Міністерство освіти і науки України Національний транспортний університет

Міністерство освіти і науки України Харківський національний автомобільно-дорожній університет

> Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису

Ніколаєнко Володимир Анатолійович

УДК 621.879.445

ДИСЕРТАЦІЯ

СТВОРЕННЯ МОБІЛЬНОЇ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ ЗА ДИНАМІЧНОЮ НАВАНТАЖЕНІСТЮ

05.05.04 – машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт 13 – механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело В.А. Ніколаєнко

Науковий керівник Гончар Михайло Олександрович, кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри теоретичної та прикладної механіки НТУ.

АНОТАЦІЯ

Ніколаєнко В.А. Створення мобільної землерийної машини безперервної дії за динамічною навантаженістю. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.04 – Машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт (13 – Механічна інженерія). – Національний транспортний університет Міністерства освіти і науки України, Київ, 2021.

Дисертаційну роботу присвячено задачі створення мобільної землерийної машини безперервної дії, що включає в себе автомобільне базове шасі та робоче обладнання землерийної машини. Машина створюється з урахуванням визначених характеристик та параметрів динамічного навантаження трансмісії приводу робочого обладнання машини і базового шасі.

У роботі обґрунтовано актуальність теми, сформульовано об'єкт, предмет, мету і завдання дослідження, описано методи дослідження, а також визначено зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Надано інформацію про апробації та публікації результатів дисертаційного дослідження; проведений літературний пошук та його аналіз відповідних досліджень; створено модель розробки ґрунту ланцюгово-балковим робочим органом; створено дискретну динамічну модель землерийної машини; проведені експериментальні тензометричні дослідження, за результатами яких встановлена наявність резонансних режимів в роботі машини; створено модель та методику інженерного розрахунку крутильних коливань в приводі мобільної землерийної машин безперервної дії з використанням програмного комплексу OpenModelica; розроблені рекомендації по вибору параметрів двигуна, коробки передач базового шасі та оптимального швидкісного режиму роботи машини з мінімальними динамічними навантаженнями; встановлена економічна ефективність створення мобільної землерийної машини безперервної дії.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

- вперше створено модель процесу розробки ґрунту ланцюгово-балковим робочим органом (PO), що встановлює природу формування динамічного навантаження від сил опору на його приводному валу в залежності від конструктивних та кінематичних параметрів PO, фізико-механічних властивостей ґрунтів;

- вперше створено динамічну модель землерийної машини безперервної дії, що дозволяє встановити взаємодію трансмісії автомобільного шасі з ґрунторозробним робочим обладнанням. Встановлено залежності зміни параметрів динамічної навантаженості в трансмісіях автомобілів від зміни конструктивних та силових параметрів робочого обладнання землерийної машини. З використанням розробленої моделі визначено вихідні дані для інженерних розрахунків елементів приводів та конструкції автомобільних базових шасі, обладнаних ґрунторозробним робочим органом безперервної дії.

- отримали подальшого розвитку методи кінематичного та динамічного аналізу важільних механізмів машин;

- удосконалено методи інженерного розрахунку динаміки землерийних машин безперервної дії з використанням компонентного моделювання програмного комплексу вільного користування OpenModelica.

Результати наукових досліджень дисертаційної роботи впроваджені у діяльність на Крюківському вагонобудівному та Кременчуцькому автомобільному заводах, при виконанні науково-дослідної роботи на кафедрі «Дорожні машини» НТУ, а також в навчальний процес при підготовці та впровадженні курсу «Динаміка механічних систем» для студентів, що навчаються за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування.

Визначено передумови до створення мобільної землерийної машини безперервної дії. Така машина має поєднувати в собі високу продуктивність, широкий спектр технологічних можливостей та високі транспортних швидкості, що дозволить рухатись машині у складі транспортної колони своїм ходом. Зазначено, що створення міцних, надійних та довговічних машин залежить від точності врахування динамічних навантажень та способів по їх зниженню. При цьому формування конструкцій сучасних землерийних машин може бути реалізовано з використанням модульного принципу, але обов'язково з урахуванням повної картини можливих навантажень машин та їх приводів в процесі роботи, величини цих навантажень та їх динамічних характеристик.

В якості робочого обладнання землерийної машини безперервної дії поздовжнього копання може прийматися варіант конструкції ланцюгово-балкового РО, а евакуатора розробленого ґрунту - лопатевий метальник. Робочі органи не потребують радикальних змін, оскільки інженерні рішення, що покладені в основу їх конструкції, відрізняються високою ефективністю та досконалістю на сьогоднішній день.

Створено модель процесу розробки грунту ланцюгово-балковим робочим органом, що дозволяє визначати динамічні навантаження на приводному валу ланцюгово-балкового робочого органу за конструктивними та кінематичними параметрами робочого органу, фізико-механічними властивостями ґрунтів. Сумарний момент опору визначений двома моментами: зведеним сил опору та від сил інерції. Величина зведеного моменту сил опору визначена технологічними та конструктивними параметрами, а величина моменту від сил інерції - кінематичними параметрами машини. Максимальні динамічні навантаження визначаються амплітудними значеннями моментів.

Динамічні моделі двигунів створено з використанням універсального аналітичного методу кінематичного та динамічного аналізу важільних механізмів – "координат-планів".

Створено модель та методику інженерного розрахунку крутильних коливань в приводі мобільної землерийної машин безперервної дії з використанням програмного комплексу OpenModelica. Модель призначена для визначення динамічних навантаження в трансмісії приводу в режимі усталеного руху і режиму стопоріння робочих органів. За результатами симуляції встановлюються значення коефіцієнту динамічності в силовій передачі землерийної машини на резонансному режимі $k_0=1,4$ на нерезонансному режимі $k_0=1,2$. Адекватність моделі підтверджена результатами експериментальних досліджень. За результатами теоретичних досліджень та тензометричних досліджень встановлено, що частота першої форми крутильних коливань приводу землерийної машини є близькою 9 Гц. Форма коливань першої частоти має вузол між масами коробки передач, що може призвести до втомного руйнування валів, з'єднань або зачеплень деталей коробки передач базового тягача. Частота першої форми власних коливань системи є близькою до частоти зачеплень ланок тягового ланцюга із зубцями зірочки в режимі максимальної продуктивності землерийної машини.

Результати дослідження по зміні моментів інерції мас та жорсткостей зв'язку свідчать про те, що вплив на першу власну частоту системи мають масові параметри двигуна і розвантажувального пристрою машини та пружні параметри демпферу двигуна і карданних передач базового шасі. Зміна цих параметрів машини призводить до зміни першої власної частоти на 5 - 20%.

При стопорінні робочих органів землерийних машин виникають значні динамічні навантаження, які діють на деталі трансмісії і можуть призвести до руйнування машини. Зменшення динамічних навантажень при стопорінні можливо корегуванням параметрів жорсткості валів та моментів інерції махових мас, а також введенням еластичних муфт та запобіжних фрикційних муфт з керуючим пристроєм.

Економічний ефект від впровадження мобільної землерийної машини безперервної дії відбувається за рахунок зменшення собівартості розробки ґрунту та збільшення річної експлуатаційної продуктивності.

Ключові слова: землерийна машина безперервної дії, ланцюгово-балковий робочий орган, динамічні навантаження, динамічна модель, крутильні коливання.

ABSTRACT

Nikolaienko V.A. The mobile continuous action earth-moving machine creation on the dynamic load. – Qualifying scientific work as a manuscript.

Thesis for a Candidate of Science in Engineering: specialty 05.05.04 – Earthmoving, road and forestry-engineering machines (13 – Mechanical Engineering). –Kyiv National Transport University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kyiv, 2021.

The thesis is devoted to the problem of the mobile continuous earth-moving machine creation, which includes the automobile base chassis and the earth-moving machine working equipment. The machine is created, taking into account certain characteristics and dynamic loading parameters of working equipment machine transmission and base chassis.

In the thesis the topic relevance is substantiated, the study object, subject, purpose and objectives are formulated, the research methods are described, and the thesis connection with scientific programs, plans, topics are determined. Information on approbation and the thesis research result publication is provided, the literature search and its analysis is made; a soil development model with a chain-beam working body was created; the earth-moving machine discrete dynamic model was created; experimental tensometric studies were carried out, the results of which established the resonant mode presence in the machine work; created the torsional vibration model and method engineering calculation in the mobile continuous action earth-moving machine drive using the software package OpenModelica; developed recommendations for the engine parameters, choice gearbox of the base chassis and the optimal machine speed with minimal dynamic loads; the economic efficiency of the mobile earthmoving machine of continuous action creation is established.

The scientific novelty of the results is the following:

- for the first time a working body chain-beam model (RO) was created, which establishes dynamic load formation nature from resistance forces on its drive shaft depending on structural and kinematic parameters of RO, physical and mechanical properties of soils;

- for the first time, the continuous action earth-moving machine dynamic model was created, which allows to establish the automobile chassis transmission interaction with the soil-working equipment. Dependencies of dynamic loading change parameters in car transmissions on constructive and power parameters of the earth-moving machine working equipment are established. Using the initial data developed model for the drive element engineering calculations and the automobile base chassis design, equipped with the continuous action soil-working body are defined.

- methods of kinematic and dynamic analysis of machine lever mechanisms were further developed;

- methods of engineering calculation of the continuous action earth-moving machine dynamics with free softwear OpenModelica component modeling usage.

The results of the thesis scientific research were implemented in the work of Kryukov Railway Car Building Works and Kremenchug Automobile Plant, as well as in the educational process in the preparation and implementation of the course "Dynamics of Mechanical Systems" for students majoring in 133 Industry Engineering.

Prerequisites for the mobile continuous action earth-moving machine creation are determined. Such machine must combine high productivity, a wide range of technological capabilities and high transport speeds, which will allow the machine to move as a part of a transport column on its own. It is noted that the creation of strong, reliable and durable machines depends on the accuracy of the dynamic load consideration and ways to reduce them. Modern earth-moving machine structure formation can be achieved using the modular principle, but necessarily taking into account the full picture of possible machine loads and their drives in a work process, the load magnitudes and their dynamic characteristics.

As the working equipment of the continuous action earth-moving machine with longitudinal digging the working equipment chain-beam design version can be accepted, and for the developed soil tow truck - the shovel thrower. Working bodies do not need radical changes, because the engineering solutions that underlie their design are highly efficient and perfect today.

A chain-beam working body soil development process model is created, which allows to determine dynamic loads on the chain-beam working body drive shaft by structural and kinematic parameters of the working body, physical and mechanical soil properties. The total resistance moment is determined by two moments: the combined resistance forces and the inertia forces. The resistance force consolidated torque magnitude is determined by technological and design parameters, and the moment inertia magnitude - by the kinematic machine parameters. The maximum dynamic loads are determined by the moment amplitude values.

Dynamic engine models are created using a universal analytical method of lever mechanism kinematic and dynamic analysis - "coordinate plans".

The torsional oscillation engineering calculation model and technique in the mobile continuous action earth-moving machine drive with use of the OpenModelica software complex are created. The model is designed to determine the dynamic loads in the drive transmission in steady state and the working body locking mode. According to the simulation results, the values of the dynamism coefficient in the earth-moving machine power transmission on the resonant mode 1.4 and on the nonresonant mode 1.2 are established. The model adequacy is confirmed by the experimental study results.

According to the theoretical and strain gauge research results, it is established that the frequency of the first form of earth-moving machine drive torsional oscillations is close to 9 Hz. The first frequency oscillation shape has a node between the gearbox masses, which can lead to fatigue shaft destruction, joints or gears of the base tractor transmission part destruction. The frequency of the natural oscillation system is close to the traction chain link engagement frequency with the sprocket teeth in the earth-moving machine maximum productivity mode.

The study results of the inertia mass change moments and the connection stiffness indicate that the system first natural frequency is influenced by the engine mass parameters, the machine unloading device and the engine damper elastic parameters, base chassis cardan gears. The machine parameter change leads to the first natural frequency change by 5 - 20%.

When locking the earth-moving machine working bodies, significant dynamic loads occur, which influence on the transmission parts and can lead to the machine destruction. Dynamic load reduction during locking is possible by adjusting the shaft stiffness parameters and flywheel inertia moments, as well as the elastic coupling introduction and safety friction couplings with the control device.

The economic effect of the mobile continuous action earth-moving machine introduction due to the soil development cost reduction and the annual operational productivity increases.

Key words: continuous action earth-moving machine, trencher, chain-type working equipment, dynamic loads, dynamic model, torsional vibration.

Список публікацій здобувача

Статті у міжнародній наукометричній базі даних SCOPUS

1. Juraj Gerlici, Volodymyr Musiiko, Andrii Koval, Volodymyr Nikolaenko, Jurii Lazaruk, Tomas Lack, Kateryna Kravchenko. Experimental analysis of the universal continuous digging machine working processes // In: Manufacturing technology: jou-rnal for science, research and production. ISSN 1213-2489. Vol. 20, issue 4, 2020. - Pp. 429-435. https://doi.org/10.21062/mft.2020.066.

Статті у наукових фахових виданнях України

2. Ніколаєнко В.А., Гончар М. О. Аналіз динамічних процесів в елементах трансмісії автомобіля при ступінчастій зміні потужності двигуна. // Вісник Національного транспортного університету / НТУ, Київ, 2006. №13 С. 338 – 344.

3. Ніколаєнко В.А. Вплив схеми відключення циліндрів двигуна на пружні моменти в елементах трансмісії автомобіля // Вісник Національного транспортного університету / НТУ, Київ, 2006. №13 С. 332 – 334.

4. Ніколаєнко В.А., Матейчик В. П., Цюман М. П. Доцільність застосування комбіновного регулювання потужності поршневого бензинового двигуна з відключенням частини циліндрів // Двигуни внутрішнього згоряння / Харків, 2012. №1. С. 62 – 64.

5. Ніколаєнко В. А., Гончар М. О. Вплив динаміки двигуна та трансмісії автомобіля при східчастому регулюванні потужності на спрацювання елементів кінематичних пар кривошипно-повзунного механізму // Всеукраїнський щомісячний науковотехнічний і виробничий журнал: Машинознавство / Львів, 2005. №10. С. 24 – 27.

6. Ніколаєнко В. А., Гончар М. О., Високович Є. В. Динамічна модель землерийної машини безперервної дії з ланцюгово-балковим робочим органом // Вісник Національного транспортного університету / НТУ, Київ, 2019. №3. С. 25 – 34.

7. Ніколаєнко В. А. Динамічні навантаження на ланцюгово-балковому робочому органі землерийної машини безперервної дії // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. науч. тр. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: подъемно-транспортные машины, строительные и дорожные машины и оборудование / ГВУЗ ПГАСА, Днепр, 2019. №107. С. 108–115. Ніколаєнко В. А., Гончар М. О., Мусійко В. Д. Динамічні навантаження в мобільній землерийній машині безперервної дії при стопорінні робочих органів // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету: зб. наук. праць / ХНАДУ. Харків, 2020. №88. С. 61 – 66.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав.

9. Ніколаєнко В. А., Хорошев К. Г. Дослідження динамічної навантаженості трансмісії базового шасі мобільної землерийної машини безперервної дії // Systemy i srodki transport samochodowego. Seria: Transport. / Politechnika Rzeszowska. Rzeszow, 2019. №16. С. 27–32.

Опубліковані праці апробаційного характеру

10. Ніколаєнко В. А. Динамічне дослідження землерийної машини на базі шасі автомобіля // Розвиток промисловості та суспільства: матеріали міжнародної науково-технічної конференції (м. Кривий Ріг, 24-26 травня 2017 р.). Кривий Ріг: ДВНЗ «Криворізький національний університет», 2017. С. 289.

11. Ніколаєнко В. А. Дослідження динамічних процесів в трансмісії мобільної землерийної машини безперервної дії з використанням програмного комплексу OpenModelica // Новітні технології розвитку автомобільного транспорту: наукові праці міжнародної науково-практичної конференції (м. Харків, 16-19 жовтня 2018 р.). Харків: ХНАДУ, 2018. С. 149–151.

12. Ніколаєнко В. А., Гончар М. О., Мусійко В. Д. Створення динамічної моделі робочого обладнання мобільної землерийної машини безперервної дії в програмному комплексі OpenModelica // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: матеріали 6-ї міжнародної науково-технічної конференції. (м. Львів, 25-26 жовтня 2018 р.). Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2018. С. 263–265.

13. Ніколаєнко В. А., Гончар М. О., Мусійко В. Д. Дослідження впливу пружно-інерційних параметрів механічної системи мобільної землерийної машини безперервної дії на динамічні навантаження при стопорінні робочого органу // Вібрації в техніці та технологіях: матеріали XVIII міжнародної науковотехнічної конференції (м. Київ 23 - 25 жовтня 2019 р.). Київ: КНУБіА, 2019.

3MICT

| ПЕР | ЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ |
|------|--|
| BCT | УП |
| PO3, | ДІЛ 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ |
| ЕКС | КАВАТОРІВ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ ПОЗДОВЖНЬОГО КОПАННЯ |
| 3A | НАПРЯМОМ СТВОРЕННЯ МОБІЛЬНИХ ЗЕМЛЕРИЙНИХ |
| MAI | ШИН |
| | 1.1. Інноваційні напрямки удосконалення конструкцій та вироб- |
| ницт | тва екскаваторів поздовжнього копання |
| | 1.2. Технічні рішення та результати досліджень сучасних констру- |
| кцій | екскаваторів поздовжнього копання – вихідна база створення мо- |
| білы | них землерийних машин |
| | 1.3 Аналіз досліджень динамічних навантажень трансмісій земле- |
| рийн | них машин, вимоги до конструкцій машин з урахуванням характеру |
| діюч | их зовнішніх навантажень в процесі копання ґрунту |
| | Висновки за розділом 1 |
| PO3, | ДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ФОРМУВАННЯ |
| 30B | НІШНІХ НАВАНТАЖЕНЬ МАШИНИ |
| | 2.1. Математична модель сил опору |
| | 2.1.1. Моделювання сил опору в ґрунторозробному робо- |
| чому | у органі |
| | 2.1.2. Динамічні навантаження в приводі ланцюгового робо- |
| чого | органу |
| | 2.1.3. Варіанти схем взаємодії робочого органу з ґрунтовим |
| cepe | довищем |
| | 2.2. Математична модель рушійних сил |
| | Висновки за розділом 2 |

| РОЗДІЛ З. ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В | | | |
|---|-----|--|--|
| ЕЛЕМЕНТАХ ПРИВОДУ МОБІЛЬНОЇ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ | | | |
| 3.1. Структура динамічної моделі машини | 96 | | |
| 3.1.1. Створення еквівалентної динамічної схеми. | 96 | | |
| 3.1.2. Рівняння руху мас динамічної моделі. Граничні умови. | 107 | | |
| 3.2. Аналіз результатів дослідження динамічної моделі мобільної | | | |
| землерийної машини | 118 | | |
| 3.2.1. Дослідження впливу зміни структури машини на дина- | | | |
| мічну навантаженість | 118 | | |
| 3.2.2. Умови виникнення резонансу | 122 | | |
| 3.2.3. Максимальні навантаження в трансмісії автомобіль- | | | |
| ного базового шасі та робочого органу | 125 | | |
| 3.2.4. Динамічні навантаження приводу при стопорінні робо- | | | |
| чого органу | 128 | | |
| Висновки за розділом 3 | 135 | | |
| РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ | 137 | | |
| 4.1. Мета та задачі експериментального дослідження | 137 | | |
| 4.2. Обладнання для виконання експериментальних досліджень | 137 | | |
| 4.3. Місце і умови проведення експериментального дослідження. | 143 | | |
| 4.4. Обробка даних тензометричних досліджень | 147 | | |
| 4.5. Оцінка адекватності моделі | 153 | | |
| 4.6.Розрахунки економічної ефективності роботи створюваної зе- | | | |
| млерийної машини | 157 | | |
| Висновки за розділом 4 | 162 | | |
| ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ВИСНОВКИ | 164 | | |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ | 167 | | |
| ДОДАТКИ | 178 | | |

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

- ПЗМ полкова землерийна машина;
- МСЕ метод скінченних елементів;
- НТУ Національний транспортний університет;
- ДВЗ двигун внутрішнього згоряння;
- КШМ кривошипно-шатунний механізм;
- КПП коробка перемикання передач;
- РО робочий орган;
- ВВП вал відбору потужності;
- АКБ акумуляторна батарея базового тягача;
- АЦП аналогово-цифровий перетворювач;
- ТО і Р технічне обслуговування і ремонт.

ВСТУП

Актуальність теми та її зв'язок із планами науково-дослідних робіт.

Землерийні машини безперервної дії з ланцюговим робочим органом є основними машинами для відкопування траншей і котлованів, фортифікаційного облаштування позицій військ та укриттів для бойової техніки. Полкова землерийна машина (ПЗМ), як представник машин такого типу, позитивно себе зарекомендувала та в теперішній час потребує модернізації. Робота проведена відповідно до Державної цільової оборонної програми розвитку озброєння та військової техніки до 2020 року за напрямом розвитку засобів інженерного озброєння. Основні вимоги модернізації: забезпечення швидкостей транспортного переміщення своїм ходом не менше 60 км/год, максимальна продуктивність виконання фортифікаційних робіт по спорудженню траншей повного профілю до 300 пог.м/год. Одним з можливих шляхів модернізації є заміна базового шасі з трактора Т155 на шасі двовісного автомобіля підвищеної прохідності КрАЗ-5233НЕ. Переобладнання машини дозволить покращити її маневреність та збільшити транспортну швидкість. З одного боку, використання в якості базового шасі автомобіля спрощує задачу, оскільки не вимагає виготовлення окремого шасі, проте, з іншого боку, трансмісія автомобіля та його двигун стикаються з іншим типом зовнішніх навантажень, не передбачених розрахунками відповідних вузлів заводом-виробником автомобілів.

