутова швидкість мас J_1 і J_2 у напрямку повороту; v – коефіцієнт, що характеризує загасання; M_o – момент, який створює сумарна сила опору, що діє на робочий орган і приведений до його осі обертання $M_o = P_o u = 70 \cdot 2 = 140$ Н·м; $C = 8658$ Н·м/рад; P_o – сумарна сила опору; $u = 2$ – передавальне число привода; A_0, A_1, A_2 – постійні електродвигуна. Значення постійних визначаються

виразами:

$$A_0 = \frac{2M_k}{S_k}; A_1 = \frac{1}{\omega_0 S_k}; A_2 = \frac{2M_k}{\omega_0 S_k}, \quad (3.16)$$

де M_k – критичний момент двигуна; S_k – критичне ковзання ротора; ω_0 – синхронна кутова швидкість двигуна; t – час.

Початкові умови представимо у вигляді

$$(t = 0) \quad \varphi_{10} = 0, \quad \varphi_{20} = 0; \quad \varphi_{10}' = 0, \quad \varphi_{20}' = 0, \quad M_0 = 0. \quad (3.17)$$

Для зручності рішення на ЕОМ системи рівнянь, з використанням застосунок MathCAD, приводимо її до такого вигляду із подальшою заміною $\varphi_1 = g(t)$; $\varphi_2 = h(t)$; $\varphi_1' = o(t)$; $\varphi_2' = b(t)$:

$$J_2 h''(t) - C [g(t) - h(t)] - v [g'(t) - h'(t)] = -M_o;$$

$$M(t) = A_0 u + A_1 M'(t) + A_2 u^2 g'(t).$$

$$g'(t) = o(t);$$

$$o'(t) = -\frac{C}{J_1} g(t) - \frac{v}{J_1} o(t) + \frac{C}{J_1} h(t) + \frac{v}{J_1} b(t) + \frac{1}{J_1} M(t);$$

$$h'(t) = b(t); \quad (3.18)$$

$$M'(t) = -\frac{A_2 u^2}{A_1} g'(t) + \frac{1}{A_1} M(t) - \frac{A_0 u}{A_1}.$$

Після підстановки даних взятих із таблиць 3.1 і 3.2 отримаємо

$$g'(t) = o(t);$$

$$o'(t) = 33,3M(t) - 288600g(t) - 27704000o(t) + 288600h(t) + 27704000b(t);$$

$$h'(t) = b(t); \quad (3.19)$$

$$b'(t) = 1396452g(t) + 129212903o(t) - 1396452h(t) - 129212903b(t) - 22581;$$

$$M'(t) = -182M(t) - 33840o(t) + 1436364.$$

Розв'язання системи рівнянь (3.19) робимо для механізму привода ручної землерийної машини, що має параметри, наведені в таблиці 3.1.

Обчислені значення постійних A_0 , A_1 , A_2 для робочої характеристика електродвигуна наведені в таблиці 3.2.

В результаті розв'язання системи рівнянь одержуємо значення моменту електродвигуна, кутові переміщення, швидкості, а також прискорення його

ротора та обертаючих мас привода.

Побудований за виконаними розрахунками графік зміни моменту

Таблиця 3.1 – Параметри ручної землерийної машини

Параметри	Одиниці вимірювання	Числові значення	Параметри	Одиниці вимірювання	Числові значення
J_1	кг·м ²	0,03	u	–	2
J_2	кг·м ²	0,0062	C	Н·м/рад	8658
M_0	Н·м	140	v	–	801120

електродвигуна у функції часу (рис. 3.3) показує, що розгін привода землерийної машини триває близько 2 с від моменту його включення.

Максимального значення момент досягає при $t = 0,8$ с від початку пуску.

Для визначення прискорень у систему диференціальних рівнянь (3.19) додаємо два рівняння (3.20) прискорень $L(t)$ маси $G(t) = \varphi_1$ та $E(t)$ маси $H(t) = \varphi_2$.

$$L(t) = 33,3M(t) - 288600g(t) - 277044000o(t) + 288600h(t) + 27704000b(t);$$

$$E(t) = 1396452g(t) + 129212903o(t) - 1396452h(t) - 129212903b(t) - 22581. \quad (3.20)$$

Таблиця 3.2 – Значення постійних електродвигуна

Тип електродвигуна	Режим роботи електродвигуна	Кутова швидкість ротора електродвигуна, рад/с	Постійні електродвигуна		
			A_0	A_1	A_2
МТК 012–6 N = 2,7 кВт n = 760 об/хв	Робоча характеристика	79,55	3950	-0,055	-46,53

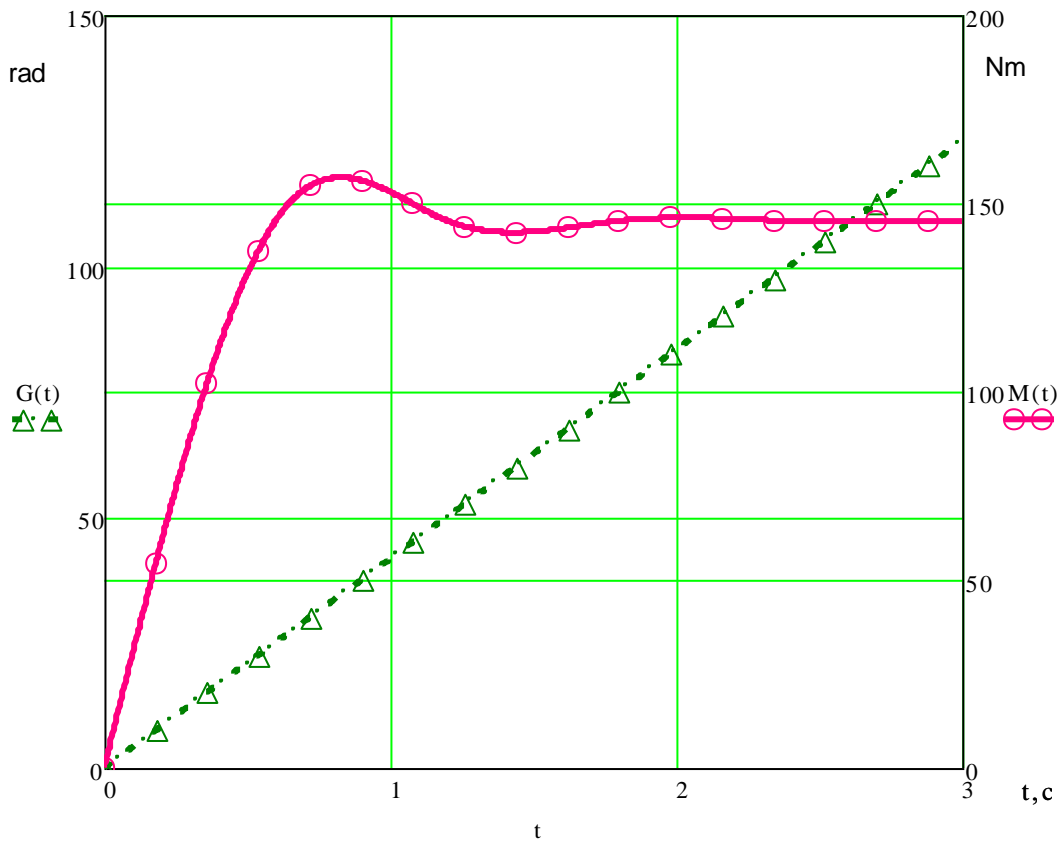


Рисунок 3. 3 – Кутове переміщення маси $G(t) = \varphi_1$ та зміна моменту електродвигуна приводу ручної землерийної машини $M(t)$