Вибір в якості привода землерийної машини трансмісії та двигуна автомобіля за критеріями потужності та швидкості буде не досить обґрунтованим, адже не враховуються особливості навантаження землерийної машини. В практиці динамічного розрахунку достатнього висвітлення набули питання впливу роботи двигуна та нерівностей дороги на трансмісію автомобіля. Питання відповідності трансмісій автомобілів вимогам до застосування в якості приводів землерийного обладнання потребує свого дослідження, в результаті якого будуть вироблені рекомендації щодо конструювання приводів робочого обладнання землерийної машини та його навіски на шасі автомобіля. Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертації відповідає напряму та завданням Державної цільової оборонної програми розвитку озброєння та військової техніки до 2020 року, що затверджена Постановою Кабінету Міністрів України від 30 березня 2016 року, державним і господарським темам науково-дослідних робіт Національного транспортного університету (НТУ) "Створення екологічно безпечної технології пошарової розробки грунтів та проекту спеціальної землерийної машини для її реалізації" (№ держреєстрації 0107U002324), "Проведення тензометричних випробувань машини ПЗМ-3-01" (№ держреєстрації 0117U001719).

Мета дослідження – створення мобільної землерийної машини безперервної дії з урахуванням визначених характеристик та параметрів динамічного навантаження трансмісії приводу робочого обладнання машини, змонтованого на автомобільному базовому шасі.

Завдання дослідження:

- провести аналіз динамічних навантажень землерийних машин безперервної дії та практики використання автомобілів в якості базових шасі таких машин;

- створити модель процесу розробки ґрунту ланцюгово-балковим робочим органом землерийної машини безперервної дії;

- обґрунтувати вибір структури та створити динамічну модель механічної системи «двигун–трансмісія–робоче обладнання» землерийної машини за умови монтажу ґрунторозробного обладнання на автомобільному шасі;

- провести дослідження розробленої динамічної моделі та встановити характеристики і закономірності формування динамічних навантажень трансмісій приводів;

- підтвердити адекватність розробленої математичної моделі реальному об'єкту шляхом виконання експериментальних досліджень;

 дати практичні рекомендації щодо конструювання та вибору параметрів приводу робочого обладнання землерийної машини та впровадити результати дослідження у виробництво;

- визначити економічну ефективність створення мобільної землерийної машини безперервної дії за характеристиками та параметрами динамічного навантаження.

Об'єкт дослідження – динамічні процеси в трансмісії базового шасі землерийної машини при взаємодії робочого обладнання з ґрунтом в процесі спорудження траншей і котлованів.

Предмет дослідження – закономірності, які пов'язують динамічну навантаженість трансмісії приводу робочого обладнання з параметрами механічної системи та зовнішнього навантаження машини.

Гіпотеза дослідження базується на можливості збільшення динамічної навантаженості трансмісії автомобіля внаслідок встановлення землерийного обладнання.

Методи досліджень. Теоретичні та експериментальні. Теоретичні дослідження базувалися на методах математичного моделювання, теорії пружності, теорії коливань, числових методах розв'язку задач механіки. В дослідженні використовувались програми методу скінченних елементів (MCE): Calculix, CodeAster та мова об'єктно-орієнтовного програмування MODELICA.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше створено модель процесу розробки ґрунту ланцюгово-балковим робочим органом (PO), що встановлює природу формування динамічного навантаження від сил опору на його приводному валу в залежності від конструктивних та кінематичних параметрів PO, фізико-механічних властивостей ґрунтів;

- вперше створено динамічну модель землерийної машини безперервної дії, що дозволяє встановити взаємодію трансмісії автомобільного шасі з ґрунторозробним робочим обладнанням. Встановлено залежності зміни параметрів динамічної навантаженості в трансмісіях автомобілів від зміни конструктивних та силових параметрів робочого обладнання землерийної машини. З використанням розробленої моделі визначено вихідні дані для інженерних розрахунків елементів приводів та конструкції автомобільних базових шасі, обладнаних ґрунторозробним робочим органом безперервної дії.

- отримали подальшого розвитку методи кінематичного та динамічного аналізу важільних механізмів машин;

 удосконалено методи інженерного розрахунку динаміки землерийних машин безперервної дії з використанням компонентного моделювання програмного комплексу вільного користування OpenModelica.

Практичне значення отриманих результатів визначається:

- розробленими і впровадженими методиками розрахунку раціональних параметрів мобільних землерийних машин безперервної дії для їх виробництва на Крюківському вагонобудівному та Кременчуцькому автомобільному заводах (додаток А);

- використанням методики і результатів дослідження при виконанні науково-дослідної роботи на кафедрі дорожніх машин НТУ, а також в навчальному процесі при підготовці та впровадженні курсу «Динаміка механічних систем» на кафедрі теоретичної та прикладної механіки НТУ, для студентів, що навчаються за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові положення, результати, висновки та рекомендації дисертаційної роботи отримані автором самостійно та опубліковані в роботах [1–13]. Роботи [3, 7, 10, 11] одноосібні.

У друкованих працях, що опубліковані у співавторстві, здобувач:

 - розробив динамічні моделі системи двигун - трансмісія автомобіля і встановив закономірності формування пружних моментів в елементах при ступінчастій зміні потужності двигуна [2, 5];

- за аналітичним методом координат-планів, який дозволяє проводити автоматизацію розрахунків кінематичних та силових параметрів важільних механізмів, розробив математичну модель, що встановлює поточні значенні індикаторного крутного моменту під час робочого циклу двигуна [4, 5];

розробив динамічну модель землерийної машини безперервної дії [6, 12],
для якої визначив власні частоти і можливість виникнення резонансів при спів падінні частоти вимушених коливань гармонічних складових моментів сил
опору на робочому органі з нижчою власною частотою динамічної системи;

- установив характеристики і закономірності формування динамічних навантажень в мобільній землерийній машині безперервної дії у процесі стопоріння її робочих органів [8, 13], за якими визначив, що в разі спрацювання запобіжних пристроїв найбільш навантаженими є елементи ґрунторозробного робочого обладнання;

- на основі обробки даних та систематизації результатів тензометричних випробувань дослідно-промислового зразка землерийної машини безперервної дії та симуляції розробленої динамічної моделі встановив закономірності динамічних навантажень в приводі на резонансному та нерезонансному режимах роботи [1, 9].

Апробація результатів дисертаційної роботи. У повному обсязі дисертаційна робота обговорена на міжкафедральному семінарі автомеханічного факультету НТУ (м. Київ, 2020 р.); на семінарі кафедри будівельних і дорожніх машин ХНАДУ (м. Харків, 2019, 2020 рр.); на розширеному семінарі кафедри будівельних і дорожніх машин ДВНЗ ПДАБА (м. Дніпро, 2020 р.). Основні результати теоретичних і експериментальних досліджень дисертаційної роботи апробовані на Міжнародній науково-технічній конференції «Розвиток промисловості та суспільства», ДВНЗ КНУ (м. Кривий ріг, 2017 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. Перспективи розвитку ОВТ» (м. Київ, 2017 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 2018 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту», ХНАДУ (м. Харків, 2018 р.); Міжнародній науково-практичній конференції "Transfer of Innovative Technology 2019", КНУБА (м. Київ, 2019 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Поліпшення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів і машин», HTУ, Politechnika Rzeszowska, (м. Київ, 2019 р.); Міжнародній науково-технічній конференції "Вібрації в техніці та технологіях", КНУБА (м. Київ, 2019 р.); Наукових конференціях професорсько-викладацького складу студентів та співробітників НТУ (м. Київ, 2014–2019 рр.).

Відомості про кількість публікацій. Основні результати дисертації опубліковані в 13 наукових роботах, 7 з яких – статті у наукових фахових виданнях України; 2 – в наукових періодичних виданнях іноземних держав, причому 1 входить до наукометричної бази даних SCOPUS; 4 – в матеріалах міжнароднотехнічних конференцій.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел із 115 найменувань (11 сторінок) та 6 додатків. Повний обсяг роботи складає 209 сторінок, в тому числі 148 сторінок основного тексту, 12 таблиць, 105 ілюстрацій.

РОЗДІЛ 1.

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ЕКСКАВАТОРІВ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ ПОЗДОВЖНЬОГО КОПАННЯ ЗА НАПРЯМОМ СТВОРЕННЯ МОБІЛЬНИХ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН

1.1. Інноваційні напрямки удосконалення конструкцій та виробництва екскаваторів поздовжнього копання

На сучасному етапі будівельна промисловість України і світу неможлива без найширшої механізації і автоматизації її виробничих процесів.

Незважаючи на всі перешкоди на шляху розвитку країни, недосконалість організації керування господарством і реальним сектором економіки зокрема, відбуваються закономірні в сучасних умовах процеси розбудови інфраструктури країни, її модернізація і вдосконалення. Все це в повній мірі стосується будівельної промисловості та машинобудування.

Виконання значних об'ємів земляних робіт в транспортному будівництві як в Україні, так і за її межами, обумовлює розробку та переміщення мільярдів кубічних метрів ґрунту. Виконання таких об'ємів робіт можливе виключно з використанням високопродуктивних екскаваторів безперервної дії. Ними швидко та ефективно можуть бути спорудженні траншеї різного призначення як в цивільному будівництві, так і в процесі фортифікаційного обладнання позицій військ та укриттів для бойової техніки. Використання з цією метою екскаваторів поздовжнього копання дозволяє підвищити в декілька разів продуктивність виконання земляних робіт і цим прискорити темпи будівництва інженерних об'єктів різного призначення.

Наприклад, при спорудженні каналів з використанням екскаваторів безперервної дії повністю виключається необхідність виконання додаткових земляних робіт. Виконання капітального ремонту магістральних трубопроводів з використанням спеціалізованих землерийних машин безперервної дії забезпечує зменшення об'ємів земляних робіт на 35...45% порівняно з використанням традиційної техніки [1]. Швидкими темпами вдосконалюються техніка і технології виконання земляних робіт в транспортному будівництві і у військово-інженерній справі. Нові землерийні і землерийно-транспортні машини створюються шляхом вирішення складних задач по забезпеченню технічного прогресу в даній галузі машинобудування.

Продуктивність спеціалізованих екскаваторів повздовжнього копання в 3– 4 рази більша, ніж в універсальних екскаваторів циклічної дії рівної маси [2, 3], що вкрай важливо в процесі використання машин у військовій сфері.

Енергомісткість розробки ґрунтів І...IV категорій складності екскаваторами поздовжнього копання складає 0,17...0,29 кВт. год/м³ [4], що слід вважати величинами, які потребують свого зниження. Розробка мерзлих ґрунтів та тріщинуватих гірських порід типу вапняків та піщаників характеризується енергомісткістю, величина якої досягає 0,8...0,9 кВт. год /м³ [5], що також слід вважати досить значною.

Наведені вище дані експериментальних досліджень свідчать про необхідність проведення подальших досліджень, направлених на зниження енергетичних затрат в процесі розробки ґрунтів екскаваторами поздовжнього копання та на підвищення ефективності роботи приводів робочого обладнання цих екскаваторів.

На екскаваторах безперервної дії значною мірою полегшено умови праці операторів-машиністів. Вони практично лише спостерігають за заданою послідовністю (ходом) виконання робочих процесів та періодично змінюють режими роботи механізмів. У той самий час машиніст екскаватора циклічної дії тільки за один робочий цикл (15...20 с) має виконати 6...8 операцій. При цьому за час робочої зміни він витримує близько 8 тисяч кутових прискорень та гальмувань.

Поряд з вищезгаданими перевагами, екскаватори поздовжнього копання мають головний недолік – малу універсальність. Їхні робочі процеси мають низку особливостей, без врахування яких неможливе створення ефективних конструкцій робочого обладнання, організація оптимального його завантаження у процесі розробки ґрунтів, зменшення енергетичних витрат на розробку ґрунтів та привід робочого обладнання.

Вузька спеціалізація землерийних машин безперервної дії для машинобудівної галузі України є вкрай небажаною, адже цей факт об'єктивно

зменшує потенційну масовість виробництва однотипної землерийної техніки безперервної дії, збільшує собівартість виробництва одиниці продукції. Вихід вбачається у підвищені універсалізації землерийної техніки безперервної дії як за видами робіт, що можуть виконуватись машинами без переналагодження робочого обладнання, так і за типами ґрунтів, що можуть бути робочим середовищем для машин.

Слід відзначити при цьому, що створення нових конструкцій землерийних машин безперервної дії, а також удосконалення відомих конструкцій на цей час відбувається з використанням концепції модульного конструювання [6]. При цьому розробка нових інноваційних технічних рішень машин здійснюється шляхом комбінації відомих, відпрацьованих в технологічному відношенні модулів, серед яких: силові установки, компоненти трансмісії, гідроприводу, робочого обладнання та інших параметрів, що узгоджуються між собою.

Ретроспективний огляд конструкцій машин підтверджує [1, 2, 3, 4, 5], що в майбутньому робочі органи екскаваторів безперервної дії та машини в цілому, будуть залишатися механічними системами, що здійснюють руйнування грунтів шляхом їх різання чи копання. Тільки розуміння фізичних основ та закономірностей цих процесів дозволить удосконалювати та створювати ефективні та надійні в роботі конструкції машин, їх робочих органів та приводів робочого обладнання за умови встановлення закономірностей формування зовнішніх навантажень, що діють на машину в процесі реалізації її технологічного призначення. Це забезпечить обґрунтований та об'єктивний вибір в процесі конструювання машин типу та параметрів робочих органів, їх приводів, трансмісій приводів та силових установок машин.

При цьому показник енергоємності розробки одиниці об'єму ґрунту не може бути загальним критерієм техніко-економічної ефективності екскаваторів. За такого критерію необхідно обирати показник більш високого рівня, а саме питомі приведені витрати – повну вартість розробки одиниці об'єму ґрунту з урахуванням експлуатаційних витрат, додаткових капітальних вкладень та терміну їх окупності. Показник енергоємності відображає загальний ступінь досконалості машин. Безумовно, що при цьому робочий орган машини повинен

повністю відповідати своєму технологічному призначенню, мати необхідні зносостійкість, надійність та довговічність в експлуатації. Таким чином, можна стверджувати, що створення високоефективних конструкцій робочих органів землерийних машин безперервної дії можливе лише за умови врахування в процесі конструювання робочих органів фізичних особливостей їх взаємодії з розроблюваним середовищем.

Теперішній стан життя України, коли на її території має місце військова агресія, накладає свій відбиток на бачення перспектив розвитку землерийних машин безперервної дії, які можуть використовуватись також у військово-інженерній справі. Сучасні вимоги до конструкцій спеціальних траншейних машин, призначених для фортифікаційного облаштування позицій військ, пунктів управління та укриттів для бойової техніки полягають у поєднанні високої продуктивності, широкого спектру технологічних можливостей та високих транспортних швидкостей, що дозволить рухатись машині у складі військової колони своїм ходом.

При реалізації вище викладеної вимоги, механічне ґрунторозробне обладнання має монтуватися на шасі спеціальних автомобілів за умови забезпечення відповідності конструкції автомобільного шасі, його силової установки та приводів силовим навантаженням, що будуть діяти на робоче обладнання та машину в цілому, під час відкопування траншей, чи котлованів в ґрунтах з різними фізико-механічними властивостями.

Таким чином, визначення реальної картини силового навантаження машини, а саме: двигуна трансмісії приводу ґрунторозробного та ходового обладнання, рамної конструкції, визначення характеру та схеми дії зовнішніх сил на машину слід вважати визначальними факторами створення мобільних землерийних машин безперервної дії.

На сьогоднішній день зусилля основних фірм-виробників екскаваторів поздовжнього копання спрямовані на: автоматизацію робочого процесу (дотримання вибраного курсу, заданих нахилів, завантаження двигуна, горизонтального положення РО траншейних машин на поперечних схилах траси); створення нових машин для розробки мерзлих і міцних ґрунтів; розширення номенклатури змінного робочого обладнання та ін. [7]. 1.2. Технічні рішення та результати досліджень сучасних конструкцій екскаваторів поздовжнього копання — вихідна база створення мобільних землерийних машин

Різноманітність робіт, для виконання яких застосовуються багатоківшеві екскаватори безперервної дії, і вимог призвели до створення значної кількості типів і моделей цих машин. Екскаватори безперервної дії широко застосовуються в Україні і за кордоном для риття траншей під газо- та нафтопроводи, для укладання водопровідних і каналізаційних труб, для виконання дренажних робіт та у військовій справі. Відомі конструкції цих машин мають ланцюгові ківшеві або ланцюгово-балкові робочі органи.

Оцінимо конструкцію робочого обладнання екскаваторів безперервної дії поздовжнього копання (траншейних машин) з точки зору перспективності використання конкретного виду робочого обладнання для мобільних землерийних машин.

Відправною базовою конструкцією екскаватора, відштовхуючись від якої можна виконати вказаний аналіз, слід вважати екскаватор ЕТЦ-161 (рисунок 1.1).



Рисунок 1.1. Багатоківшевий траншейний екскаватор ЕТЦ-161

Сучасні прототипи цієї машини монтуються на базі тракторів МТЗ-82 чи ЮМЗ-6М та оснащені скребковим робочим органом (рисунок 1.2). Машини вписуються в межі вимог щодо транспортних габаритів на автомобільних дорогах загального користування [8] і є мобільними колісними машинами, транспортні швидкості яких відповідають паспортним характеристикам вказаних тракторів. Вони можуть розробляти траншеї глибиною до 1,6 м, шириною до 0,3 м в ґрунтах І – ІІІ категорії міцності по ударнику ДержДорНДІ.



Рисунок 1.2. Скребковий робочий орган ланцюгового траншейного екскаватора: а – схема роботи; б – конструкція РО екскаватора ЕТЦ – 161: 1 – заслінка; 2, 3, 4 – ріжучі периметри; 5 – шнек; 6 –ланцюг

Сучасною модифікацією машини ЕТЦ-161, її аналогів ЕТЦ-165 та ЕТЦ-165А, які раніше випускалися фірмою «ТАЛЛЕКС», є траншейний екскаватор ЕТС-1607-1 (рисунок 1.3) виробництво цієї ж компанії [9]. Характерною особливістю машини є значна номенклатура змінних робочих органів, що значно розширює її технічні можливості, робить більш універсальною. Змінне робоче обладнання дозволяє відкопувати вузькі траншеї (0,2 – 0,4 м) глибиною до 1,6 м в мерзлих, вічномерзлих ґрунтах і тріщинуватих гірських породах типу вапняків та піщаників. Ширину розроблюваної траншеї змінюють, встановлюючи на екскаватор грунторозробний ланцюг відповідної ширини. Привід ланцюга – механічний. Завдяки гідромеханічному приводу, машина має безступінчасте регулювання швидкості робочого переміщення залежно від грунтових умов, в яких працює машина та глибини траншеї, що відривається.



Рисунок 1.3. Траншейний екскаватор ЕТС-1607-1

Київським заводом «Будшляхмаш» було випущено дослідну партію траншейних машин ЕТЦ-200 з ланцюгово-балковим робочим органом, що змонтований на шасі колісного трактора Т-155К (рисунок 1.4).



Рисунок 1.4. Траншейний екскаватор ЕТЦ-200

Машина здатна відкопувати траншеї глибиною до 2,0 м і шириною 0,65 м. Транспортні швидкості машини відповідають паспортним для трактора T-155.

Відомі конструкції траншейних машин ЕТЦ-208 (рисунок 1.5) і ЕТЦ-252 (рисунок 1.6) виробництва заводів «ТАЛЛЕКС» та Дмитровського екскаваторного [10], що здатні відривати траншеї за розмірами близькими до відритих машиною ЕТЦ-200. Вони є гусеничними машинами, але їх ніяк не можна віднести до мобільних машин, як і траншейний екскаватор ЕТЦ-250 виробництва компанії «ИРМАШ» (Росія) [11] (рисунок 1.7).



Рисунок 1.5. Траншейний екскаватор ЕТЦ-208



Рисунок 1.6. Траншейний екскаватор ЕТЦ-252



Рисунок 1.7. Траншейний екскаватор ЕТЦ-250

Машину ЕТЦ-250 обладнано регульованим гідрооб'ємним приводом робочого обладнання та ходового переміщення, конвеєрним розвантажувальним вузлом. За відгуками фахівців [12], експлуатаційні витрати на роботу ЕТЦ-250 в 1,5 разів менші порівняно з американськими аналогами Vermeer T 555, Trencor-660B (655 HI) та італійським Tesmec TRC SO Series, що відкопують виїмки аналогічних розмірів, за рахунок реалізації оптимізованої схеми розстановки різців на робочому органі, удосконалення конструкції самих грунторозробних різців та використання конвеєрного вузла розвантаження ґрунту. Машина надзвичайно надійна в експлуатації та маневрена.

Фірма Case Corporation [13] випускає шість моделей траншейних екскаваторів з ланцюговим робочим органом на колісній базі (рисунок 1.8). Машини можуть оснащуватись різними за конструкцією робочими органами, основним серед яких є ланцюгове траншейне обладнання. Привод робочого та ходового обладнання машин – гідрооб'ємний, максимальна глибина копання – до 2,1 м.

Компанія Astec випускає [14] модельний ряд комунальних траншейних машин RT-60, RT-460 (рисунок 1.9) та менші моделі Trencor потужністю до 180 кВт.