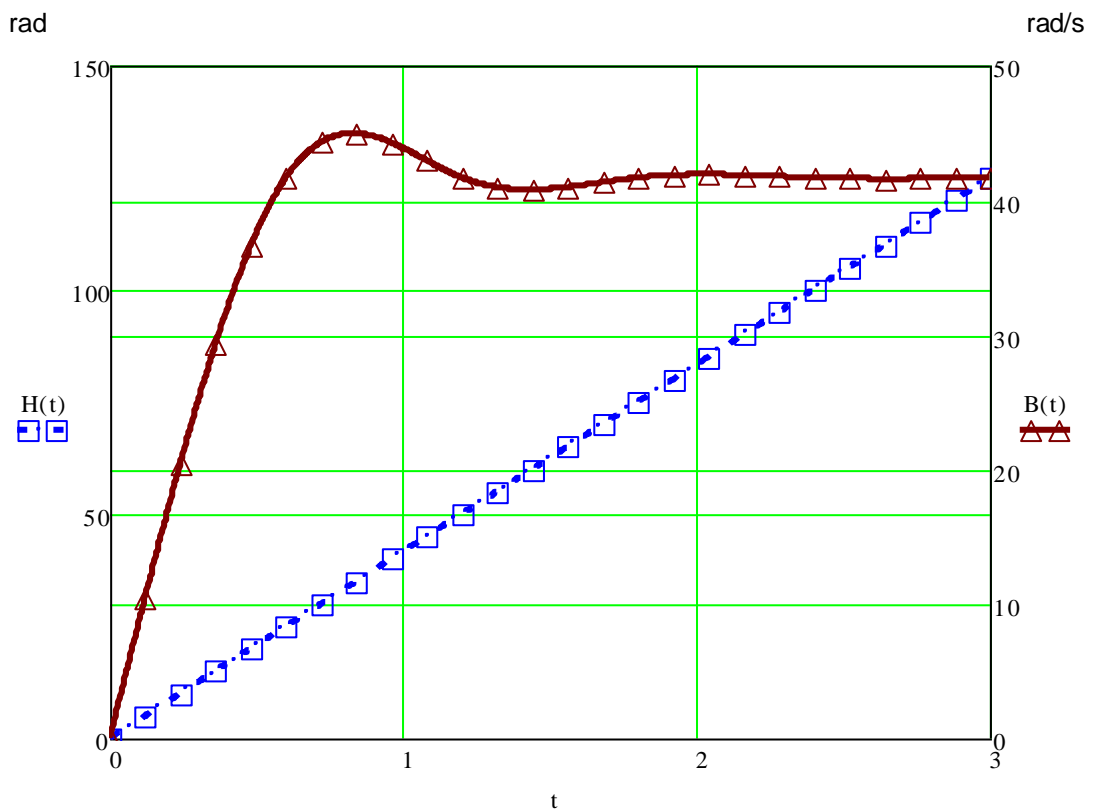


Рисунок 3.4 – Зміна кутового переміщення маси $H(t) = \varphi_2$ і кутової швидкості $B(t) = H'(t) = \varphi_2'$