Рис 1.8. Траншейний екскаватор Case-560 компанії Case Corporation



Рисунок 1.9. Траншейні екскаватори RT-60, RT-460 компанії Astec

Один із світових лідерів виробництва траншейних машин компанія Tesmec (США) випускає машини поздовжнього копання моделей TRS з різними робочими органами, великого діапазону робочих параметрів, масою від 18000 до 155000 кг [15] (рисунок 1.10). Робочі органи машин мають гідрооб'ємний привод. У складі їх трансмісій встановлено редуктори та маховики, що дає змогу долати пікові навантаження на робочому обладнанні та згладжувати динамічні навантаження в приводах під час роботи в міцних ґрунтах та тріщинуватих скельових породах. Це захищає гідроприводи машин від ударних перевантажень, стабілізує роботу екскаваторів, не дає можливості зменшення продуктивності роботи машин.



Рисунок 1.10. Траншейний екскаватор TRS-750 компанії Tesmec

На цих машинах, з метою нейтралізації вібраційних та ударних навантажень, що виникають на робочих органах в процесі копання важких та скельових ґрунтів, встановлюють автоматичні стабілізатори-лижі (рисунок 1.11).



Рисунок 1.11. Траншейний екскаватор TRS-1475 компанії Tesmec

Найбільший траншейний екскаватор, що випускається фірмою Tesmec – TRS-1675 (рисунок 1.12), має масу 130000 кг і двигун потужністю 551 кВт. Він здатен відривати траншеї шириною до 1,52 м та глибиною до 7,4 м. Робочий орган машини являє собою комбінований безкінечний ланцюг з розташованими на ньому у визначеному порядку різцями. Його відмінністю є різна ширина пластин (фактично поперечних балок PO), на яких закріплено грунторозробні різці. Така конструкція PO зменшує сили тертя робочого органу по бокових стінках траншеї, зважаючи на її велику глибину. Це зменшує навантаженість гідравлічного приводу PO. Як і екскаватор TRS-750, вона також обладнана автоматичними опорними лижами–стабілізаторами, що поглинають вібрацію від PO під час роботи в міцних ґрунтах та зменшують динамічне навантаження трансмісії.



Рисунок 1.12. Траншейний екскаватор TRS-1675 компанії Tesmec

Характерним представником зарубіжних компаній, що спеціалізуються на випуску траншейних машин, є компанія The Charles Machine Works (Ditch Witch) [16], яка випускає малогабаритні траншейні машини та екскаватори серії RT на базі колісних тракторів з ланцюговим робочим обладнанням (рисунок 1.13).



Рисунок 1.13. Траншейний екскаватор RT-45 компанії Ditch Witch

Базові трактори цих машин, в залежності від типорозміру, мають силові установки потужністю від 30 до 135 кВт, електронну систему контролю навантаження двигуна. Це дає можливість автоматично підтримувати роботу машини в режимі максимальної продуктивності в залежності від грунтових умов. Контроль заданої глибини траншеї, що відкопується екскаватором, здійснюється також автоматично. Конструкція машини побудована за модульним принципом, що розширює технічні можливості машини, підвищує її ремонтопридатність та надійність експлуатації. Модернізація та модифікація цих машин здійснюються в напрямку подальшої автоматизації робочих процесів машин та комфортності роботи оператора.

Ланцюгові траншейні екскаватори Trencor [17] (США) здатні відкопувати траншеї шириною від 0,25 до 2,44 м, глибиною до 10,7 м. Вони монтуються виключно на гусеничних шасі різної потужності (в залежності від моделі машини) та оснащуються двошвидкісними гідрооб'ємними приводами переміщення (рисунок 1.14). Привод робочого обладнання цих машин має свої особливості: трансмісія приводу забезпечує декілька робочих швидкостей грунторозробного ланцюга з перемиканням передач при невідключеному зчепленні; наявність в своєму складі підсиленого диференціалу та редуктора приводу ґрунторозробного ланцюга. Вказана конструкція трансмісії приводу РО забезпечує високий крутний момент на ведучих зірочках за малих швидкостей різання ґрунту, мінімізує та згладжує динамічні навантаження.



Рисунок 1.14. Траншейний екскаватор Т16 компанії Trencor

Фірма Trencor переконливо відстоює свої погляди на використання в приводах робочого обладнання траншейних машин механічних трансмісій (рисунок 1.15), акцентуючи увагу на їх перевагах в конструкціях траншейних екскаваторів порівняно з гідромеханічними трансмісіями [17]:

- більш ніж 90% потужності силової установки машини передається безпосередньо на ланцюговий робочий орган;
- збільшується продуктивність машини, оскільки при малих швидкостях різання ґрунту його відокремлення від масиву здійснюється крупним сколом, а значить з мінімальною енергомісткістю;
- значна кількість передач в механічному приводі РО дозволяє легко підібрати оптимальне співвідношення швидкостей різання ґрунту і подачі машини, що дає можливість розробляти ґрунт різцями на критичній глибині різання або близькій до неї;
- зручність, простота та дешевизна виконання ремонтів робочого обладнання та його приводу.



Рисунок 1.15. Траншейний екскаватор Т17 компанії Trencor

Найбільш близькими конструкціями роторних траншейних екскаваторів до групи мобільних землерийних машин безперервної дії є екскаватори ЭТРФ-121 (Росія, рисунок 1.16) та ЕТР-110 (Україна, рисунок 1.17), що змонтовані, відповідно, на одновісному тягачі, створеному на базі трактора МТЗ-80 та на самому тракторі МТЗ-80. Вказані машини здатні розробляти траншеї шириною до 0,5 м, глибиною до 1,2 м в ґрунтах І-ІV категорії складності з продуктивністю до 250 м³/год [18]. Транспортна швидкість машин – до 15 км/год. Транспортні габарити машин відповідають вимогам щодо транспортних габаритів машин, які переміщуються своїм ходом по автомобільних дорогах загального користування.



Рисунок 1.16. Траншейний екскаватор ЭТРФ-121



Рисунок 1.17. Траншейний екскаватор ЕТР-110

Інші відомі конструкції роторних землерийних машини безперервної дії поздовжнього копання виробництва компанії «ИРМАШ» (Росія) [19]: ЭТР-223, ЭТР-224А, ЭТР-254А та компанії Tesmec (США) [20]: 78HD, 930HD, 660RS, 860RS, TRS1075 (рисунок 1.18), TRS1175XHD, призначені для спорудження широких траншей при будівництві магістральних трубопроводів, мають високу продуктивність, значну масу (до 130 т) та відповідну потужність. Вони мають гусеничне ходове обладнання, а значить - незначні робочі та транспортні швидкості.



Рисунок 1.18. Траншейний екскаватор TRS-1075 компанії Tesmec

Таким чином, можна зробити висновок стосовно складності використання апробованих технічних рішень, покладених в основу конструкцій роторних траншейних екскаваторів, в процесі створення мобільних землерийних машин безперервної дії. Насамперед, зазначене вище, стосується розробки компоновочної схеми роторної землерийної машини безперервної дії в транспортному режимі переміщення по автомобільних дорогах загального користування з дотриманням транспортних габаритів.

Виходячи з особливостей технології, меліоративні машини мають чітко виражені конструктивні особливості. Проте базові технічні рішення такі самі, як і у розглянутих вище машин. Отже розглядати їх конструкції з метою пошуку вихідного технічного рішення при створенні мобільної землерийної машини безперервної дії не варто.

Окремо в ряду відомих конструкцій землерийних машин безперервної дії стоять універсальні землерийні машини, що здатні одним і тим самим робочим органом без його конструктивного переналаштування відкопувати в ґрунті протяжні виїмки різної ширини (як траншеї, так і котловани, а також спеціальні виїмки для облаштування укриттів для бойової техніки). Прикладом такої машини є траншейно-котлованна машина ПЗМ-2 виробництва Київського заводу «Будшялхмаш» (рисунок 1.19) [21].



Рисунок 1.19. Траншейно-котлованна машина ПЗМ-2

Машина має навісний ланцюгово-балковий ґрунторозробний робочий орган, який здатен відкопувати траншеї. За рахунок бічних коливальних переміщень відносно вертикальної осі на кормі тягача машина відкопує котлован. При зміні кута бічного переміщення РО відносно поздовжньої осі машини в ґрунті споруджуються виїмки різної ширини. Величина кута бічного переміщення задається механіком-водієм машини. В цьому полягає універсальність машини.

Шлях до створення такої машини був непростим і тривалим. Вперше ідея створення універсальної землерийної машини безперервної дії була запропонована В.І. Царевським [22]. Машина включала базовий тягач та ланцюговий робочий орган, що здійснює зворотньо-поступальне переміщення перпендикулярно вектору руху машини за допомогою пари гвинт-гайка. Для цього (рисунок 1.20) у кронштейнах (6), рами (2), тягача (1) змонтовано приводний вал (4) робочого органу (3), до кінців якого прикріплено направляючу раму поперечного переміщення РО з можливістю вільного обертання. Усередині рами встановлено ходовий гвинт (7), що взаємодіє з гайкою (5), яка жорстко закріплена на рамі РО.



Рисунок 1.20. Багатоківшевий екскаватор конструкції В.І. Царевського

Відоме також технічне рішення [23], коли поперечне напряму руху машини зворотньо-поступальне переміщення РО (рисунок 1.21) здійснюється за допомогою гідроциліндра, залишаючи робочий орган у паралельному положенні відносно поздовжньої осі машини. Вказані конструкції машин здатні споруджувати траншеї прямокутного профілю, ширина яких значно перевищує ширину РО.


Рисунок 1.21. Ланцюговий екскаватор конструкції О.О. Кавалерова

За результатами випробувань та експлуатації вказаних машин, їх головним недоліком виявилася надмірна динамічність навантажень в приводах робочого обладнання. Це обумовлюється, насамперед, нерівномірністю товщини стружки, що знімається кожним окремим різцем в процесі копання ґрунту, особливо при коливальному переміщені РО в забої та анізотропністю властивостей розроблюваних грунтів, особливо мерзлих та гірських порід [24]. В процесі розробки широких траншей-котлованів (до 3,0 м) нерівномірність навантаження силової установки машини досягає 60% [25], що автоматично знижує величину коефіцієнта завантаження двигуна і, в кінцевому рахунку, призводить до зниження продуктивності роботи машини. Вказане ілюструється результатами досліджень навантаження РО в процесі спорудження котловану (рисунок 1.22 та рисунок 1.23) [26].



Рисунок 1.22. Схема робочого процесу спорудження котловану



Рисунок 1.23. Навантаження РО в процесі спорудження котловану

В процесі випробувань дослідно-промислових зразків машини ПЗМ було зафіксовано доволі високу енергоємність розробки не мерзлих ґрунтів (більше 0,4 кВт.год/м³). Завдяки дослідженням О.В.Бикова [25, 27], було доказано визначальний вплив на величину енергозатрат на привод ґрунторозробних ланцюгів тертя ланцюгів по направляючим, що вдалося усунути в значній мірі шляхом заміни направляючих тяговими ланцюгами одностороннього згину [27].

Зміна конструкції ланцюгово-ківшевого РО на ланцюгово-балковий, за умови його монтажу з використанням тягових ланцюгів одностороннього згину, дозволила зменшити енергомісткість розробки ґрунту в процесі спорудження траншей до 0,2 - 0,3 кВт.год/м³, а енергомісткість розробки мерзлих ґрунтів та тріщинуватих гірських порід до 0,8 - 0,9 кВт.год/м³ [28]. Отримані результати досліджень дозволяють стверджувати, що ланцюгово-балкові робочі органи з використанням ланцюгів одностороннього згину є прийнятною конструкцією під час створення мобільних землерийних машин безперервної дії як ефективний технічний засіб розробки ґрунтів в процесі спорудження траншей чи котлованів.

В процесі копання ґрунту ланцюгово-балковим робочим органом (швидкість різання $V_p = 2,05$ м/с, швидкість подачі $V_n = 56$ м/год) біля стінок котловану потужність N_{PO} приводу PO різко зростає (рисунок 1.23), що є наслідком розробки в цей момент ґрунту стружками максимальної товщини та утворення біля стінки котловану ґрунтової призми максимальних розмірів. Відношення максимальної величини потужності, що витрачається на копання ґрунту біля стінки котловану до середньої складає 1,7 – 2,5, а відношення максимальної величини сили опору P_6 бічному переміщенню PO до середнього значення цієї сили – 3,0-3,2. При цьому максимальне значення сили тяги P_x віднесене до середнього значення сили тяги не перевищує 1–1,5. Причиною значних коливань зовнішніх навантажень на робочому органі є постійна циклічна зміна товщини стружки, що зрізується різцями PO в процесі копання ґрунту. Постійна зміна товщини стружки, що зрізується додатково в режимі спорудження котловану, підсилює динамічність зовнішніх навантажень PO, особливо в процесі відокремлення різцями стружки від масиву ґрунту з анізотропними фізико-механічними властивостями.

В якості робочого обладнання як чисто траншейних, так і траншейно-котлованних машин використовуються роторні робочі органи, причому, як ківшеві так і безківшеві [29]. Співробітниками наукової школи кафедри дорожніх машин НТУ [30] виконано комплекс науково-дослідних робіт по створенню універсальних траншейно-котлованних землерийних машин з роторним робочим обладнанням.

В процесі виконання досліджень розробка широких виїмок роторним робочим органом здійснювалась шляхом поєднання обертання ω_p PO зі швидкістю різання ґрунту V_p , поздовжнього переміщення PO в забої зі швидкістю V_n та зворотньо-поступального бічного переміщення PO зі швидкістю $V_{\delta n}$, (рисунок 1.24).

Ширина виїмки *В* регулювалась величиною кута циклічного повороту РО в забої, глибина *H*– кількістю проходів машини по одному сліду. Ротор РО було оснащено ківшами з відцентровим розвантаженням, змонтованими на стенді за допомогою дволанкового двошарнірного механізму бічного переміщення (рисунок 1.25).



Рисунок 1.24. Схема робочого процесу спорудження широкої виїмки роторним робочим органом



Рисунок 1.25. Стенд з роторним робочим обладнанням універсальної траншейно-котлованної землерийної машини

В процесі виконання досліджень доведена працездатність запропонованої конструкції в процесі розробки ґрунту (рисунок 1.26).



Рисунок 1.26. Форма стружки, що розробляється у горизонтальній площині забою та зміна крутного моменту на роторі за час напівциклу: 1 - Vn = 27 м/год., Vp = 6 м/с; 2 - Vn = 104 м/год., Vp = 9 м/с; 3 - Vn = 104 м/год., Vp = 6 м/с.

Найбільші навантаження сприймаються обладнанням машини, що працює в режимі максимальної продуктивності, коли швидкість різання ґрунту складає мінімум 6 м/с, а швидкість бокової подачі – 0,7 м/c [7].Тоді максимальне значення крутного моменту на приводі ротора досягає 74 кН·м, а мінімальне - 14 кН·м за один робочий напівцикл. Коефіцієнт зміни крутного моменту за напівцикл досягає до 5,3. Зменшення величини крутного моменту на приводі від максимального до мінімального відбувається в момент зміни напряму бічного переміщення РО і триває 0,8-1,1c, що можна розглядати як удар. Різка зміна навантажень на робочому органі обумовлює динамічний характер навантажень трансмісії його приводу. Вказаний ефект в обов'язковому порядку має враховуватись під час виконання розрахунків трансмісій приводів робочого обладнання універсальної землерийної машини з метою забезпечення надійності конструкції трансмісії та машини в цілому.

Враховуючи огляд конструкцій землерийних машин безперервної дії поздовжнього копання та їх робочого обладнання, для виконання подальших робіт по створенню мобільної землерийної машини поздовжнього копання за вихідні позиціх слід прийняти наступні. В якості робочого обладнання землерийної машини може прийматися варіант конструкції ланцюгово-балкового PO, евакуатора розробленого ґрунту-лопатевий метальник, змонтовані на шасі автомобіля високої прохідності. Це дасть можливість обґрунтувати та розробити компонувальну схему мобільної землерийної машини безперервної дії, що вписується в існуючі транспортні габарити переміщення техніки з заданою швидкістю руху у складі механізованої колони по автомобільних дорогах загального користування без використання спеціальних трейлерів для переміщення великовагової спеціальної техніки.

З метою розширення технічних можливостей мобільної землерийної машини її компонувальна схема може бути подібною схемі універсальних землерийних машин ПЗМ-2, або ПЗМ-3.

Виконання розрахунків, пов'язаних зі створенням мобільної землерийної машини поздовжнього копання, має бути поєднано з використанням опублікованих результатів виконаних іншими авторами досліджень та створених на їх основі методик виконання розрахунків.

Так розрахунок зовнішніх сил, що формується на ріжучих елементах РО і обумовлюють величину його навантажень та потужність приводу може бути виконано з використанням методик М.Г. Домбровського [31], З.Є. Гарбузова [4], В.О. Румянцева [32], А.М. Зєлєніна [33], Ю.О. Вєтрова [34], С.В. Кравця [35], Л.А. Хмари [36], В.Д. Мусійка [37], Л.Є. Подборського [38], О.В. Бикова [25], А.Б. Лєтопольського [39], О.М. Стрєльнікова [40].

Розрахунок приводів переміщення машин доцільно вести з використанням методик, розроблених Ф.О. Опейко [41], М.В. Вязніковим [42], І.Є. Донцовим [43], В.В. Гуськовим [44], Я.Є. Фаробіним [45], М.О. Забавніковим [46] та інш.

Трансмісії приводів землерийних машин безперервної дії розраховувались та створювались з урахуванням результатів досліджень та розроблених методик Д.П. Волковим [47], М.О. Ульяновым [48], А.М. Холодовим [49].

Теоретичні основи для дослідження динамічних навантажень машин та створення загальних підходів аналізу механічних коливань запропоновані в

роботах Я.Г. Пановко [51], С.П. Тимошенко [52], В.П. Терских [53], С.М. Кожевнікова [54], С.І. Рівіна [55] Г.С. Маслова [56] Д.М. Решетова [57].

Використання вказаних методик розрахунку землерийних та землерийнотранспортних машин дало змогу створити численний ряд високоефективних машин. Однак відмітимо відсутність єдино-визначеного підходу до розробки динамічних моделей трансмісій приводів землерийних машин безперервної дії, апробованих методик розрахунку трансмісій вказаних машин з урахуванням динамічного характеру зовнішніх навантажень на РО машин та визначення цих навантажень.

В кінцевому рахунку відсутність достовірної інформації та апробованих методик розрахунку динамічних навантажень в приводах землерийних машин поздовжнього копання суттєво ускладнює обґрунтування сумісності трансмісій приводів автомобільних транспортних засобів та робочого обладнання землерийних машин безперервної дії з урахуванням динамічності зовнішніх навантажень, що діють на землерийну машину безперервної дії в процесі розробки ґрунту.

1.3. Аналіз досліджень динамічних навантажень трансмісій землерийних машин, вимоги до конструкцій машин з урахуванням характеру діючих зовнішніх навантажень в процесі копання ґрунту

Модернізація чи створення нових землерийних машин безперервної дії з урахуванням сучасних вимог до їх технологічних можливостей, надійності та довговічності, ремонтопридатності та забезпечення необхідних швидкостей і умов транспортного переміщення з об'єкту на об'єкт передбачає створення цілої гами принципово нових машин на основі відомих технологій їх практичного застосування з використанням інших базових шасі.

Для землерийних машин мають бути розроблені в майбутньому пневмоколісні базові шасі з використанням вузлів та агрегатів, що випускаються серійно. При формуванні компоновочної схеми пневмоколісного шасі землерийної машини необхідно забезпечити високі тягово-змінні якості та транспортні швидкості при відносно незначних витратах палива. Для реалізації цих вимог базове шасі повинно мати вантажопідйомність та габаритні можливості для установки технологічного обладнання машини в транспортному режимі переміщення, що може бути досягнуто збільшенням кількості привідних вісей з двох до трьох-чотирьох. Формування конструкцій сучасних землерийних машин може бути реалізовано з використанням модульного принципу конструювання, але обов'язково з урахуванням повної картини можливих навантажень машин та їх приводів в процесі роботи, величини цих навантажень та їх динамічних характеристик.

Іншим прийнятним напрямом слід вважати переустановку робочого обладнання землерийних машин на транспортно-тягові шасі, шо випускаються серійно, наприклад, автомобільні шасі високої прохідності. В такому випадку має бути перевірена сумісність трансмісій базового шасі та встановленого на ньому навісного обладнання та при необхідності виконана корінна модернізація системи відбору потужності двигуна базового шасі на привод робочого обладнання за умови можливого розділення потоку потужності між окремими користувачами.

При цьому слід мати на увазі, що робочі органи землерийних машин не потребують радикальних змін (як роторні, так і ланцюгові), оскільки інженерні рішення, що покладені в основу їх конструкції, відрізняються високою ефективністю та досконалістю на сьогоднішній день.

Завдання створення сучасної мобільної землерийної машини безперервної дії в Україні може вирішуватися шляхом установки ланцюгового робочого обладнання на шасі високої прохідності КрАЗ. За умови сумісності робочого обладнання з базовим шасі реальною стає задача створення машин з високим рівнем ремонтопридатності та технологічних можливостей. З урахуванням вище викладеного, а також беручи за основу в процесі проектування машини відомі методики розрахунку зовнішніх навантажень машини ї їх приводів [59 – 63], зазначимо, що об'єктивний підхід до вирішення питання створення землерийної машини безперервної дії за вище описаним принципом (поєднання серійного колісного шасі високої прохідності та ланцюгово-балкового, наприклад, РО) неможливе без вирішення наукової задачі дослідження та виявлення закономірностей формування зовнішніх навантажень приводів машини з урахуванням як статичних, так і динамічних характеристик цих навантажень як в повздовжній, так і в поперечній площині до напряму вектору переміщення машини [58].

Слід відмітити, що дослідженням статичних та динамічних навантажень, що виникають в процесі копання ґрунту як одноківшевими так і багатоківшевими екскаваторами присвячено значну кількість робіт, насамперед, Волкова Д.П. [59, 60], Черкасова В.О. [61], Вайнсона А.А. [62], Сутідзе Л.М. [63], Гарбузова З.Є. [4]. Не менш ґрунтовно вивчено динаміку автомобілів та їх трансмісій. Ці питання відображено у роботах Цитовича І.С. [64], Альгіна Б.В. [65], Кіршина В.Г. [66], Грішкевича А.І. [67] та інших.

Так в роботі [62] розглядається переміщення тягового ланцюга багатоківшевого екскаватора як взаємодія шарніра ланки ланцюга з зубом приводної зірочки, що визначає змінну швидкість ланцюга. Це призводить до появи прискорень і, як наслідок, додаткових динамічних навантажень на робочий орган, а саме - в ланцюговому тяговому елементі конструкції РО. Дія змінних в часі сил на робочий орган призводить до виникнення в тяговому елементі РО та в його приводі динамічних процесів. Аналіз інерційної характеристики механізму копання грунту свідчить про те, що зведений момент інерції рухомих мас елементів трансмісії становить 2...3% моменту інерції рухомих мас двигуна машини, а момент інерції рухомих мас РО – 3...4%. Відповідно, коливання тягового РО практично не впливають на роботу двигуна, а обертання його колінчастого валу з цієї причини практично залишається рівномірним і не впливає на динамічні процеси у самому робочому органі. А.А. Вайнсон розглядає ланцюговий робочий орган траншейної машини як систему з кінцевим числом ступенів вільності, а в найбільш простому випадку як систему, що має один ступінь вільності. Ним запропоновано формулу для визначення динамічного навантаження РО:

$S_{\partial} = C \varphi R$,

де
$$\varphi$$
 – динамічне кутове переміщення приводної зірочки

R – радіус зірочки;

С – жорсткість ланцюгового тягового органу.

Добуток φR — фактично являє собою амплітуду динамічної складової вимушеного лінійного коливання, яка може бути знайдена з рівняння руху системи, що записане у формі рівняння Лагранжа [62]. В кінцевому рахунку А.А. Вайнсон запропонував формулу для визначення динамічного натягу тягового ланцюга в залежності від нерівномірності руху ланцюга:

$$S_{o} = \frac{3KCR\sin\frac{\pi}{z}}{\frac{p^{2}}{\omega^{2}} - 1}$$

де К – відношення амплітуд прискорень робочого ланцюга;

р – власна кругова частота РО;

z, *ω* – число зубців та кутова швидкість приводної зірочки.

Аналізуючи результати досліджень А.А. Вайнсона зазначимо, що отримані залежності описують процеси динамічного навантаження тягових ланцюгів землерийних машин, що виникають в самому робочому органі в процесі взаємодії тягового ланцюга з приводною зірочкою і не враховують взаємодію різців РО з робочим середовищем (ґрунтом) та його фізико-механічні властивості.

Фактично, дійсна швидкість тягового ланцюга, за постійної швидкості обертання ведучої зірочки, непостійна і змінюється періодично при вході в зачеплення з зубом кожної ланки ланцюга. За умови нерівномірного обертання ведучої зірочки на ланцюг діє додаткове динамічне навантаження, що є функцією кутового прискорення веденої зірочки. Максимальні динамічні навантаження визначаються амплітудними значеннями цієї функції [68].

3.Є. Гарбузов у своїй роботі [4] звертає увагу на виникнення динамічних навантажень, що пов'язані з нерівномірністю руху тягового ланцюга та РО землерийної машини, який огинає приводні блоки. Він стверджує, що динамічні навантаження тягового ланцюга викликаються прискореннями різних знаків при набіганні ланцюга на грань приводної зірочки. Такі твердження говорять про

періодичну природу динамічного зусилля. Він приводить формулу Ганфштенгеля за якою прийнято визначати динамічне зусилля *P*₀:

$$P_{\partial} = \frac{3\pi^2 v_{\pi}^2}{t_{\pi} z^2} \cdot \frac{G_{\pi}}{g},$$

де t_{π} – крок ланцюга;

*v*_л – швидкість ланцюга;

*G*_л – сила тяжіння ланцюга;

g – прискорення вільного падіння.

При визначенні зусиль в тяговому ланцюзі робочого органу З.Є. Гарбузов рекомендує враховувати:

- натяг ланцюга, обумовлений опором копання та підйомом ґрунту;
- натяг від дії власної ваги тягового ланцюга, ківшів (скребків) та ґрунту в них;
- додатковий натяг, який виникає внаслідок повертання ківшів (скребків) при зустрічі з перепоною;
- динамічні зусилля, що виникають внаслідок нерівномірного руху ланцюга, який огинає приводні блоки або зірочки.

Додаткові зусилля в ланцюгу при зустрічі з непереборною перешкодою рекомендується враховувати додатковим натягом ланцюга, за рахунок статичного повороту ківша та додатковим натягом, внаслідок удару в перепону:

$$S_{\partial} = 15 \frac{G_{\pi}}{g} v_{\pi}^2.$$

Як видно з викладеного вище, З.Є. Гарбузов не розглядає динаміку навантаження тягового ланцюга РО від взаємодії різців з ґрунтом в поєднанні з динамікою навантаження, що обумовлюється взаємодією ланцюга з приводною зірочкою або останньої в поєднанні зі стопорним режимом РО.

Існуючі методи розрахунків трансмісій автомобілів, що можуть бути використані в якості базових шасі землерийних машин безперервної дії, не розглядають режими навантажень, які є результатом роботи навісного робочого обладнання. В процесі формування зовнішніх навантажень приводів землерийних машин безперервної дії може мати місце синергетична взаємодія зовнішніх факторів за величиною навантажень, яка зовсім не враховується в процесі розрахунків, та може бути виявлена тільки експериментально. Результати вказаних експериментальних досліджень можуть (і повинні) бути покладені в основу розроблених методик формування та визначення величин і характеру дії зовнішніх навантажень на трансмісії приводів землерийних машин безперервної дії.

Методики визначення динамічних навантажень в трансмісіях приводів землерийних машин безперервної дії під час стопоріння приводу доволі складні, їх важко використовувати в практичних розрахунках. З метою спрощення виконання розрахунків і самої методики Д.П. Волковим запропонована заміна багатомасових систем одно або двомасовими системами [61].

Аналогічну точку зору на визначення динамічних навантажень в приводах як багатоківшевих, так і одноківшевих гірничих екскаваторів в режимі стопоріння приводу шляхом заміни багатомасових систем одно-двомасовими викладено в роботах [59, 60]. Тут розглянуто фізичну суть виникнення та розрахунку додаткових динамічних навантажень як в усталених режимах роботи машин, так і не в усталених. Доказано, що виконання динамічних розрахунків спрощених систем дає задовільні результати для практичного користування. В роботах наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень та розроблені на їх основі методи розрахунку динамічних навантажень в механізмах приводу, робочому обладнанні та металоконструкціях багатоківшевих кар'єрних екскаваторів та відвалоутворювачів, що виникають в широкому спектрі зміни дії зовнішніх динамічних навантажень. В роботах зазначено, що найбільші навантаження на робочих органах і в приводах землерийних машин виникають при стопорінні робочих органая і в приводах землерийних машин виникають при стопорінні

В [61] автори Волков Д.П. і Черкасов В.А. роблять висновки про те, що амплітудні значення динамічних навантажень в пружних елементах приводів чи конструкціях робочого обладнання визначаються конструктивними параметрами трансмісій, жорсткістю перепон та режимами роботи машини. Зменшення динамічних навантажень в приводах можливе за рахунок зменшення махових мас конструктивних елементів приводу, застосування додаткових пружних елементів, встановлення муфт граничного моменту на тихохідних валах приводів.

Більш детально питання динамічного навантаження та надійності траншейних екскаваторів на прикладі роторних машин розглянуто в роботі Д.П. Волкова [60]. В ній головну увагу приділено виявленню причин виникнення можливих резонансних частот вимушених коливань конструкції, що найчастіше є причиною руйнування металоконструкцій машин. Встановлено, що границі зміни інтервалу можливих резонансних частот вимушених коливань конструкцій визначаються найбільшою та найменшою частотами коливань гармонічних складових періодичних зовнішніх навантажень, в тому числі змінними силами опору грунту копанню та переміщенню екскаватора в режимі копання ґрунту.

Підсумовуючи вище сказане зауважимо, що прийнявши до розгляду використання автомобіля високої прохідності, як шасі землерийної машини, є необхідність перевірочних розрахунків трансмісії і конструкції цього шасі з урахуванням додаткових навантажень, викликаних роботою робочого обладнання. При цьому слід враховувати, що величину динамічних сил зовнішнього навантаження трансмісій приводів визначають також змінний крутний момент на колінчастому валу двигуна, неврівноваженість деталей екскаватора, що обертаються, змінні сили в зачепленнях зубчастих та ланцюгових передач. Встановлено [60], що в силових двигунах приводів практичний інтерес являють гармоніки, що мають порядок від 0,5 до 6. З урахуванням розрахункової частоти обертання колінчастих валів двигунів землерийних машин діапазон частот небезпечних гармонічних складових коливань знаходиться в межах від $0.5n_{\partial\theta}$ до $6n_{\partial\theta}$. При розрахунку амплітуд коливань на резонансних режимах слід враховувати конструкцію та ступінь зношування ріжучого інструмента, що обумовлює нерівномірний виліт різців на ріжучих поясах ківшів чи скребків РО, а відповідно, і значні коливання зовнішнього навантаження.

Вивченню динамічних навантажень ДВЗ, як силових установок землерийних машин безперервної дії, приділялась достатньо значна увага [69–71]. Застосування

МСЕ в тривимірній постановці, дає можливість ефективно розраховувати податливість трансмісій [72]. Розроблено методики розрахунку крутильних коливань силових установок та трансмісій приводів з урахуванням та без урахування тертя з лінійними та нелінійними елементами з використанням матричних методів, що дозволяють найбільш просто записувати розрахункові рівняння руху крутильно-коливальної системи за багатьма ступенями вільності [73]. Це дало можливість створити високоефективні та врівноважені силові установки.

Безумовно, питання дослідження динаміки автомобілів вивчене системно і досконало [64–67]. Абсолютна більшість цих досліджень присвячена вивченню автомобілів як транспортних засобів. Разом з тим, використання автомобілів в якості базових шасі землерийних машин безперервної дії не розглядалось.

Для динамічних схем окремих агрегатів і автомобілів в цілому наводяться [64] системи диференціальних рівнянь руху дискретних мас, що описують функціонування цих агрегатів та дають можливість визначити максимальні динамічні навантаження в трансмісіях приводів, в металоконструкціях та підвісках автомобілів; складено об'єднані динамічні схеми, що включають машинний агрегат і підвіску.

Відомі результати ґрунтовних досліджень динаміки трансмісій автомобілів і тракторів методами моделювання [65]. Розроблена методологія переходу від реального об'єкта до механічної моделі, динамічної схеми і математичної моделі, існують ефективні методи й алгоритми розв'язку лінійних та нелінійних задач дослідження сталих і перехідних режимів коливань трансмісій та систем, що взаємодіють з нею. Ефективність використання розроблених методик підтверджується даними експериментальних досліджень.

Велику увагу дослідники приділяли вивченню закономірностей формування та зменшення динамічних навантажень в трансмісіях автомобілів великої вантажопідйомності, розглядаючи їх як систему «двигун–трансмісія–ходова частина» [59], що найбільш відповідає суті питання цієї роботи. Автомобіль при цьому розглядається як складна багатомасова система з урахуванням взаємозв'язку коливань його основних вузлів та агрегатів на перехідних режимах руху автомобіля і в режимі автоколивань, що виникають при буксуванні колісного рушія на грунтовій опорній поверхні. Встановлено особливості динамічних процесів в трансмісіях автомобілів-самоскидів з колісною формулою 6х4, з урахуванням основних нелінійних чинників при їх роботі в екстремальних умовах, представляючи автомобіль взаємозалежною динамітною системою «двигун з заданою обмеженою потужністю – трансмісія – ходова частина».

Абсолютно логічно розглядати вказану систему з урахуванням додаткового зовнішнього навантаження шляхом встановлення на автомобільному шасі навісного обладнання землерийної машини безперервної дії.

Розглядаючи питання створення мобільної землерийної машини безперервної дії, керуючись положеннями викладеними вище, необхідно представляти землерийну машину як багаторівневу взаємозв'язану динамічну систему, кожен наступний елемент якої впливає на динамічні процеси різання ґрунтів (особливо мерзлих та тріщинуватих гірських порід типу піщаників та вапняків).

Для визначення впливу на динамічні процеси конструктивних та компоновочних рішень вузлів трансмісії необхідно прийняти за основу систему землерийної машини безперервної дії на вищому рівні як двоблокову динамічну модель, зв'язану між собою трансмісією базового шасі [74]. Очевидно, що при наявності двох силових потоків приводів трансмісії, а саме: приводу ланцюгового робочого обладнання, який також розділяється на привод ґрунторозробного ланцюга та привод роторного метальника-евакуатора розробленого ґрунту в бруствер на бровці спороджуваної траншеї, а також на привод механізму ходового переміщення машини. Сумарний баланс потужності слід розглядати як суму потужностей, що реалізується на вказаних приводах.

Динамічні процеси в приводах землерийних машин досліджені досить грунтовно і детально, визначено основні параметри та вимоги до проектування приводних редукторів та допоміжних механізмів. Привод механізму ходового переміщення землерийних машин безперервної дії прийнято формувати як гідромеханічну трансмісію з широким діапазоном безступінчатого варіювання повзучих швидкостей переміщення. Розрахункова схема [75] імітаційної математичної моделі ланцюгового траншейного екскаватора, в принципі може бути прийнята за основу при розробці динамічної моделі мобільної землерийної машини безперервної дії з використанням в процесі її створення серійних автомобільних шасі високої прохідності.

При цьому необхідно буде обґрунтувати та створити методику оцінки сумісності та ефективності роботи трансмісії приводу ланцюгового грунторозробного обладнання та трансмісії колісного базового шасі, що випускається серійно. Потрібно мати на увазі вказану вище особливість землерийних машин безперервної дії, а саме: розділення силового потоку потужності, при якому більша частина потужності двигуна базового шасі передається до робочого обладнання машини повз рушій. Для траншейних машин потужність, що реалізується приводом РО, характеризує величину зменшення тягового зусилля на переміщення машини, а потужність на приводі рушія визначає швидкість поступального руху машин, і відповідно, продуктивність машини. З урахуванням того, що потужність двигуна базового шасі обмежена, виникає необхідність її раціонального розподілу, а відповідно раціонального розподілу навантажень на вузли та деталі трансмісій відповідних приводів в залежності від лінійних параметрів споруджуваних виїмок в ґрунті, потужності двигуна та тягового класу базового шасі. Очевидно, що зі зміною міцності розроблюваних ґрунтів повинен змінюватись і розподіл потужності між приводом робочого обладнання та рушія машини. Це необхідно враховувати в процесі формування динамічних моделей приводів машини та визначенні величин і характеру дії зовнішніх навантажень, що діють на машину в процесі копання ґрунту [40].

Слід відмітити, що за останні роки в процесі пошуку нових технічних рішень створення нових чи модернізації існуючих землерийних машин безперервної дії основну увагу приділяти вирішенню питань вибору і оптимізації конструктивних та технологічних параметрів ланцюгових робочих органів траншейних машин. [76], їх ріжучих елементів [39], допоміжних елементів робочого обладнання [77]. Помітне збільшення уваги дослідників до створення гідрооб'ємних та гідромеханічних приводів землерийних машин безперервної дії [78, 79]. Опубліковані результати виконаних досліджень у цьому напрямку свідчать про невирішеність цілого ряду питань динамічних розрахунків гідроприводів з урахуванням впливу конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів на ефективність роботи приводів, що суттєво стримує створення таких приводів, а відповідно й високоефективних землерийних машин.

Узагальнюючи вище викладене, можна стверджувати, що створення мобільної землерийної машини безперервної дії потребує створення та дослідження динамічної моделі з урахуванням дії зовнішніх динамічних навантажень на її робочому обладнанні.

Висновки за розділом 1

1. Пріоритетним в конструкціях як вітчизняних, так і зарубіжних землерийних машин безперервної дії є використання ланцюгових робочих органів, насамперед ланцюгово-балкових.

2. Сучасний стан машинобудівної галузі країни, можливість збільшення ефективності роботи машинобудівних підприємств України за рахунок збільшення масовості виробництва однотипної високоефективної, наукомісткої машинобудівної продукції диктує необхідність створення та виробництва багатофункціональних машин, в тому числі землерийних машин безперервної дії.

3. Фактичний стан військово-інженерного озброєння збройних сил України свідчить про гостру необхідність створення високоефективної мобільної універсальної землерийної машини для фортифікаційного облаштування позицій військ та укриттів для бойової техніки.

4. Створення сучасних високоефективних мобільних землерийних машин безперервної дії можливе за умови виконання комплексу глибоких наукових досліджень розроблених статичних та динамічних моделей машин, розробки новітніх технічних рішень, насамперед приводів землерийних машин з використанням швидкохідних, пневмоколісних шасі високої прохідності.

РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ФОРМУВАННЯ ЗОВНІШНІХ НАВАНТАЖЕНЬ МАШИНИ

2.1. Математична модель сил опору

2.1.1. Моделювання сил опору в грунторозробному робочому органі

Робочий орган машини складається із приводного та натяжного валів, зірочок і тягових ланцюгів, що входять з ними в зачеплення. На ланцюгах розташовані транспортуючі елементи – балки з ріжучими елементами зубцями (рисунок 2.1).



Рисунок 2.1. Ланцюгово-балковий робочий орган: 1 – приводний вал; 2 – натяжний вал; 3 – ланцюг; 4 – балки; 5 – різці

Процес розробки ґрунту складається з почергового входження ріжучих елементів в забій та їх виходу з забою на рівні денної поверхні. Динамічний характер моменту сил опору на приводному валу РО землерийної машини визначається рядом факторів. Серед них:

- дискретне розташування різців;
- вихід балки з робочої зони на рівні денної поверхні не перекривається синхронним входженням в забій наступної балки.

Це призводить до ступінчастої зміни сумарної товщини стружки з амплітудою товщини стружки одного ріжучого елементу та частотою входження балок в забой. Коливання сумарної товщини стружок є головною причиною зміни навантаження на робочому органі, оскільки сила різання залежить від товщини стружки [82]. Характер зміни навантаження в межах окреслених амплітуд залежить від геометричних та кінематичних параметрів ланцюгового РО, які можливо встановити за відповідним аналізом.

Еквівалентна модель з гнучкою ланкою. В ланцюгових передачах ланки ланцюга розташовуються на зубцях зірочок як хорди ділильного кола (рисунок 2.2). Лінії віток ланцюга є дотичними до кіл ділильних радіусів зірочок r_{∂} і визначаються за умови розташування цілої кількості хорд довжиною zt_{π} :

$$r_{o} = \frac{t_{\pi}}{2\sin\left(\frac{\pi}{z}\right)},\tag{2.1}$$

де $z(z_1, z_2)$ – число зубців ведучої 1 або натяжної 2 зірочок.



Довжина ділильного кола є більшою за сумарну довжину розташованих по цьому колу ланок ланцюга: $2\pi r_{\partial} > zt_{n}$. Для представлення зірочок у вигляді кіл, а не багатокутників, ланцюгова передача замінюється еквівалентною моделлю передачі з гнучкою ниткою, що рухається без проковзування по поверхні блоків (рисунок 2.3). У такій моделі вітка ланцюга довжиною *L* деформується і огинає блоки, які замінюють зірочки.





Рисунок 2.3. Схема еквівалентної моделі з гнучкою ланкою

Радіуси блоків *r*₁ та *r*₂ не дорівнюють ділильним радіусам зірочок і визначаються за умови рівності довжини дуги криволінійної ділянки поверхні блока сумарній довжині хорд – ланок ланцюга, що огинають приводну або натяжну зірочку:

$$r_1 = \frac{z_1 t_{\pi}}{2\pi}, \qquad r_2 = \frac{z_2 t_{\pi}}{2\pi}.$$
 (2.2)

У робочому органі землерийної машини використовуються ланцюги одностороннього перегину, тому на прямолінійній ділянці відсутня стріла провисання холостої вітки. Таким чином, еквівалентна модель ланцюгової передачі складається з двох дуг $BE=L_1$, $CD=L_2$ та двох відрізків $BC=DE=L_3$.

Кут нахилу віток ланцюга до осі РО:

$$\delta = \arcsin\left(\frac{r_2 - r_1}{a}\right),\tag{2.3}$$

тут а – міжосьова відстань, що визначається за відомою формулою [80],[81]:

$$a = \frac{t_{\pi}}{4} \left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2} \right),$$
(2.4)

де *L*_t – кількість ланок ланцюга;

*t*_л – крок ланцюга.

Лінійні розміри прямолінійних та криволінійних ділянок: $L_1 = BE = (\pi - 2\delta)r_1$; $L_3 = BC = BE = a\cos\delta$; $L_2 = CD = (\pi + 2\delta)r_1$.Сумарна довжина ділянок моделі дорівнює довжині ланцюга РО: $L = L_1 + 2L_3 + L_2$.