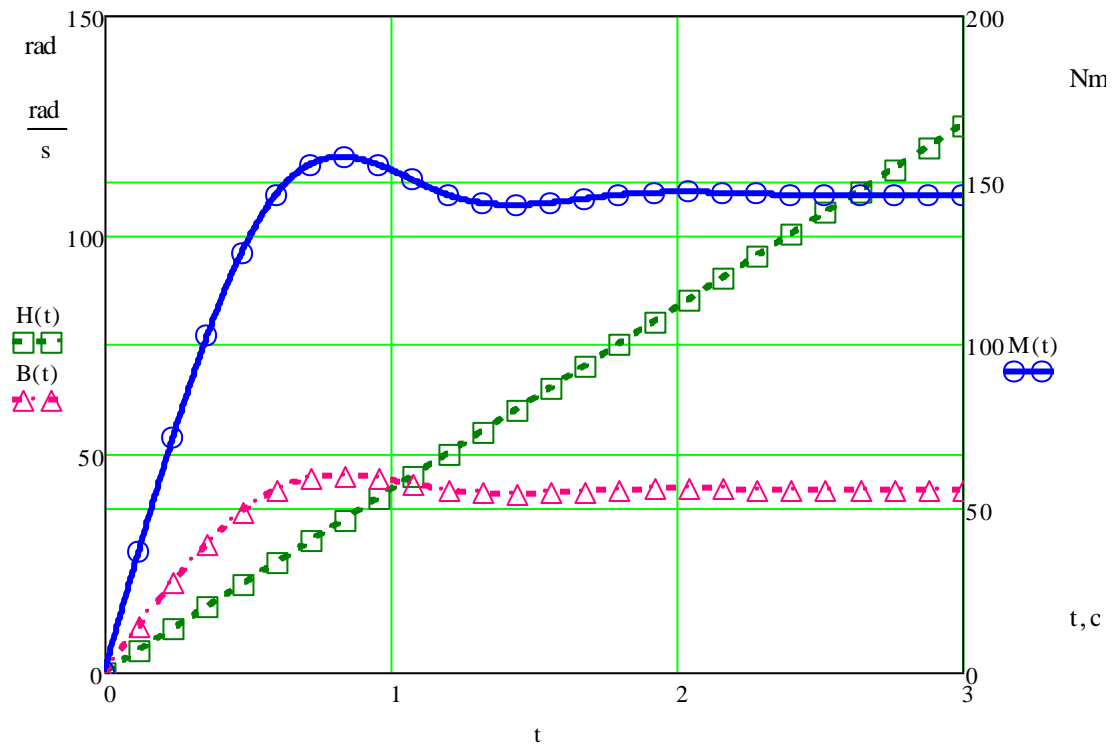


Рисунок 3.5 – Зміна кутового переміщення маси $H(t) = \varphi_2$, кутової швидкості $B(t) = H'(t) = \varphi_2'$ та моменту електродвигуна землерійної машини $M(t)$