Геометрична модель. Ланцюговий РО розташовано в прямокутній системі координат $x'O_1y'$ (рисунок 2.4). Відомі лінійні координати осей обертання зірочок: $O_1(x'_{O1},y'_{O1}), O_2(x'_{O2},y'_{O2})$ та точок $B(x'_B,y'_B), C(x'_C,y'_C), D(x'_D,y'_D), E(x'_E,y'_E)$. Кутові координати радіусів-відрізків позначимо як: $\varphi_B, \varphi_C, \varphi_D, \varphi_E$. Тут і надалі вважається додатною система відліку кутової координати проти годинникової стрілки.



Рисунок 2.4. Геометрична модель ланцюгового РО

За узагальнену координату приймається кут повороту ведучої зірочки 1:

$$\varphi_{1i} = \varphi_{10} + m_{\omega} i \frac{L}{r_1 n}, \qquad (2.5)$$

де *i* – порядковий номер миттєвого положення ланцюгового PO;

 φ_{10} – початкове положення ведучої зірочки 1, що визначається за умовою зустрічі точки *B* ланцюга з точкою *E* зірочки за її обертання: $\varphi_{10} = \varphi_E + \frac{L_2 + 2L_3}{r}$;

*m*_w – коефіцієнт, що враховує напрямок руху ведучої зірочки (+1 рух проти годинникової стрілки, –1 рух за годинниковою стрілкою);

n – кількість положень механізму, що досліджуються (для збереження цілого співвідношення натурального ряду номерів положень з кроком ланцюга рекомендується приймати кратним *L*_t).

Кут повороту натяжної зірочки 2:

$$\varphi_{2i} = \varphi_{20} + m_{\omega} i \frac{L}{r_2 n}, \qquad (2.6)$$

де φ_{20} – початкове положення натяжної зірочки 2, що визначається за умови зустрічі точки *B* ланцюга з точкою *C* зірочки за її обертання: $\varphi_{20} = \varphi_C + \frac{L_3}{r_2}$.

Кутова узагальнена координата φ_{1i} трансформується в лінійне переміщення ланцюга:

$$l_i = m_{\omega} (\varphi_{1i} - \varphi_{10}) r_1.$$
 (2.7)

Визначення координат *i*-ої точки траєкторії ланцюга в прямокутній системі координат *x*'*O*₁*y*' проводиться окремо для кожної ділянки:

1) для прямолінійної ділянки *BC*, якщо лінійне переміщення ланцюга $l_i \leq L_3$:

$$\begin{array}{l}
x_i' = x_B' + l_i \cos \delta \\
y_i' = y_B' + l_i \sin \delta
\end{array};$$
(2.8)

2) для криволінійної ділянки дуги CD натяжної зірочки, якщо $L_3 < l_i \le L_2 + L_3$:

$$\begin{array}{l} x'_{i} = x'_{O2} + r_{2}\cos\varphi_{2i} \\ y'_{i} = y'_{O2} + r_{2}\sin\varphi_{2i} \end{array} ;$$
 (2.9)

3) для прямолінійної ділянки DE, якщо $L_2+L_3 < l_i \le L_2+2L_3$:

$$x'_{i} = x'_{D} - [l_{i} - (L_{2} + L_{3})]\cos\delta y'_{i} = y'_{D} - [l_{i} - (L_{2} + L_{3})]\sin\delta$$
; (2.10)

4) для криволінійної ділянки *BE* ведучої зірочки, якщо $L_2+2L_3 < l_i \le L$:

$$\begin{array}{l} x_{i}' = x_{O1}' + r_{1} \cos \varphi_{1i} \\ y_{i}' = y_{O1}' + r_{1} \sin \varphi_{1i} \end{array} \right\}.$$

$$(2.11)$$

Координати точок ланцюга в робочому положенні під час відкопування траншей РО визначаються в системі координат xOy, яка по відношенню до системи координат $x'O_1y'$ перенесена на відстань H_0 і повернута на кут θ (рисунок 2.5).



Рисунок 2.5. Перетворення системи координат

У новій системі координат xOy горизонтальна вісь Ox співпадає з денною поверхнею забою. Кут повороту осей у від'ємному напрямку дорівнює куту нахилу рами ланцюгового РО θ .

Координати і - ої точки ланцюгового РО в системі координат хОу:

$$\begin{array}{l} x_i = x_{01} + x_i' \cos \theta - y_i \sin \theta \\ y_i = y_{01} + x_i' \sin \theta - y_i \cos \theta \end{array} \right\},$$
(2.12)

де *x*₀₁=0, *y*₀₁=*H*₀ – координати осі обертання ведучої зірочки 1 в системі координат *xOy*; *H*₀ – висота розвантаження. Активна частина робочої вітки ланцюга, на яку діють сили різання, обмежена дном траншеї та рівнем денної поверхні ґрунту. В траєкторії руху різців ланцюгового РО це будуть точки з від'ємними значеннями координат $y_i < 0$ і такі, що переміщуються в напрямку денної поверхні ґрунту, за умовою: $y_i - y_{i-1} < 0$.

Кінематичні параметри ланцюгового робочого органу. Кутову швидкість ведучої зірочки ω_1 приймають постійною і визначають за передаточним відношенням від двигуна до РО $u_{\partial_6 \cdot po}$ і частотою обертання валу двигуна n_{∂_6} :

$$\omega_1 = \frac{\pi n_{\partial \theta}}{30} \cdot \frac{1}{u_{\partial \theta - p \phi}}.$$
(2.13)

Під час руху ланок ланцюга по зірочці, яка має постійну кутову швидкість ω_1 і лінійну колову v_3 , ланцюг відтворює рухи [68]:

- з положення *А* в положення *В* ланцюг переміщується вперед і вгору (рисунок 2.6), залишаючись паралельним своєму початковому стану;

- з положення *B* в положення *C* ланцюг переміщується вперед і вниз до розташування в якості хорд ділильного кола.



Рисунок 2.6. Визначення кінематичних параметрів ланцюга

Швидкість ланцюга, що визначається кутом повороту ведучої зірочки φ_{1i} :

$$v_{ni} = v_{2i} = v_3 \cos \varphi_{1i} = \omega_1 r_1 \cos \varphi_{1i}.$$
(2.14)

Прискорення ланцюга визначається як похідна за часом від швидкості:

$$a_{ni} = \frac{dv_{ni}}{dt} = -\omega_1^2 r_1 \sin \varphi_{1i}.$$
 (2.15)

61

Обертання натяжної зірочки залежить від руху ланцюга. Кутова швидкість натяжної зірочки відповідно до рівняння (2.14):

$$a_{\pi i} = \frac{dv_{\pi i}}{dt} = -\omega_1^2 r_1 \sin \varphi_{1i}. \qquad (2.16)$$

Кутове прискорення натяжної зірочки визначається як похідна за часом від кутової швидкості:

$$\varepsilon_{2i} = \frac{d\omega_{2i}}{dt} = -\frac{\omega_1^2 r_1}{u_{1-2} r_2} \left(\frac{u_{1-2} \sin \varphi_{1i} - \mathrm{tg} \varphi_{2i} \cos \varphi_{1i}}{\cos \varphi_{2i}} \right), \qquad (2.17)$$

де u_{1-2} – передаточне відношення: $u_{1-2}=z_2/z_1$.

Функції лінійних швидкості та прискорення ланцюга, а також кутових швидкості та прискорення натяжної зірочки (рисунок 2.7), є періодичними в межах кутового кроку зірочки $2\pi/z_1$ або кроку ланцюга $t_{\pi}=r_1(2\pi/z_1)$.



Рисунок 2.7. Залежності кінематичних параметрів ланцюгового РО від переміщення ланцюга: а – швидкості ланцюга v_n та кутової швидкості натяжної зірочки ω_2 ; б – прискорення ланцюга a_n та кутового прискорення натяжної зірочки ε_2

Формування стружки. Робочий процес землерийної машини безперервної дії з ланцюговим робочим органом складається з відокремлення ґрунту від масиву різцями і його транспортування балками до розвантажувального пристрою. Дослідження подібного робочого процесу при роботі ланцюгових траншеєкопачів відображені в [4, 62, 85]. Ріжучі елементи здійснюють рух по траєкторії ланцюга (зі швидкістю v_n) і разом з машиною поступальний рух (зі швидкістю v_m) в напрямку забою. Траєкторія різання ґрунту має прямолінійну форму та нахилена до горизонту під кутом β (рисунок 2.8).



Рисунок 2.8. Схема взаємодії робочого органу з грунтом

Далі визначаємо основні геометричні та кінематичні співвідношення при формуванні стружки.

Кут нахилу траєкторії руху робочої гілки ланцюга:

$$\alpha = \theta + \delta. \tag{2.18}$$

Кут нахилу траєкторії різання:

$$\beta = \arctan\left(\frac{v_{\pi}\sin\alpha}{v_{m} + v_{\pi}\cos\alpha}\right).$$
(2.19)

Подача на один різець:

$$s_T = \frac{v_m t_P}{v_n}, \qquad (2.20)$$

де *t*_{*P*} – крок встановлення однойменних різців в сусідніх групах різців або крок різців у лініях різання ґрунту.

Товщина стружки, що відділяється різцями від масиву (глибина різання):

$$h_T = s_T \sin\beta. \tag{2.21}$$

Довжина траєкторії різання ґрунту:

$$l_3 = \frac{H}{\sin\beta},\tag{2.22}$$

де *Н* – глибина траншеї.

Товщина стружки, що відділяється різцями від поверхні забою, за постійного співвідношення швидкостей різання ґрунту v_n та подачі машини v_m є сталою величиною. Таке твердження відносить силу різання, що є похідною товщини стружки до статичних навантажень, які нездатні викликати коливання в елементах приводу РО.

Саме періодичне входження різців в робочу зону та вихід різців на денну поверхню забою і той факт, що сила різання формує найбільший опір при роботі машини, визначає її як основне джерело виникнення динамічних навантажень.

Така думка ґрунтується на наступних твердженнях:

 Стружка, що відділяється від масиву одиночним різцем, не відразу набуває максимального значення. В момент входу в забій (точка *A*, рисунок 2.9) товщина стружки дорівнює нулю. Товщина стружки збільшується на криволінійній ділянці *AB* траєкторії різання ґрунту і в точці *B* досягає стійкого максимуму. Профіль зрізу одиночним різцем має форму трапеції (рисунок 2.10).





Рисунок 2.9. Формування стружки, що зрізається одиночним різцем

Рисунок 2.10. Залежність товщини стружки, що зрізається одиночним різцем від переміщення ланцюга

Товщина стружки визначається:

- на прямолінійній ділянці траєкторії різання:

$$h_i = h_T = s_T \sin \beta = \frac{v_m}{v_\pi} t_P \sin \beta , \qquad (2.23)$$

- на криволінійній ділянці траєкторії різання $0 \le \varphi_{2i} \le \beta \approx \theta$:

$$h_i = \frac{v_m}{v_n} t_P \sin \varphi_{2i} \approx h_T \frac{\varphi_{2i}}{\beta}, \qquad (2.24)$$

де *t*_{*P*} – крок встановлення однойменних різців в сусідніх групах різців або крок різців у лініях різання ґрунту.

Закон зміни товщини стружки на ділянці зміни кута $0 \le \varphi_{2i} \le \beta$ або лінійного переміщення $0 \le l_i \le \theta r_2$ приймаємо лінійним $h'_i = h_T \frac{\varphi_{2i}}{\beta}$ (рисунок 2.11).

 Транспортуючі та ріжучі елементи – балки та різці мають дискретне розташування по периметру ланцюгового РО. Відповідно, в межах кроку розташування балок, товщина стружки h_i змінна, а сумарне значення товщини стружки Σh_i змінюється за пилкоподібним законом (рисунок 2.12).





Рисунок 2.11. Закон зміни товщини стружки від кута повороту натяжної зірочки



Сили копання ґрунту. Для зручності сили представляються у вигляді нормальних та дотичних складових (рисунок 2.13). Дотичні складові формують колове зусилля на приводній зірочці. Нормальні складові створюють додаткові сили тертя ґрунту та РО по поверхні забою.



Рисунок 2.13. Сили копання ґрунту

Дотична складова сили різання або опір ґрунту різанню. Сила різання ґрунту, що діє на один різець в режимі блокованого *Рблі^т* та напівблокованого *Рн.блі^т* різання для *i* -того положення траєкторії руху [82, 86]:

$$P_{i}^{\tau} = 9,81C_{yo}h_{i}^{1,35} \left[1+0,1b_{p}\right] \left(1-\frac{90^{0}-\delta_{p}}{180^{0}}\right)e_{\mu}\mu_{\delta_{n}}, \qquad (2.25)$$

де C_{yo} – число ударів щільноміра ДорНДІ;

h_i – товщина стружки для *i* -того положення ланцюгового РО за встановленим законом, см;

 b_p – ширина різця, см;

 δ_p – кут різання;

 e_{μ} – коефіцієнт, що враховує кут γ_p загострення різця $e_{\mu} = f(\gamma_p)$;

 $\mu_{\delta n}$ – коефіцієнт, що враховує ступінь блокування стружки ($\mu_{\delta n}$ =0,64 для напівблокованого різання, $\mu_{\delta n}$ =1,0 для блокованого різання).

Сумарне значення сили різання змінюється за пилкоподібним законом (рисунок 2.14):

$$P_i^{\tau} = \sum P \delta \pi_i^{\tau} + \sum P \mathcal{H} \cdot \delta \pi_i^{\tau} . \qquad (2.26)$$



Рисунок 2.14. Залежність дотичної складової сили різання від переміщення ланцюга

З рисунку 2.14 видно, що основний закон зміни величини сили різання ґрунту, який обумовлений зміною товщини стружки, враховує закономірність входження груп різців. Остання закономірність пов'язана з різною величиною сили

різання у різців, що працюють в умовах блокованого і напівблокованого різання.

Сила ваги ґрунту, що піднімається з забою. Величина сили ваги ґрунту, що піднімається з забою, приймається пропорційною об'єму ґрунту, який зрізається по довжині забою. Максимальний об'єм ґрунт має на рівні денної поверхні і до місця розвантаження вага ґрунту залишається максимальною сталою величиною, тому сила ваги, що піднімається з забою:

$$G_{zp}=m_{zp}g, \qquad (2.27)$$

де g- прискорення вільного падіння, м/с²;

*m*_{гр} – маса ґрунту, кг; згідно [4] визначається за технічною продуктивністю машини:

$$m_{zp} = \frac{\Pi_m \rho_{zp}}{3600 v_n} \left(\frac{H}{2} + H_0\right), \qquad (2.28)$$

де $\Pi_m = B \cdot H \cdot v_m - продуктивність роботи машини, м³/год;$

 ρ_{cp} – густина ґрунту, кг/м³;

В – ширина забою, м;

Об'єм ґрунту за час одного оберту ланцюгового РО залишається постійним, ґрунт доправляється в розвантажувальний пристрій суцільним потоком без дискретизації часток [83]. Це означає, що момент сил опору від сил ваги ґрунту є сталою величиною і не є джерелом динамічних навантажень.

Сила ваги рухомих частин віток ланцюга робочого органу. Рухомі частини складаються з трьох віток приводного ланцюга, балок та ріжучих елементів. Сила ваги *i*-тої частки ланцюга:

$$G_{ni} = m_i g = \frac{m}{n} g , \qquad (2.29)$$

де *m* – загальна маса рухомих частин віток ланцюга РО.

Без дискретизації ланок ланцюга, можна зазначити, що по аналогії з силою ваги ґрунту, сила ваги рухомих часток віток ланцюга теж не викликає які-небудь

динамічні навантаження в елементах РО землерийної машини. Сили ваги ланцюга та ґрунту визначає величину опору від сил тертя ґрунту по поверхні забою.

Сили тертя. Сили ваги ґрунту G_{ep} та реакція відпору або нормальна сила різання P_i^n визначають величину опору від сил тертя ґрунту та РО по поверхні забою. Цей опір є виробничим, його величина приймається пропорційною вказаним силам в межах довжини забою:

$$F_{mpi} = P_i^{\tau} \psi \mu_1 + G_{zp} \mu_2 \cos\beta , \qquad (2.30)$$

де ψ – коефіцієнт пропорційності між нормальною P_i^n та дотичною P_i^{τ} складовими сили різання ґрунту (рисунок 2.13);

μ₁, μ₂- коефіцієнти зовнішнього та внутрішнього тертя ґрунту.

2.1.2. Динамічні навантаження в приводі ланцюгового робочого органу

Динамічною моделлю ґрунторозробного РО приймається ланка зведення, що виконує обертальний рух. Момент інерції цієї ланки відносно осі обертання приводного валу J_{3Bo} . На ланку зведення діє пара сил зведеного моменту M_{3Bo} . Диференціальне рівняння руху ланки зведення:

$$J_{_{3Bo}}\varepsilon_{_{1}} + \frac{dJ_{_{3Bo}}}{d\varphi_{_{1}}}\frac{\omega_{_{1}}^{2}}{2} = M_{_{3Bo}}.$$
 (2.31)

де $\varphi_1, \omega_1, \varepsilon_1$ – кутова координата, швидкість та прискорення приводного валу РО. Зведений момент сил опору M_{3Bo} на приводному валу РО визначається за умови рівності його потужності та потужності сил різання P^{t} , ваги ґрунту G_{cp} та тертя F_{mp} :

$$M_{_{3Boi}}\omega_{1}\eta_{_{\mathcal{J}}} = P_{i}^{\mathsf{T}}v_{_{\mathfrak{A}i}}\cos\left(\overline{P_{i}^{\mathsf{T}}},\overline{v_{_{\mathfrak{A}i}}}\right) + G_{_{\mathcal{P}}}v_{_{\mathfrak{A}i}}\cos\left(\overline{G_{_{\mathcal{P}}}},\overline{v_{_{\mathfrak{A}i}}}\right) + F_{_{\mathfrak{m}pi}}v_{_{\mathfrak{A}i}}\cos180^{\circ}, \qquad (2.32)$$

де η_{Π} – ккд тягових ланцюгів;

 $(\overline{G_{cp}}, \overline{v_{ni}})$ – напрямний кут між векторами дії сили ваги грунту та швидкості ланцюга; $(\overline{P}_{i}^{t}, \overline{v_{ni}})$ – напрямний кут між векторами дії сили різання грунту та швидкості ланцюга. Момент інерції ланки зведення визначається за умови рівності кінетичної енергії ланки зведення та ланок ґрунторозробного РО разом з ґрунтом:

$$J_{_{3Bo\,i}} = J_{_{1}} + \frac{1}{\omega_{_{1}}^{2}} \Big[J_{_{2}}\omega_{_{2\,i}}^{2} + \Big(m_{_{\pi}} + m_{_{\tilde{o}}} + m_{_{\tilde{c}p}}\Big)v_{_{\pi\,i}}^{2} \Big], \qquad (2.33)$$

де J_1, J_2 – моменти інерції блоків ведучих та натяжних зірочок;

*m*_б, *m*_л, *m*_{гр} – маси балок, ланок ланцюга та ґрунту.

Величина зведеного моменту інерції ґрунторозробного РО не є сталою величиною і змінюється в межах кроку ланцюга (рисунок 2.15 б). Змінний характер зведеного моменту інерції враховано моментом M_{Io} . За визначенням М.Є.Жуковського M_{Io} є моментом від сил інерції в перманентному русі за постійної кутової швидкості. Надалі будемо вживати термін момент від сил інерції:

$$M_{I_0} = \frac{dJ_{_{3B_0}}}{d\phi} \frac{\omega_1^2}{2}, \qquad (2.34)$$

де $\frac{dJ_{_{3Bo}}}{d\varphi}$ – похідна від зведеного моменту інерції за узагальненою координатою – кутом повороту приводного валу РО, що визначається за формулою:

$$dJ_{_{3Bo\,i}} = \frac{2}{\omega_{_{1}}^{^{3}}} \Big[J_{_{2}}\omega_{_{2\,i}}\varepsilon_{_{2\,i}} + (m_{_{n}} + m_{_{6}} + m_{_{ep}})v_{_{n\,i}}a_{_{n\,i}} \Big], \qquad (2.35)$$

де *а*_{лі} – лінійне прискорення ланцюга;

 ε_{2i} – кутове прискорення блоку натяжних зірочок.

Графіки зведених моментів сил та інерції і моменту від сил інерції приводного валу в переміщеннях ланцюга представлено на рисунку 2.15.

Момент від сил інерції M_{Io} визначає динамічні навантаження, які виникають внаслідок нерівномірного руху ланцюга, що огинає зірочки [4]. За твердженням автора, для восьмигранних приводних блоків, кроку ланцюга $t_n = 180-200$ мм, середньої швидкості ланцюга $v_n = 1,0-1,2$ м/с величина таких динамічних навантажень не перевищує 20–25% від середнього корисного натягу ковшового ланцюга.



Рисунок 2.15. Залежності парметрів ланки зведення РО від переміщення ланцюга: а – зведеного моменту сил M_{3Bo} ; б – зведеного моменту інерції J_{3Bo} ; в – моменту від сил інерції M_{Io} .

Динамічні навантаження значною мірою залежать від кінематичних параметрів руху ланцюга – швидкості та прискорення. Зростання швидкості в поєднанні зі значною масою ланцюга призводить до значного зростання моменту від сил інерції (рисунок 2.16 а). Натомість величина зведеного моменту сил опору залежить від конструктивних та технологічних параметрів. За постійного співвідношення швидкостей переміщення машини та ланцюга v_m/v_a зведений моменту сил опору не змінюється при зростанні швидкості ланцюга. Збільшення моменту від сил інерції внаслідок збільшення швидкості ланцюга призводить до збільшення частки цього моменту в загальному моменті сил на приводному валу (рисунок 2.16 б).



Рисунок 2.16. Залежності від швидкості ланцюга: а – амплітудних значень моменту від сил інерції M_{Io} ; б – амплітудних значень моменту від сил інерції в загальному моменті сил M_{Io}/M_{3Bo}

За значних швидкостей ланцюга (понад 3 м/с) амплітуди коливань моменту від сил інерції будуть близькими до середнього значення зведеного моменту сил опору. При збільшенні швидкості сильні гармоніки спектру амплітуд моменту від сил інерції перевищують гармоніки амплітуд зведеного моменту сил і момент від сил інерції практично визначає динамічне навантаження машини. Амплітуди моментів опору визначаються за практичним гармонічним аналізом. Момент від сил інерції M_{Io} та зведений момент сил опору M_{3Bo} є періодичними функціями відповідних періодів T_o та $2T_o$:

$$T_{o} = \frac{2\pi}{z_{1}\omega_{1}} = \frac{t_{\pi}}{v_{\pi}},$$
 (2.36)

де ω_1 – кутова швидкість ведучої зірочки.

Для спрощення симуляції сигналів цих моментів, що діють на елементи моделі, представимо їх у вигляді гармонічного закону. За теоремою Фур'є, будьяку періодичну функцію, що задовольняє умовам Діріхле, можна представити у виді тригонометричного ряду [88]:

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=0}^{K} [a_k \cos(k\omega t) + b_k \sin(k\omega t)], \qquad (2.37)$$

де K – число гармонік, k=0...K;

 $\omega = \frac{2\pi}{T}$ – кругова частота, рад/с;

Т– період або інтервал, с.

Коефіцієнти ряду визначаються наближено за практичним гармонічним аналізом функцій:

$$a_{k} = \frac{2}{N} \sum_{n=0}^{N-1} y_{n} \cos(kx_{n}), \qquad b_{k} = \frac{2}{N} \sum_{n=0}^{N-1} y_{n} \sin(kx_{n});$$

N – число точок функції або число рівних частин, на які розбивається інтервал; $x_n = \frac{2\pi}{N} n = \Delta t \omega n$ точки інтервалу n = 0...N;

 $y_n = f(x_n)$ значення функції в точках x_n інтервалу n = 0...N;

 $\Delta t = \frac{T}{N}$ – часовий крок ділення, с;

Ряд (2.37) можна переписати у вигляді:

$$f(t) = c_0 + \sum_{k=0}^{K} c_k \cos(k\omega t + \arg c_k), \qquad (2.38)$$
де $c_0 = \frac{a_0}{2}$ – постійна складова; $c_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$ – амплітуди гармонічних компонент; $\arg c_k = -\arg \frac{b_k}{a_k}$ – фази гармонічних компонент.

Відтак, функції зведеного моменту сил опору M_{3Bo} та моменту від сил інерції M_{Io} представляються у вигляді суми постійної складової c_0 та обмеженої суми гармонічних компонент $c_k \cos(k\omega t + \arg c_k)$ з частотою $k\omega$, амплітудою c_k та фазою $\arg c_k$. Спектри амплітуд та фаз моментів подано на рисунках 2.17, 2.18.



Амплітуди моменту від зведених моментів сил та від сил інерції зменшуються при зростанні номера гармоніки. Для аналізу динамічної навантаженості в землерийній машині безперервної дії можна обмежитися сигналом функції, який синтезується гармоніками до 12-го порядку (додаток Б, таблиця Б.2).





k – номер гармоніки

Коректність проведеного практичного гармонічного аналізу функцій зведеного моменту сил опору M_{3Bo} та моменту від сил інерції M_{Io} ґрунторозробного РО підтверджується співставленням вихідних функцій та синтезованого сигналу з обмеженою кількістю членів гармонічних компонент (рисунок 2.19).



Рисунок 2.19. Функція y(x) та сигнал f(t), синтезований за 12-ма гармоніками: а - зведеного моменту сил опору $M_{3Bo} = y(x)$ б - моменту від сил інерції $M_{Io} = y(x)$

Діапазон власних частот, для яких можливий резонанс. Зведений момент сил опору M_{3Bo} є періодичною функцією, період якої визначається кроком установки балок. Оскільки балки встановлено на кожній другій ланці ланцюга, то період M_{3Bo} дорівнює подвійному періоду лінійної швидкості ланцюга (2.36). Для гармонічних складових моменту сил M_{3Bo} – власна частота системи, за якої можливий резонанс:

$$f = k \frac{1}{2T_o} = k \frac{v_{\pi}}{2t_{\pi}} = k \frac{z_1 n_{\partial e}}{120 u_{\partial e - po}},$$
(2.39)

де *k*-порядок гармоніки,

*t*_л – крок ланцюга.

Для перших двох сильних гармонік моменту сил опору *М*_{3Bo} (рисунок 2.17) та діапазону середньої швидкості набігання ланцюга на зірочку:

а) при розробці мерзлих ґрунтів *v*_л= 0,8–1,3 м/с діапазон власних частот, для яких можливий резонанс, складає *f*=3,2–10,4 Гц:

б) при розробці талих ґрунтів v_л = 1,3–2,5 м/с діапазон власних частот, для яких можливий резонанс, складає *f*=5,2–20 Гц.

Функція моменту від сил інерції *М*_{lo} має вдвічі менший період, тому діапазони власних частот для перших двох сильних гармонік є вдвічі більшими:

а) при розробці мерзлих ґрунтів v_л= 0,8–1,3 м/с діапазон власних частот, для яких можливий резонанс, складає *f*=6,4–20,8 Гц:

б) при розробці талих ґрунтів v_л = 1,3−2,5 м/с діапазон власних частот, для яких можливий резонанс, складає *f*=10,4−40 Гц.

Окреслені діапазони власних частот системи визначаються частотою гармонічних складових моментів сил опору. Разом з частотою гармонічних складових моментів рушійних сил ці частоти визначають межі побудови динамічної моделі мобільної землерийної машини.

Коефіцієнт динамічності. Для оцінки величини коливань навантаженості введемо коефіцієнт динамічності [60, 61]:

$$k_{\partial} = \frac{M_{o max}}{M_{o cp}},\tag{2.40}$$

де *М_{о max}*, *M_{o cp}* максимальне та середнє значення моменту сил опору на приводному валу ґрунторзробного РО.

Коефіцієнт динамічності, що визначається нерівномірністю зведеного моменту сил опору M_{3Bo} , можна розділити на дві складові: коефіцієнт динамічності, що визначаються зміною швидкості ланцюга $k_{\partial}^{V_{\pi}}$, викликаний полігональним ефектом [68], та коефіцієнт динамічності, що визначається зміною величини сили різання ґрунту $k_{\partial}^{P_{\pi}}$:

$$k_{\partial} = k_{\partial}^{V_{\Lambda}} k_{\partial}^{V_{\Lambda}}. \tag{2.41}$$

Якщо прийняти всі сили, які входять до формули (2.38) сталими, то динамічний характер зведеного моменту сил визначиться величиною зміни швидкості ланцюга. В такому випадку коефіцієнт динамічності, який обумовлений нерівномірністю ходу тягового ланцюга:

$$k_{o}^{\nu_{\pi}} = \frac{\nu_{\pi max}}{\nu_{\pi cp}} = \frac{2}{1 + \cos\left(\frac{\pi}{z_{1}}\right)}.$$
 (2.42)

Амплітудні значення дотичної сили різання P^{τ} за загальною товщиною стружки h, що знімається різцями в межах однієї групи різців, визначають коефіцієнт динамічності:

$$k_{o}^{P_{T}} = \frac{\sum h_{max}}{\sum h_{cp}} = \frac{h_{T}t_{p} / t_{o}}{h_{T} \left(t_{p} / t_{o} - 0.5 \right)}.$$
(2.43)

Для землерийної машини ПЗМ 3-01 і параметрів t_p =1750 мм, t_{δ} =250 мм, величина коефіцієнту, що визначається зміною величини сили різання ґрунту, складає $k_{\delta}^{P\tau}$ =1,1. Отримане значення є близьким до результатів розрахунків [60, 25], виконаних для робочих органів екскаваторів безперервної дії. Величина загального коефіцієнту динамічності k_{δ} =1,2.

Як було зазначено вище, зі зростанням швидкості ланцюга зростає частка моменту від сил інерції в загальному моменті сил опору на приводному валу (рисунок 2.16 б). Амплітудні значення коливань цього моменту залежать від масових та кінематичних параметрів ланцюгового РО. Не відокремлюючи момент від сил інерції від зведеного моменту сил, за вказаною методикою їх визначення можна знайти зміну коефіцієнта динамічності (2.40) в залежності від швидкості ланцюга (рисунок 2.20).



Рисунок 2.20. Залежність коефіцієнта динамічності ґрунторозробного робочого органу k_{∂} від швидкості ланцюга v_{π}

2.1.3. Варіанти схем взаємодії робочого органу з ґрунтом

Для аналізу динамічної навантаженості в землерийній машині безперервної дії можна обмежитися сигналом функції зведеного моменту сил опору M_{3Bo} , який синтезується гармоніками до 12-го порядку. Найбільший вклад в величину цього моменту мають перші дві гармонічні складові.

В загальному балансі сил копання ґрунту сила різання складає понад 70%. Параметри, що впливають на формування сили копання, будуть впливати на амплітудні значення зведеного моменту сил (2.32). Як зазначено у (2.25), дотична складова сили різання визначається товщиною стружки h_T , яку можна визначити за (2.23) з урахуванням (2.18), (2.19):

$$h_{T} = \frac{v_{m}}{v_{\pi}} t_{P} \sin\left(\operatorname{arctg}\left(\frac{v_{\pi} \sin\left(\theta + \delta\right)}{v_{m} + v_{\pi} \cos\left(\theta + \delta\right)} \right) \right).$$
(2.44)

Враховуючи тригонометричну залежність: $sin(arctg(x)) = \frac{x}{\sqrt{1+x^2}}$,

отримаємо:

$$h_{T} = \frac{v_{m}}{v_{n}} t_{P} \frac{\frac{v_{m}}{v_{n}} + \cos(\theta + \delta)}{\sqrt{1 + \left(\frac{\sin(\theta + \delta)}{\frac{v_{m}}{v_{n}} + \cos(\theta + \delta)}\right)^{2}}}.$$
(2.45)

Аналізуючи залежності (2.25) та (2.45), можна зробити висновок, що дотична складова сили різання і відповідно амплітуди моменту від зведеного моменту сил опору залежать від цілого ряду конструктивних та технологічних параметрів. До основних технологічних параметрів, що можуть змінюватись під час експлуатації машини, слід віднести:

- кут нахилу рами ланцюгового РО θ ;
- співвідношення швидкостей машини *v_m* і ланцюга *v_n*;
- міцність ґрунту, що визначається за числом ударів щільноміра ДорНДІ С_{уд};

За наведеною методикою побудовані залежності амплітуд перших двох гармонічних складових зведеного моменту сил опору в залежності від зміни вказаних технологічних параметрів (рисунок 2.21).



Рисунок 2.21. Залежності амплітуд зведеного моменту сил *M*_{3Bo}: а – від співвідношення швидкостей машини *v_m* і ланцюга *v_n*; *θ*=45°; *C_{y∂}*=1; б – від числа ударів щільноміра ДорНДІ *C_{y∂}*; *θ*=45°; *v_m/v_n*=0,05; в – від кута нахилу траєкторії руху робочої гілки ланцюга *α*=*θ*+*δ*; *C_{y∂}=1*; *v_m/v_n*=0,05

Конструктивними параметрами, що визначають амплітудні значення зведених моментів сил опору, є коефіцієнти, які входять до правих частин рівнянь. 2.25 та 2.45. Такі параметри можуть змінюватися під час проектування робочих органів землерийних машин.

Момент від сил інерції M_{lo} залежить від швидкості ланцюга, що відображається зміною амплітуд (рисунок 2.16). Для синтезу сигналу на всьому робочому діапазоні частот обертання двигуна в якості базових приймаються амплітуди за швидкості ланцюга $v_n=1$ м/с. Амплітуди для інших швидкостей ланцюга приймаються пропорційними квадрату співвідношення швидкостей:

$$f(t) = c_0 + \sum_{k=0}^{K} c_k v_{\pi}^2 \cos(k\omega t + \arg c_k), \qquad (2.50)$$

79

де c_k та $\arg c_k$, – амплітуди та фази гармонічних компонент моменту від сил інерції грунторозробного РО за швидкості руху ланцюга $v_n = 1$ м/с (рисунок 2.18).

Таким чином:

- Сумарний момент опору ґрунторозробного РО визначений двома моментами: зведеним сил опору *М*_{3Bo} та від сил інерції *М*_{Io}. Моменти мають періодичний характер і описуються обмеженою сумою з 12-ти гармонічних компонент.
- Основні технологічні параметри, що визначають величину зведеного моменту сил опору: кут нахилу рами ланцюгового РО θ; співвідношення швидкостей v_m/v_n; число ударів щільноміра ДорНДІ C_{yd}. Для зменшення динамічних навантажень необхідно зменшувати вказані технологічні параметри.
- 3. Отримані залежності для розрахунку коефіцієнту динамічності дозволяють визначити його величину за різних комбінацій вихідних параметрів. За умови розробки траншей глибиною 1,2 м, шириною 0,6 м ланцюгово-балковим робочим органом з кількістю зубців приводної зірочки z₁=8, кроку різців t_p=1750 мм та кроку балок t₆=250 мм, коефіцієнт динамічності навантаження на приводному валу РО дорівнює 1,2.
- При збільшенні швидкості ланцюга суттєво зростають амплітуди моменту від сил інерції *M*_{Io}. та коефіцієнт динамічності. Для РО з вказаними параметрами та середньою швидкістю ланцюга *v*_n=1,0−2 м/с динамічні навантаження складають 10−35% від загального моменту сил на приводному валу, коефіцієнт динамічності *k*₀=1,1−1,35. Критичними є швидкості ланцюга 2,5− 3 м/с з коефіцієнтом динамічності *k*₀=1,5−1,7.
- 5. Діапазон власних частот системи, за збігу яких з частотами гармонічних складових моментів рушійних сил можливий резонанс, складає 3,2 40 Гц.

2.2. Математична модель рушійних сил.

Конструкція і принцип роботи сучасних поршневих ДВЗ залишається незмінним вже більш, ніж 150 років. Одноциліндрові двигуни подаються чотириланковими механізмами, що складаються з трьох рухомих ланок: кривошипа, шатуна, повзуна та однієї нерухомої ланки – стояка. Такий механізм забезпечує необхідне перетворення зворотньо-поступального руху повзуна (поршня) в обертальний кривошипа (колінчастого валу). Комбінуючи схеми шляхом додавання структурних груп шатун–повзун, можливо створити механізми як лінійних двоциліндрових, так і багаторядних багатоциліндрових ДВЗ. Кінематичні дослідження таких механізмів, в тому числі з використанням наближених аналітичних залежностей, теж є добре відомими [27].

Кінематичний та динамічний аналіз важільних механізмів ДВЗ виконано аналітичним методом координат –планів. Метод базується на теоремах про складний рух, які описані засобами аналітичної геометрії. Алгоритм розрахунку програми створено за структурним принципом утворення плоских важільних механізмів і складається з алгоритмів кінематичного та динамічного розрахунків окремих структурних груп механізмів двигуна [84, 94, 95, 96].

Програма розрахунку включає вхідні та вихідні параметри, тіло програми, базові підпрограми та візуалізацію результатів. Базові підпрограми виконано у відповідності до класифікації важільних механізмів ДВЗ. Алгоритми розрахунку доцільно представити як сукупність алгоритмів розрахунку – ведучих ланок і структурних груп. Підпрограми призначені для визначення кінематичних та динамічних параметрів структурних груп. Верифікація аналітичного розрахунку – графічне відтворення за координатами шарнірів та векторних багатокутників планів механізмів, швидкостей, прискорень та сил.

Визначення переміщень ланок та траєкторій, що описують точки ланок механізму. Схема КШМ (рисунок 2.22) розміщена в прямокутній системі координат *XAY*. Вважаються заданими: лінійні розміри ланок l_{AB} , l_{BC} , l_{AS1} , l_{BS2} ; кут нахилу осі напрямної циліндру θ_3 , кутова швидкість кривошипу ω_1 . Узагальненою координатою механізму приймається кут повороту кривошипа 1. Значення узагальненої координати, яке відповідає крайньому верхньому положенню повзуна 3: $\varphi_{10}=\theta_3$.

Значення узагальненої координати в *i*-тому положенні механізму (рисунок 2.22):

$$\varphi_{1i} = \varphi_{10} + m_{\omega} i \cdot cycl \cdot \frac{2\pi}{n}, \qquad (2.51)$$

де $m_{\omega}=\pm 1$ – враховує напрямок руху кривошипа (+1 рух проти годинникової стрілки, – 1 рух за годинниковою стрілкою). Тут і надалі вважається додатною система відліку проти годинникової стрілки і від'ємною за годинниковою стрілкою;

n – кількість положень механізму, що досліджуються *n*=720;

i – порядковий номер положення i=0,1...n;

сусl – циклічність розрахунків для чотиритактного двигуна *суcl* =2.



Рисунок 2.22. Схема КШМ

Координати точки *В* в системі координат *ХАҮ*:

$$X_{Bi} = X_A + l_{AB} \cos \varphi_{1i}, \qquad Y_{Bi} = Y_A + l_{AB} \sin \varphi_{1i},$$

де X_A, Y_A – координати центра шарніра A в системі координат XAY.

Координати точки С визначаються процедурою перетворення декартових прямокутних координат при повороті осей.

Координати точки В в системі координат Х'АҮ':

$$X'_{Bi} = X_{Bi}\cos\theta_3 + Y_{Bi}\sin\theta_3, \qquad Y'_{Bi} = -X_{Bi}\sin\theta_3 + Y_{Bi}\cos\theta_3.$$

Координати точки С в системі координат Х'АҮ':

$$X'_{Ci} = X'_{Bi} + \sqrt{l^2_{BC} - Y'_{Bi}^2}, \qquad Y'_{Ci} = 0.$$

Координати точки *С* в системі координат *ХАҮ*:

$$X_{Ci} = X'_{Ci} \cos\theta_3 - Y'_{Ci} \sin\theta_3, \qquad Y_{Ci} = Y'_{Ci} \sin\theta_3 + Y'_{Ci} \cos\theta_3. \qquad (2.52)$$

Кут φ_{2i} , який визначає положення шатуна 2: φ_{2i} =arccos $\frac{X_{Ci}-X_{Bi}}{l_{BC}}$. Кут φ_{3i} , який визначає положення повзуна 3: $\varphi_{3i}=\theta_3$. Координати центра мас кривошипа S_1 :

$$X_{S1i} = \frac{X_A + \lambda_1 X_{Bi}}{I + \lambda_1}, \qquad Y_{S1i} = \frac{Y_A + \lambda_1 Y_{Bi}}{I + \lambda_1}.$$
(2.53)

Координати центра мас шатуна S₂:

$$X_{S2i} = \frac{X_{Bi} + \lambda_2 X_{Ci}}{I + \lambda_2}, \qquad Y_{S2i} = \frac{Y_{Bi} + \lambda_2 Y_{Ci}}{I + \lambda_2}.$$
(2.54)

Коефіцієнти, λ_1 і λ_2 , що входять до формул (2.53) та (2.54), визначаються як: $\lambda_1 = l_{AS1}/l_{BS1}$, $\lambda_2 = l_{BS2}/l_{CS2}$.

Положення центра мас повзуна 3 співпадає з точкою $C: X_{S3i} = X_{Ci}, Y_{S3i} = Y_{Ci}$. Визначення швидкостей точок ланок та кутових швидкостей ланок. Векторний багатокутник швидкостей розміщено в прямокутній системі координат, в якій по осі абсцис X_v вимірюються горизонтальні складові швидкостей, а по осі ординат Y_v – вертикальні складові (рисунок 2.23). Полюс векторного багатокутника розташовується на початку осей координат. В подальшому векторний багатокутник приймається як схема швидкостей.



Рисунок 2.23. Векторний багатокутник швидкостей КШМ Модуль вектора швидкості точки *B*: $v_{Bi} = \omega_1 l_{AB}$. Напрямний кут вектора $\overline{p_v b}$ швидкості точки *B*: $\alpha_{1i} = \varphi_{1i} + \text{sign}(m_\omega) \frac{\pi}{2}$. Координати точки *b*, кінця вектора $\overline{p_v b}$:

$$X_{Bvi} = X_{Pv} + v_{Bi} \cos \alpha_{Ii}, \qquad Y_{Bvi} = Y_{Pv} + v_{Bi} \sin \alpha_{Ii},$$

де X_{Pv} , Y_{Pv} – координати полюсу p_v .

Положення точки *с* схеми швидкостей знаходиться з аналітичного розв'язку системи рівнянь:

– прямої, що проходить через точку *b* перпендикулярно до стержня *BC*.

$$Y - Y_{Bvi} = k_{2i}(X - X_{Bvi}), \tag{2.55}$$

– прямої, що проходить через полюс *p*_v паралельно напрямній повзуна 3.

$$Y - Y_{Pv} = k_{3i}(X - X_{Pv}). \tag{2.56}$$

Кутові коефіцієнти, що входять до формул (2.55) та (2.56), визначаються як: $k_{2i} = tg(\varphi_{2i} + \pi/2), k_{3i} = tg\varphi_{3i}$.