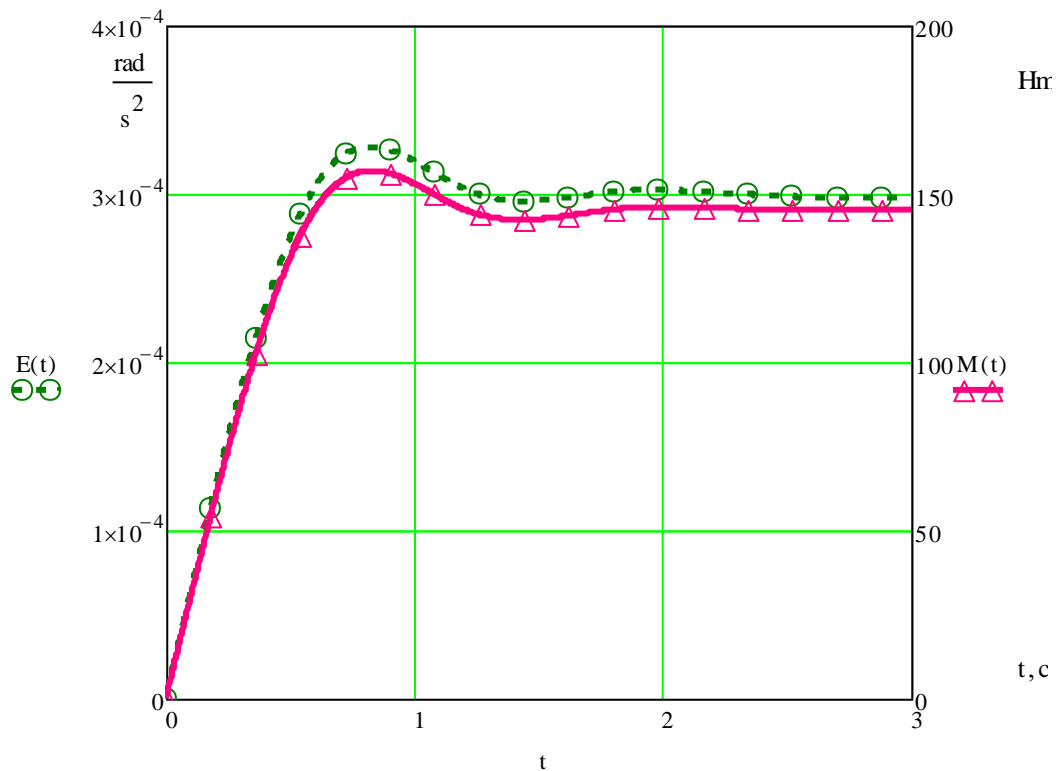


Рисунок 3.6 – Графік зміни кутового прискорення обертаючих мас $E(t)$ та моменту електродвигуна механізму приводу робочого органу $M(t)$

$$L(t) = 33,3M(t) - 288600g(t) - 277044000o(t) + 288600h(t) + 27704000b(t);$$

$$E(t) = 1396452g(t) + 129212903o(t) - 1396452h(t) - 129212903b(t) - 22581. \quad (3.20)$$

Розв'язуючи, з використанням застосунку MathCAD, систему рівнянь (3.19) з доданими рівняннями (3.20) отримаємо значення названих прискорень. У результаті розв'язання системи рівнянь (3.20) одержуємо значення прискорень ротора електродвигуна $L(t)$ та обертаючих мас приводу $E(t)$.

Побудований, за виконаними розрахунками, графік зміни прискорення обертаючих мас приводу $E(t)$ (рис.3.6) показує, що прискорення має коливальний характер. Графік (рис. 3.6) також показує, що після 1,5 – 2 с момент електродвигуна механізму приводу робочого органу $M(t)$ стає рівним статичному і рух набуває рівномірного характеру. Наглядно демонструє рис. 3.5, на якому зображено, що кутова швидкість $V(t)$ як і момент електродвигуна механізму приводу $M(t)$ також має коливальний характер. По зміні моменту електродвигуна та прискоренню можна визначати характер руху: сталий (статичний) чи коливальний (динамічний).

Порівнюючи побудовані графіки, як з урахуванням загасання v так і без нього, можна зробити висновок, що загасання не значно впливає на результати обчислень.

Для перехідних процесів, показаних на рис. 3.3 – 3.6, характерне коливання електромагнітного моменту, кутової швидкості і прискорень робочого органу. Тому розрахунки робочих режимів ручної землерийної машини необхідно виконувати на основі рівнянь електромеханічного стану системи.

Отримані результати досліджень нами опубліковані в науковому фаховому віснику [18].

Висновки

В науковій роботі на основі аналізу тенденцій розвитку землерийної техніки безперервної дії та існуючих технічних рішень їх робочих органів досліджено ручну землерийну машину безперервної дії.

При виконанні даної роботи було досліджене робоче обладнання ручної землерийної машини. Також при виконанні наукових досліджень розглянуті і вирішені питання, які передбачені планом наукової роботи:

- виконаний аналіз наукових праць в даній області;
- зроблений огляд і аналіз існуючих конструкцій.

В роботі досліджено, з використанням математичного програмного середовища MathCAD, динаміку механізму привода ручної землерийної машини безперервної дії.

Результати досліджень опубліковані в науковому фаховому віснику в 2019 році і отримані два патенти України в 2019 році.

Отримані результати дослідження механізму привода ручної землерийної машини, з використанням математичного програмного середовища MathCAD, можуть бути використані при проектуванні, розрахунку та визначенні динамічних навантажень подібних землерийних машин.