Спільний розв'язок двох рівнянь:

$$X_{Cvi} = \frac{k_{2i}X_{Bvi} - Y_{Bvi} - k_{3i}X_{Pv} + Y_{Pv}}{k_{2i} - k_{3i}}, \qquad Y_{Cvi} = k_{2i}(X_{Cvi} - X_{Bvi}) + Y_{Bvi}.$$

Модулі векторів визначаються за формулою:

$$M = \sqrt{\left(X_{K} - X_{\Pi}\right)^{2} + \left(Y_{K} - Y_{\Pi}\right)^{2}} .$$
 (2.57)

Напрямні кути векторів за формулами:

$$\chi = \operatorname{sign}(Y_K - Y_{\Pi}) \operatorname{arccos} \frac{X_K - X_{\Pi}}{M}, \text{ якщо } Y_K \ge Y_{\Pi}$$

$$\chi = \operatorname{sign}(Y_K - Y_{\Pi}) \operatorname{arccos} \frac{X_K - X_{\Pi}}{M} + 2\pi, \text{ якщо } Y_K < Y_{\Pi}$$
 (2.58)

де X_{Π} , Y_{Π} – координати початку вектора, X_{K} , Y_{K} – координати кінця вектора.

Формулами (2.57) і (2.58) визначаються модуль вектора \overline{bc} швидкості точки *C* відносно точки $B - v_{CBi}$ і вектора $\overline{p_v c}$ абсолютної швидкості точки $C - v_{Ci}$ та їх напрямні кути α_{2i} і α_{3i} .

Кутова швидкість шатуна 2: $\omega_{2i} = \frac{v_{CBi}}{l_{BC}} \operatorname{sign}(\sin(\alpha_{2i} - \varphi_{2i})).$

Отримане значення кутових швидкостей зі знаком плюс означає, що напрямок дії протилежний руху годинникової стрілки, знак мінус – напрямки збігаються.

Положення точок s_1 і s_2 на схемі швидкостей визначаються аналогічно до розрахунків координат S_1 і S_2 на схемі положень при підстановці відповідних координат схеми швидкостей в формули (2.53) та (2.54):

Координати точки s_1 центру мас кривошипа 1: $X_{S1vi} = \frac{X_p + \lambda_1 X_{Bvi}}{1 + \lambda_1}$, $Y_{S1vi} = \frac{Y_p + \lambda_1 Y_{Bvi}}{1 + \lambda_1}$. Координати центра мас шатуна s_2 : $X_{S2vi} = \frac{X_{Bvi} + \lambda_2 X_{Cvi}}{1 + \lambda_2}$, $Y_{S2vi} = \frac{Y_{Bvi} + \lambda_2 Y_{Cvi}}{1 + \lambda_2}$.

Для визначення модулів векторів v_{S1i} , v_{S2i} та їх напрямних кутів α_{S1i} , α_{S2i} застосовуються формули (2.57) і (2.58).

Положення точки s_3 схеми швидкостей співпадає з положенням точки c: $v_{S3i} = v_{Ci}, \alpha_{S3i} = \alpha_{3i}.$

Визначення прискорень точок ланок та кутових прискорень ланок. Векторний багатокутник прискорень розміщено в прямокутній системі координат $X_a p_a Y_a$, (рисунок 2.24). В подальшому векторний багатокутник прискорень, методика побудови якого така сама, як методика побудови схеми прискорень, приймається за схему прискорень.



Рисунок 2.24. Векторний багатокутник прискорень КШМ

Модуль та напрямний кут вектора прискорення точки *В* за постійної швидкості кривошипа:

$$a_{Bi} = a_{BAi}^n = \omega_{1i}^2 l_{AB}, \qquad \beta_{1i} = \varphi_{1i} + \pi.$$

Координати точки *b* на схемі прискорень:

$$X_{Bai} = X_{Pa} + a_{Bi} \cos\beta_{1i}, \qquad Y_{Bai} = Y_{Pa} + a_{Bi} \sin\beta_{1i},$$

де X_{Pa} , Y_{Pa} – координати полюсу p_a .

Модуль і напрямний кут вектора $\overline{bn_2}$ нормального прискорення a_{CBi}^n :

$$a_{CBi}^n = \omega_{2i}^2 l_{BC}, \qquad \beta_{2ni} = \varphi_{2i} + \pi.$$

Координати точки *n*₂ схеми прискорень:

$$X_{CB2i} = X_{Bai} + a_{CBi}^n \cos\beta_{2ni}, \qquad Y_{CB2i} = Y_{Bai} + a_{CBi}^n \sin\beta_{2ni}.$$

Координати точки *с* на схемі прискорень визначаються як корені системи рівнянь двох прямих:

- однієї, яка проходить через точку *n*₂ перпендикулярно до стержня *BC*:

$$Y - Y_{CB2i} = k_{2i}(X - X_{CB2i});$$

- іншої, яка проходить через полюс *p_a* паралельно напрямній повзуна 3:

$$Y-Y_{Pa}=k_{3i}(X-X_{Pa}).$$

Тоді координати точки с схеми прискорень:

$$X_{Cai} = \frac{k_{2i}X_{CB2i} - Y_{CB2i} - k_{3i}X_{Pa} + Y_{Pa}}{k_{2i} - k_{3i}}, \qquad Y_{Cai} = k_{2i}(X_{Cai} - X_{CB2i}) + Y_{CB2i}.$$

Модуль вектора $\overline{p_ac}$ абсолютного прискорення точки $C - a_{Ci}$, вектора тангенціального і повного прискорення точки C відносно точки $B - a_{CBi}^{\tau}$, a_{CBi} та їх напрямні кути β_{3i} , $\beta_{2\tau i}$, β_{2i} визначаються за формулами (2.57) і (2.58).

Модулі прискорень точок S_1 , S_2 і S_3 та напрямні кути векторів прискорень визначаються за алгоритмом знаходження швидкостей точок S_1 , S_2 і S_3 .

Кутове прискорення шатуна 2:

$$\varepsilon_{2i} = \frac{a_{CBi}^{\tau}}{l_{BC}} \operatorname{sign}(\sin(\beta_{2\tau i} - \varphi_{2i})).$$

Динамічна модель моторної маси поршневого ДВЗ. Ланка зведення або динамічна модель виконує обертальний рух, має зведений момент інерції *J*_{3Bp} та навантажена моментом сил *M*_{3Bp}. Диференціальне рівняння руху ланки зведення:

$$J_{_{3Bp}}\varepsilon_{_{1}} + \frac{dJ_{_{3Bp}}}{d\varphi_{_{1}}}\frac{\omega_{_{1}}^{2}}{2} = M_{_{3Bp}}, \qquad (2.59)$$

де φ₁, ω₁, ε₁ – кутова координата, швидкість та прискорення колінчастого валу двигуна.
 Зведений момент інерції моторної маси двигуна J_{3Bp} не є сталим і залежить
 від узагальненої координати – кута повороту кривошипа. При складанні динамі чної моделі моменти інерції моторних мас приймаються сталими, їх значення

дорівнюють середнім значенням *J*_{3Bp} за один оберт кривошипа. Змінний характер зведеного моменту інерції враховано моментом від сил інерції рушійних сил *M*_{Ip}:

$$M_{lp} = \frac{dJ_{_{3Bp}}}{d\varphi} \frac{\omega_{_{1}}^{2}}{2}, \qquad (2.60)$$

де $\frac{dJ_{_{3Bp}}}{d\varphi}$ - похідна від зведеного моменту інерції за узагальненою координа-

тою (кутом повороту кривошипа).

Момент інерції ланки зведення (рисунок 2.25) визначається з умови рівності кінетичної енергії ланки зведення та ланок механізму. Застосовуючи метод координатпланів для важільного механізму V-подібного двигуна, його величина визначиться як:

$$J_{_{3Bp\,i}} = J_{_{1}} + \left(m_{_{1}}v_{_{S1i}}^{2} + J_{_{2}}\omega_{_{2i}}^{2} + m_{_{2}}v_{_{S2i}}^{2} + m_{_{3}}v_{_{S3i}}^{2} + J_{_{4}}\omega_{_{4i}}^{2} + m_{_{4}}v_{_{S4i}}^{2} + m_{_{5}}v_{_{S5i}}^{2}\right)\frac{1}{\omega_{_{1}}^{2}}, \quad (2.61)$$

де m_j та J_{Sj} – маси та моменти інерції *j*-тої ланки важільного механізму; v_{Sji} та ω_{ji} – модулі векторів швидкостей центрів мас та кутових швидкостей *j*-тої ланки та *i*-го положення важільного механізму;

Похідна за часом від зведеного моменту інерції (рисунок 2.26):

$$dJ_{_{3Bp\,i}} = \left(J_{2}\omega_{_{2i}}\varepsilon_{_{2i}} + m_{_{2}}v_{_{S2i}}a_{_{S2i}} + m_{_{3}}v_{_{S3i}}a_{_{S3i}} + J_{_{4}}\omega_{_{4n}}\varepsilon_{_{4i}} + m_{_{4}}v_{_{S4i}}a_{_{S4i}} + m_{_{5}}v_{_{S5i}}a_{_{S5i}}\right)\frac{2}{\omega_{_{1}}^{^{3}}}, \quad (2.62)$$

де a_{Sji} та ε_{ji} – модулі векторів прискорень центрів мас та кутових прискорень *j*-тої ланки та *i*-го положення важільного механізму.

Та сама похідна в координатах векторів швидкостей X_{Sjvi} , Y_{Sjvi} та прискорень X_{Sjai} , Y_{Sjai} центрів мас *j*-тої ланки та *i*-го положення важільного механізму:

$$dJ_{_{3Bp\,i}} = \begin{pmatrix} J_2 \omega_{_{2i}} \varepsilon_{_{2i}} + m_2 \left(X_{_{S2vi}} X_{_{S2ai}} + Y_{_{S2vi}} Y_{_{S2ai}} \right) + m_3 \left(X_{_{S3vi}} X_{_{S3ai}} + Y_{_{S3vi}} Y_{_{S3ai}} \right) \\ J_4 \omega_{_{4i}} \varepsilon_{_{4i}} + m_4 \left(X_{_{S4vi}} X_{_{S4ai}} + Y_{_{S4vi}} Y_{_{S4ai}} \right) + m_5 \left(X_{_{S5vi}} X_{_{S5ai}} + Y_{_{S5vi}} Y_{_{S5ai}} \right) \\ \frac{2}{\omega_1^3}; (2.63)$$

Моменти від сил інерції окремих чотирьох моторних мас двигуна *М*_{*lp*} мають однакові частоти і амплітуди і відрізняються лише фазами коливань (рисунок 2.27).











Рисунок 2.27. Залежність моменту від сил інерції моторних мас двигуна від кута повороту колінчастого валу

Вхідним параметром, що визначає величину зведеного моменту рушійних сил M_{3Bp} двигуна, є тиск в циліндрах. Для визначення величини тиску циліндра двигуна пропонується математична модель, що ґрунтується на положеннях методики моделювання робочого процесу методом об'ємного балансу [97]. Базова математична модель дозволяє розраховувати індикаторні та ефективні показники з урахуванням основних конструктивних і регулювальних параметрів двигуна. Запропонована математична модель дозволяє проводити моделювання окремих робочих циклів для окремих циліндрів двигуна, що, в свою чергу, дозволяє імітувати різні режими роботи двигуна, в тому числі і з відключенням групи циліндрів [98].

Результати моделювання - закони зміни індикаторних тисків в циліндрі двигуна за узагальненою координатою - кутом повороту кривошипа. Розрахунок індикаторних тисків і побудова індикаторних діаграм для окремих циліндрів проводиться на номінальному режимі роботи двигуна. Величина індикаторних тисків і відповідно сили від тиску газів мало залежать від частоти обертання [69]. Саме тому в першому наближенні величина індикаторних тисків приймається однаковою на всьому робочому діапазоні обертів колінчастого валу двигуна. Сила тиску газів в циліндрі, що діє на повзун, визначається рівнянням:

$$F_i = (p_i - p_0) \frac{\pi D^2}{4}, \tag{2.64}$$

де *p_i* – тиск в циліндрі в *i*-ому положенні механізму за індикаторною діаграмою;

*p*₀ – атмосферний тиск;

D – діаметр циліндра.

Зведений момент сил визначається з умови рівності потужності рушійних сил та сил ваги, що діють на ланки механізму (рисунок 2.28). Застосовуючи метод координат-планів для важільного механізму V-подібного двигуна, його величина в та *i*-тоу положенні визначається як:

$$M_{3Bpi} = G_1 v_{S1i} \cos(\gamma_G - \alpha_{S1i}) + G_2 v_{S2i} \cos(\gamma_G - \alpha_{S2i}) + G_3 v_{S3i} \cos(\gamma_G - \alpha_{S3i}) + G_4 v_{S4i} \cos(\gamma_G - \alpha_{S4i}) + G_5 v_{S5i} \cos(\gamma_G - \alpha_{S5i}) + F_{Di} v_{Di} + F_{Ci} v_{Ci},$$
(2.65)

де G_j та γ_G – модулі векторів та напрямні кути сил ваги *j*-тої ланки та *i*-го положення важільного механізму;

 v_{Sji} та α_{Sji} модулі векторів та напрямні кути швидкостей центрів мас *j*-тої ланки та *i*-го положення важільного механізму;

*F*_{*Ci*}, *F*_{*Di*} – сили тиску газів в циліндрі *i*-го положення механізму;

*v*_{Ci}, *v*_{Di} – модулі векторів швидкостей поршнів *i*-го положення механізму.



Рисунок 2.28. Сили ваги та тиску газів важільного механізму V-подібного двигуна



Рисунок 2.29. Залежність зведених моментів рушійних сил моторних мас двигуна від кута повороту колінчастого валу

Момент від сил інерції M_{lp} та зведений момент сил M_{3Bp} є періодичними функціями відповідних періодів T_p та $2T_P$:

$$T_p = \frac{2\pi}{\omega_{\partial e}} = \frac{60}{n_{\partial e}}, \qquad (2.66)$$

де $\omega_{\partial 6}$, $n_{\partial 6}$ – швидкість, с⁻¹ та частота обертання, хв⁻¹ колінчастого валу ДВЗ. Для спрощення симуляції сигналів цих моментів, що діють на елементи моделі, представимо їх у вигляді гармонічного закону. За практичним гармонічним аналізом (див. розділ 2.1.2) функції моментів від сил інерції M_{lp} та зведеного моменту сил M_{3Bp} представляються у вигляді суми постійної складової c_0 та обмеженої суми гармонічних компонент $c_k \cos(k\omega t + \arg c_k)$ з частотою $k\omega$, амплітудою c_k та фазою $\arg c_k$. Спектри амплітуд та фаз моментів для однієї з моторних мас подано на рисунках 2.30, 2.31. Амплітуди і фази гармонічних складових зведених моментів сил M_{3Bp} усіх моторних мас є в додатку Б, таблиця Б.3. За цими вихідними значеннями були розраховані форми сигналів крутних моментів, які діють на моторні маси динамічної схеми двигуна.



Рисунок 2.30. Спектри амплітуд c_k та фаз $\arg c_k$ зведеного моменту рушійних сил M_{3Bp} для однієї з моторних мас; k – номер гармоніки

Амплітуди від зведеного моменту рушійних сил зменшуються при зростанні номера гармоніки. Для аналізу динамічної навантаженості в землерийній машині безперервної дії можна обмежитися сигналом функції, який синтезується гармоніками до 20-го порядку. Гармонічні компоненти ряду (2.37), які описують зведені моменти сил окремих моторних мас, відрізняються амплітудами і фазами.



Рисунок 2.31. Спектри амплітуд c_k та фаз $\arg c_k$ моменту від сил інерції M_{lp} для однієї з моторних мас; k – номер гармоніки

На спектрі амплітуд моменту від сил інерції моторних мас можна виділити три сильні гармоніки 1-шу, 3-тю та 4-ту (додаток Б, таблиця Б.4). Для симуляції крутильних коливань механічної системи землерийної машини достатньо провести синтез сигналу лише за цими складовими:

$$f(t) = c_0 + c_1 \cos(\omega t + \arg c_1) + c_3 \cos(3\omega t + \arg c_3) + c_4 \cos(4\omega t + \arg c_4)$$
(2.67)

Як було зазначено вище, момент від сил інерції залежить від частоти обертання валу, що відображається зміною амплітуд. Для синтезу сигналу на всьому робочому діапазоні частот обертання двигуна в якості базових приймаються амплітуди за номінальної частоти. Амплітуди для інших частот обертання колінчастого валу приймаються пропорційними квадрату співвідношення частот (швидкостей):

$$f(t) = c_0 + c_{1H} \left(\frac{\omega_{\partial B}}{\omega_H}\right)^2 \cos(\omega_{\partial B} t + \arg c_{1H}) + c_{3H} \left(\frac{\omega_{\partial B}}{\omega_H}\right)^2 \cos(3\omega_{\partial B} t + \arg c_{3H}) + c_{4H} \left(\frac{\omega_{\partial B}}{\omega_H}\right)^2 \cos(4\omega_{\partial B} t + \arg c_{4H}) (2.68)$$

де *c*_{1*н*}, *c*_{3*н*}, *c*_{4*н*} та arg*c*_{1*н*}, arg*c*_{3*н*}, arg*c*_{4*н*} – амплітуди та фази 1-ої, 3-ої та 4-ої гармонічних компонент моменту від сил інерції за номінальної частоти (швидкості) обертання колінчастого валу двигуна;

 $\omega_{\!\scriptscriptstyle H}$ – кутова швидкість обертання колінчастого валу за номінальної потужності двигуна, с⁻¹.

Коректність проведених практичних гармонічних аналізів функцій зведеного моменту сил M_{3Bp} та моменту від сил інерції M_{Ip} моторних мас двигуна підтверджується співставленням вихідних функцій та синтезованого сигналу з обмеженою кількістю членів гармонічних компонент (рисунок 2.32).



Рисунок 2.32. Функція *y*(*x*) та синтезований сигнал *f*(*t*): а - зведеного моменту рушійних сил $M_{3Bp} = y(x)$ синтезований за 20-ма гармоніками; б - моменту від сил інерції $M_{Ip} = y(x)$ синтезований за 3-ма гармоніками

Діапазон власних частот, для яких можливий резонанс. Умовою виникнення резонансу є збіг частот однієї або декількох гармонічних складових зовнішніх рушійних сил з однією з власних частот коливальної системи. Для гармонічних складових зведеного моменту сил M_{3Bp} власна частота системи, за якої можливий резонанс:

$$f = k \frac{1}{2T_p} = k \frac{n_{\partial e}}{120},$$
 (2.69)

де *k* – порядок гармоніки;

Для діапазону роботи двигуна 1200–2100 хв⁻¹ діапазон власних частот, для яких можливий резонанс, складає 10–200 Гц:

- 10 Гц для 1-шої гармонічної складової M_{3Bp} за частоти обертання валу двигуна $n_{\partial e}$ =1200 хв⁻¹;

 192,5 Гц для 11-ої гармонічної складової *М_{3Bp}* за частоти обертання валу двигуна *n_{de}=2100* хв⁻¹.

Для гармонічних складових моменту від сил інерції *М*_{*Ip*}, період якого вдвічі менший за період *М*_{3*Bp*}, власна частота системи, за якої можливий резонанс:

$$f = k \frac{1}{T_p} = k \frac{n_{\partial e}}{60}.$$
 (2.70)

Для діапазону роботи двигуна 1200–2100 хв⁻¹ діапазон власних частот, для яких можливий резонанс, складає 20–140 Гц:

- 20 Гц для 1-шої гармонічної складової M_{Ip} за частоти обертання валу двигуна $n_{\partial e}$ =1200 хв⁻¹;

- 140 Гц для 4-ої гармонічної складової M_{Ip} за частоти обертання валу двигуна $n_{\partial e}=2100 \text{ xB}^{-1}$.

Таким чином:

- Зовнішні крутні моменти моторних мас визначені у функції узагальненої координати – кута повороту колінчастого валу двигуна за методом координатпланів. Застосована методика є універсальною і може бути використана для важільних механізмів двигунів інших конструкцій. Моменти представлені двома складовими: зведеним моментом сил та моментом від сил інерції.
- 2. Величина зведеного моменту сил не залежить від швидкості обертання валу двигуна. Величина цього моменту визначається, в основному, за тиском газів в циліндрах двигуна на номінальному режимі роботи двигуна. Для розрахунку вимушених коливань приводу землерийної машини зведений момент сил представляється сигналом з 20-ти гармонічних компонент.
- 3. Момент від сил інерції залежить від швидкості обертання валу. Базові амплітуди сигналу моменту приймаються за номінальних чисел обертів двигуна. Амплітуди інших режимів роботи двигуна є пропорційними квадрату швидкості обертання валу. Сигнал моменту також представлений у вигляді гармонічного ряду з трьома компонентами.

4. Діапазон власних частот системи, за збігу яких з частотами гармонічних складових моментів рушійних сил можливий резонанс, складає 10 – 200 Гц.