Література

1. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами / Ю.А. Ветров – М.: Машиностроение, 1971. – 357 с.
2. Баладинский В.Л. Динамическое разрушение грунтов / В.Л. Баладинский – К.: Изд-во Киевского ун-та, 1974. – 221 с.
3. Баладинський В.Л. Принципи створення швидкісної низькоенергоємної землерийної техніки / В.Л. Баладинський // Гірн., буд., дор. та меліорат. машини: Республ. між від. науково-техн. зб., - К.: КДТУБА, 1999. – Вип. 53. – С. 86-92.
4. Зеленин А.Н. Основы разрушения грунтов механическими способами / А.Н. Зеленин – М.: Машиностроение, 1968. – 376 с.
5. Горячкин В.П. Собрание сочинений / В.П. Горячкин: В 6-ти т. – М.: Сельхозиздат, 1938. – 1948.
6. Домбровский Н.Г. Экскаваторы / Н.Г. Домбровский – М.: Машиностроение, 1969. – 318 с.
7. Руднев В.К. О коэффициентах сопротивления грунта, мощности, расходуемой при резании грунта вскрышным роторным экскаватором / В.К. Руднев // Горные, строительные и дорожные машины. Респ. межвед. науч.-техн. Сб. – К.: КИСИ, 1965. – Вып. 1. – С. 27 – 37.
8. Баловнев В.И. Дорожно-строительные машины с рабочими органами интенсифицирующего действия / В.И. Баловнев – М.: Машиностроение, 1981. – 223 с.
9. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин / В.И. Баловнев – М.: Высшая школа, 1981. – 336 с.
10. Баловнев В.И. Показатели эффективности и определение основных параметров строительных манипуляторов и машин с

многоцелевими робочими органами / В.И. Баловнев , Л.А. Хмара, Б.Р. Заславский // Сб. научн. трудов МАДИ, 1986.– С. 24-28.

11. Холодов А.М. Основы динамики землеройно-транспортных машин / А.М. Холодов – М.: Машиностроение, 1981. – 280 с.

12. Пелевін Л.Є. Кінематичні параметри робочого органу з направленими потоками енергії руйнування та виносу ґрунту / Л.Є Пелевін, Є.В. Горбатюк //Техніка будівництва: Науково-технічний журнал, 1999. – Вип. 6. – С.10 – 13.

13. Гаркавенко О.М. Розробка та створення швидкісних обрушуючих дискових робочих органів землерийних машин безперервної дії: Автореф. дис. канд. техн. наук. / КДТУБА. – К., 1996. – 20 с.

14. Bernacks H. Praca jednostkowa uprawowych mazyń kombinowanych. Biuletyn prac. Naukowo Badawczych, - Warszawa, 1964, Nr.3.

15. Ключев В.И. Ограничение динамических нагрузок электропривода / В.И. Ключев. – М.: Энергия, 1976. – 320 с.

16. Пат. 132770 Україна. МПК E02F 5/08. Робочий орган землерийної машини безперервної дії / Лютенко В.Є., Будяник П.О.; власник Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. – № и 2018 09713; заявл. 28.09.2018; опубл. 11.03.2019, Бюл. № 5. – 5 с.

<http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/5605>.

17. Пат. 132175 Україна. МПК E02F 5/02 E02F 5/30. Ручна землерийна машина / Лютенко В.Є., Будяник П.О.; власник Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. – № и 2018 09733; заявл. 28.09.2018; опубл. 11.02.2019, Бюл. № 3. – 8 с. <http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/5606>.

18. Лютенко В.Є. Теоретичне дослідження ручної землерийної машини / В.Є. Лютенко, П.О. Будяник // Вісник Харків. нац. техн. ун-ту сільського господарства ім. П. Василенка. – Х. : ХНТУСГ, 2019. – Вип. 201: Інноваційні проекти в галузі технічного сервісу машин. – С. 91-99. <http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/6055>.