Висновки за розділом 2

- Методика виконання динамічних розрахунків ланцюгово-балкових робочих органів є універсальною і враховує геометричні та конструктивні параметри ріжучих та транспортуючих елементів, ланцюгів, зірочок та РО в цілому. За умови розробки траншей глибиною 1,2 м, шириною 0,6 м ланцюгово-балковим робочим органом з кількістю зубців приводної зірочки *z*₁=8, кроку різців *t*_p=1750 мм та кроку балок *t*₀=250 мм, коефіцієнт динамічності навантаження на приводному валу РО дорівнює 1,2.
- Методика створення динамічних моделей ДВЗ є універсальною і може бути використана для поршневих двигунів різних конструкцій. Методика має використовуватися при створенні машин оснащених поршневими ДВЗ для визначення їх динамічної навантаженості.
- 3. Зовнішні моменти сил опору та рушійних сил представляються двома складовими: зведеним моментом сил та моментом від сил інерції. Параметри зведених моментів сил визначаються характеристиками зовнішніх сил а параметри моментів від сил інерції – кінематичними параметрами машини. При значних швидкостях моменти від сил інерції будуть визначати коефіцієнт динамічності ланцюгово-балкового РО. Критичними є швидкості ланцюга 2,5–3 м/с з коефіцієнтом динамічності k₀=1,5–1,7.
- Діапазон власних частот системи, за збігу яких з частотами гармонічних складових зовнішніх сил можливий резонанс, для моментів рушійних сил складає 10 – 200 Гц, для моментів сил опору 3,2–40 Гц.

РОЗДІЛ З.

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ЕЛЕМЕНТАХ ПРИВОДУ МОБІЛЬНОЇ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ

3.1. Структура моделі машини

3.1.1 Створення еквівалентної моделі

Базовим шасі мобільної землерийної машини є двовісний автомобіль підвищеної прохідності КрАЗ-5233НЕ [99] з колісною формулою 4×4, оснащений дизельним двигуном та тримісною броньованою кабіною, розташованою за двигуном. Автомобіль КрАЗ-5233НЕ (шасі) призначений для використання під монтаж робочого обладнання та начіпних механізмів. Основні технічні характеристики автомобіля наведено в додатках (додаток Б табл. Б.5).

До складу робочого обладнання змонтованого на шасі входять: ланцюговий робочий орган (PO), метальник та трансмісія, яка здійснює їх привод.

У якості додаткового обладнання в конструкцію машини встановлено: - бульдозерне обладнання з поворотним відвалом для забезпечення грейдерного положення;

- лебідку з анкерним пристроєм для збільшення тягового зусилля під час риття траншей та котлованів на слизьких поверхнях і підйомах;

- роздавальну коробку та редуктор РО (з полкової землерийної машини ПЗМ-3 [100]);
- додатковий пристрій для зменшення просипання грунту під час відривання траншей.

Загальний вигляд машини з робочим обладнанням зображено на рисунках 3.1 та 3.2, технічну характеристику модернізованої машини наведено в додатку Б, таблиця Б.6.

Робоче обладнання машини [101], [102] складається з безківшевого ланцюгово-балкового РО 7 (рисунок 3.3) для розроблення грунтів, пристосованого для відривання траншей і котлованів в мерзлих і не мерзлих ґрунтах І - IV категорій, метальника 8, двох редукторів 4, 6, та роздавальної коробки 5. Ґрунторозробне робоче обладнання приводиться безпосередньо від двигуна 1 через роздавальну коробку 3.



Рисунок 3.1. Робоче обладнання в транспортному положенні: 1 – базовий автомобіль; 2 – бульдозерне обладнання; 3 – гідравлічна станція; 4 – робоче обладнання



Рисунок 3.2. Робоче обладнання в напівтранспортному положенні: 1 – базовий автомобіль; 2 – бульдозерне обладнання; 3 – роторний метальник; 4 – робочий орган; 5 – опорна лижа



Рисунок 3.3. Структурна схема землерийної машини:

1 – двигун; 2 – КПП; 3 – роздавальна коробка (міжосьовий диференціал); 4 – редуктор ВВП; 5 – роздавальна коробка; 6 – редуктор; 7 – ланцюговий РО; 8 – метальник; 9 – гідронасос; 10 –гідромотор; 11 – проміжний редуктор – опора; 12, 13 – ведучі мости

Для дослідження крутильних коливань реальний механічний об'єкт землерийної машини розділяється на ідеалізовані інерційні елементи – зосереджені маси та пружні елементи – вали. Зосереджені маси, з'єднані пружними елементами, утворюють механічну модель машини. Кінематичний зв'язок між елементами моделі встановлюють передаточні відношення передач приводу.

Механічна модель складається виключно з дискретних елементів. Елементи з розподіленими параметрами замінюються зосередженими елементами. Елементи механічної моделі є лінійними, тобто не є функціями власних параметрів від частот та амплітуд коливань системи.

Визначення коефіцієнтів піддатливості (жорсткості) пружних ланок. При створенні еквівалентної моделі приводу та робочого обладнання землерийної машини враховані і визначені крутильні піддатливості (пружні переміщення) для валів, з'єднань вал - ступиця, зубчастих передач та муфт. В загальному балансі крутильної піддатливості коробок швидкостей і подач металорізальних верстатів піддатливість валів на кручення складає приблизно $e_{\kappa} \approx 30\%$; піддатливість шліцьових з'єднань, зведена до крутильної $e_{ui}\approx35\%$; згинальна піддатливість валів разом з піддатливістю опор e_{32} та зубчастих зачеплень e_3 зведена до крутильної $e_{e\kappa g}=e_{32}+e_3\approx35\%$. За твердженням автора [55], таке співвідношення приймається для коробок швидкостей автомобілів та інших машин.

Піддатливість валів на кручення визначається за розрахунковими формулами [55, 56]. В загальному випадку за постійного поперечного перерізу валу його крутильна піддатливість:

$$e_{\kappa} = \frac{l}{GJ_{P}},\tag{3.1}$$

де G – модуль зсуву;

*J*_{*p*} – полярний момент інерції перерізу валу;

l – довжина ділянки валу, що розглядається.

Пружні елементи коліна колінчастого валу двигуна мають деформації трьох видів: кручення корінної та шатунної шийок, а також згин щік. Крутильна піддатливість (жорсткість) може бути визначена за однією з емпіричних формул [69, 70, 71]. Достовірність значень крутильних піддатливостей підтверджувалась експериментально, щоправда конструкції колінчастих валів з тих часів зазнали змін. Проте сучасні дослідження показали актуальність застосування таких формул [72], що підтверджено твердотільним моделюванням і визначенням піддатливості МСЕ. Перевагою емпіричних формул є їх простота, що дозволяє автоматизувати визначення піддатливостей, їх застосування доцільно для двигунів, які проектуються або у випадку неможливості отримання повних геометричних параметрів колінчастих валів. Для визначення піддатливості коліна колінчастого валу використано формулу Тимошенка С.П., застосовану ним при вивченні крутильних коливань колінчастого валу дизеля [52].

Піддатливість зубчастої передачі, зведена до крутильної, визначається за згинальними та контактними деформаціями зубців [103, 104]:

$$e_{_{3}} = \frac{k_{_{3}}}{b \cdot r^2 \cdot \cos^2 \alpha}, \qquad (3.2)$$

де k_3 – коефіцієнт (пружна деформація пари зубців під дією нормальної сили на одиницю ширини зуба), для стальних прямозубих коліс k_3 =6·10⁻¹¹ м²/H, для стальних косозубих коліс k_3 =3,6·10⁻¹¹ м²/H;

r – радіус початкового кола зубчастого колеса закріпленого на валу, до якого зводиться піддатливість передачі (для конічних зубчастих коліс *r* – середнє значення радіуса початкового кола), м;

b – робоча ширина колеса, м;

α-кут зачеплення, рад.

Крутильна піддатливість шліцьових з'єднань:

$$e_{u} = \frac{k_{u}}{d^2 \cdot l \cdot h \cdot z}, \qquad (3.3)$$

де k_{uu} – коефіцієнт для шліцьового з'єднання k_{uu} =4·10⁻¹² м³/H;

d – середній діаметр з'єднання, м;

- *l* довжина з'єднання, м;
- *h* активна висота шліца, м;

z – кількість шліців.

Еквівалентна крутильна піддатливість згину валів та піддатливість опор e_{32} визначається спрощено за співвідношенням крутильної піддатливості коробок швидкостей верстатів, що зазначена вище. Таке співвідношення в цій роботі використане для редукторів і роздавальних коробок робочого обладнання.

Дані коефіцієнтів піддатливості моделей нижнього рівня зведені у клас-записі Eparameters (див. лістинг додаток Г.1).

Визначення моментів інерції ланок. Моменти інерції окремих деталей ґрунторозробного робочого обладнання: зубчастих коліс, валів, муфт підшипників та ін. визначаються за їх тривимірними геометричними моделями. Вбудовані функції сучасних графічних редакторів дозволяють визначати цей параметр в автоматичному режимі за густиною матеріалу деталі. Для скорочення ступенів вільності динамічної схеми елементи приводу об'єднують навколо зубчастих коліс та муфт. З об'єднаних елементів формують зосереджені маси динамічної схеми. Моменти інерції валів розподіляються між зосередженими масами, які розташовані на їх кінцях. Величини розподілених мас залежать від форм коливань парціальних систем [53, 55, 60]. Для збереження загальної маси системи при дослідженні низькочастотних процесів обмежимося рівним розподілом мас валів між зосередженими масами.

Окремо визначаються моменти інерції підшипників, які відносять до зосереджених мас. Швидкості обертання внутрішньої обойми та тіл кочення не є рівними. Для визначення моменту інерції підшипників запропонована механічна модель подібна до механічної моделі планетарної передачі (рисунок 3.4).



Рисунок 3.4. Механічна модель для визначення моменту інерції підшипника: 1 – внутрішня обойма; 2 – тіло кочення; 3 – зовнішня обойма; H – сепаратор

Зведений момент інерції підшипника *J*_{OП}, кг·м² визначається за умови рівності кінетичної енергії:

$$\frac{J_{O\Pi}\omega_1^2}{2} = \frac{J_1\omega_1^2}{2} + \frac{J_H\omega_H^2}{2} + \frac{N_2m_2v_2^2}{2} + \frac{J_2\omega_2^2}{2}, \qquad (3.4)$$

де

*J*₁, *J*₂, *J*_{*H*}, – моменти інерції внутрішньої обойми, тіл кочення та сепаратора підшипника відповідно;

*m*₂, *N*₂ – маса та кількість тіл кочення;

 $\omega_1, \omega_2, \omega_H$ – кутові швидкості внутрішньої обойми, тіл кочення та сепаратора підшипника відповідно;

*v*₂ – лінійна швидкість тіл кочення;

Після визначення кінематичних співвідношень та перетворень:

$$J_{O\Pi} = J_1 + J_H \frac{R_1^2}{\left(R_1 + R_3\right)^2} + N_2 m_2 R_H^2 \frac{R_1^2}{\left(R_1 + R_3\right)^2} + N_2 J_2 \frac{R_1^2}{4R_2^2},$$
 (3.5)

де *R*₁, *R*₂, *R*₃, *R*_{*H*}, – радіуси внутрішньої обойми, тіл кочення, зовнішньої обойми та сепаратора відповідно (див. рисунок 3.4).

Момент інерції робочого органу визначається за середнім значенням моменту інерції динамічної моделі ґрунторозробного РО *J*_{3Bo} (2.33).

Момент інерції метальника, як окремий параметр, містить масу ґрунту, що приведена до осі обертання метальника. Приймаємо, що для метальника ґрунт у зоні завантаження – викидання розподілений рівномірним сектором за периферією. Момент інерції від маси ґрунту J_{Mzp} , кг \cdot м² в метальнику:

$$J_{M2p} = m_{2p} \cdot R^2_M, \tag{3.6}$$

де *m*_{гр} – маса ґрунту (2.28), кг;

*R*_{*M*} – середній радіус встановлення лопаток ротора метальника, м.

Моменти інерції моторних мас двигуна визначаються за середніми значеннями моментів інерції динамічних моделей КШМ *J*_{3Bp} (2.61).

Дані моментів інерції елементів моделей нижнього рівня зведені у класзаписі Jparameters (див. лістинг додаток Г.2).

Визначення коефіцієнтів демпфірування. В моделях приводу машини сили непружного опору приймаються пропорційними швидкостям відносного переміщення мас [105–107]. Розсіювання енергії в механічній системі приводу машини визначається коефіцієнтом опору або коефіцієнтом демпфірування *d*, Н·м·с/рад, значення якого зручно задавати логарифмічним декрементом коливань *δ* :

$$d = \frac{\delta}{\pi \cdot e \cdot \omega},\tag{3.7}$$

де e - піддатливість коливальної системи, рад/Н·м;

 ω – частота коливального процесу, с⁻¹;

Рядом досліджень [105, 108] встановлено, що зі зміною частоти коливань δ змінюється незначно. Це означає, що коефіцієнт демпфірування є постійним на всіх режимах роботи двигуна. Логарифмічний декремент затухання окремих агрегатів машини за [64] наведено в таблиці 3.1.

| Агрегат | δ |
|-------------------------|-------------|
| Трансмісія | 0,13–0,27 |
| Карданна передача | 0,02–0,04 |
| Коробка передач | 0,065–0,135 |
| Колінчастий вал двигуна | 0,005–0,01 |

Таблиця.3.1. Логарифмічний декремент затухання

Розсіювання енергії при крутильних коливаннях в ДВЗ обумовлюється різними видами тертя. Усі види тертя зводяться до двох: зовнішнього на інерційних елементах і внутрішнього на пружних. Фізичні основи розсіювання енергії вивчені недостатньо, тому їх оцінюють інтегрально за емпіричними коефіцієнтами, які отримують в результаті експериментальних досліджень. Зовнішнє тертя оцінюється за коефіцієнтом демпфірування для одного коліна колінчастого валу, який включає усі види опору такого тертя. Оцінка внутрішнього тертя, що відбувається в матеріалі колінчастого валу, проводиться за коефіцієнтом, який визначається пружним гістерезисом при циклічних деформаціях (3.7).

Параметри логарифмічних декрементів затухання та коефіцієнтів демпфірування наведені у клас-записі D (дивись додаток додаток Е.1).

Побудова симуляційної та математичної моделей. Побудова моделей механічної системи виконано засобами мови програмування Modelica [109] – вільно розповсюдженого програмного комплексу, що базується на використанні об'єктно-орієнтованої мови програмування, симуляції, оптимізації та аналізу складних систем, таких, наприклад, як силові передачі машин. Перевагами комплексу є його вільне розповсюдження без обмежень та застережень для промислового ви-

користання. На сьогоднішній день мову програмування Modelica використовують ряд великих промислових корпорацій таких, як Siemens, ABB та EDF, AUDI, MBW, Daimler, Ford, Toyota, VW та ін.

Основою для моделювання є так зване візуальне програмування в графічному редакторі за допомогою компонент, з відкритим текстовим кодом, що є ефективним засобом створення моделей. Модель землерийної машини створена з компонент, які в режимі симуляції відтворюють рух елементів механічної системи. Більшість компонент моделі наявні в прикладних бібліотеках Modelica. Побудована з компонент бібліотеки модель у виді діаграм має структуру подібну до динамічної та кінематичної схеми машин.

Модель землерийної машини має ієрархічну структуру. Об'єктами нижнього рівня є компоненти моделі, що складаються з пружних та інерційних елементів складальних одиниць машини. При побудові цих моделей використовуються власні моменти інерції, кутові крутильні піддатливості (жорсткості) окремих деталей та передаточні відношення зубчастих механізмів, що зведені у класзаписах Jparameters, Eparameters, Zparameters. Ці моделі об'єднанні в моделі верхнього рівня: двигуна, трансмісії та ґрунторозробного обладнання, які, в свою чергу, складають загальну модель землерийної машини.

Привод від двигуна до РО машини здійснюється за допомогою трансмісійних валів та зубчастих передач, коробки передач, роздавальних коробок, редуктора валу відбору потужності та редуктора РО. Кінематичну схему з позначенням зубчастих коліс та зірочок робочого обладнання представлено на рисунку 3.5. Число зубців зубчастих коліс та зірочок робочого обладнання, а також передаточні відношення зубчастих механізмів зведені у клас-записі Zparameters (див. лістинг додаток Г.3).

Модель грунторозробного обладнання складається виходячи з кінематичної схеми та пружної і масової природи об'єктів механічної системи. В модель грунторозробного робочого обладнання як компоненти входять клас-моделі складальних одиниць (рисунок 3.6).



Рисунок 3.5. Кінематична схема грунторозробного робочого обладнання землерийної машини: *вал*-вали; *м*-муфти; *оп*- опори; *z*- зубчасті колеса та зірочки



Рисунок 3.6. Компонентна модель грунторозробного робочого обладнання землерийної машини Equipment: вид діаграм. Компоненти моделі складальних одиниць: A- ведучої частини роздавальної коробки; B – веденої частини роздавальної коробки привода PO; C – веденої частини роздавальної коробки привода метальника; D, G- карданних валів; E – редуктора; F – робочого органу; H – редуктора ВВП

Клас-моделі складальних одиниць побудовані з компонент стандартної бібліотеки Modelica.Mechanics.Rotational.Components: Inertia, Spring, Ratio (додаток В.1 табл. В.1). Компоненти Modelica є віртуальним представленням фізичних об'єктів: момент інерції, жорсткість, зубчастий механізм з відповідними параметрами. З компонент стандартної бібліотеки створено також моделі двигуна (додаток Д.10) та трансмісії базового шасі (додаток Д.11). Кількість ступенів вільності моделі ґрунторозробного робочого обладнання землерийної машини 37.

Фланги компонентних моделей складальних одиниць з'єднані лініями Connector, які передають в двосторонньому напрямку параметри механічного руху. Роздавальна коробка здійснює керування робочими органами: змінює напрямок обертання ротора метальника, реалізує дві швидкості ланцюгового РО та відключає привод. Зміна положення Connector призводить до перебудови моделі для роботи на I/II передачах приводу РО та прямого/зворотного обертання приводу метальника. При зміні положення Connector змінюються не лише кінематичні зв'язки моделі, а відбувається також і зміна структури моделі, набір її елементів, зміна параметрів мас та жорсткостей.

Запис рівнянь математичної моделі в середині програми відбувається автоматично за набором компонент та їх з'єднань. Наявність в моделі компонента Ratio спрощує створення математичної моделі системи. В рівняннях математичної моделі параметри зосереджених мас та пружних елементів зводяться автоматично до одного з валів машини.

3.1.2. Рівняння руху мас моделі. Граничні умови

Після визначення параметрів мас і жорсткостей та створення моделі ґрунторозробного робочого обладнання виникає необхідність перегляду моделі з метою зменшення кількості ступенів вільності. Передумовами до зменшення кількості ступенів вільності є те, що розрахунок математичної моделі вимагає багато часу і не є необхідним для дослідження низькочастотних коливань.

Зменшення кількості ступенів вільності моделі проводиться методом парціальних систем [55]. За цим методом модель розбивається на одно та двомасові парціальні коливальні системи та визначаються власні частоти систем обох типів. Система з найвищою парціальною частотою перетворюється на систему іншого типу і вбудовується в загальну модель з додаванням однотипних параметрів мас або жорсткостей. В результаті отримується модель з меншою на 1 кількістю ступенів вільності.

Зменшення кількості ступенів вільності моделей проводиться для окремих моделей складальних одиниць. Кожна з моделей послідовним зменшенням замінюється двомасовою зі збереженням першої власної частоти. Власні частоти вихідних моделей складальних одиниць представлені у таблицях: В3, C3, D3, F3, H3, G3 (додатки Д.2, Д.3, Д.4, Д.6, Д.7, Д.8). Параметри двомасових моделей та їх парціальна частота представлені у таблицях: B4, C4, D4, F4, H4, G4 (додатки Д.2, Д.3, Д.4, Д.6, Д.7, Д.8).

Особливостями скорочених моделей є те, що параметри – моменти інерції та жорсткості визначені як зведені до первинного валу коробки передач. Методом парціальних систем послідовним зменшенням кількості ступенів вільності вихідна 37-ми масова модель робочого обладнання була замінена на 7ми масову модель. Обґрунтуванням еквівалентності є рівність нижчих частот коливань скороченої та вихідної моделі – таблиці К2 та К3 (додаток Д.9).

Оригінальна механічна модель та еквівалентна динамічна схема ґрунторозробного робочого обладнання показані на рисунках 3.7 та 3.8. Далі наводимо назви елементів динамічної схеми та моделі ґрунторозробного робочого обладнання.

- зведені моменти інерції зосереджених мас моделі ґрунторозробного робочого обладнання землерийної машини: J_{1K} – ведучих мас редуктора ВВП; J_{2K} – ведених мас редуктора ВВП J_{3K} – частини карданної передачі; J_{4K} – ведучих мас роздавальної коробки частини карданної передачі J_{5K} – ведучих мас роздавальної коробки частини привода ланцюгового РО; J_{6K} – ведених мас роздавальної коробки частини привода ланцюгового РО; J_{7K} – частини карданної передачі; J_{8K} – ведучих мас редуктора та частини карданної передачі J_{9K} – ведучих мас редуктора; J_{10K} – ведених мас редуктора та ланцюгового РО; J_{12K} – ведених мас роздавальної коробки привода метальника; J_{12K} – ведених мас роздавальної коробки привода метальника; J_{12K} – ведених мас роздавальної коробки привода метальника; J_{12K} – ведених мас роздавальної коробки частини привода метальника; J_{12K} – ведених мас роздавальної коробки привода метальника; J_{12K} – ведених мас роздавальної коробки частини привода метальника; J_{12K} – ведених мас роздавальної коробки частини привода метальника; J_{12K} – ведених мас роздавальної коробки привода метальника; J_{12K} – ведених мас роздавальної коробки частини привода метальника разом з метальником;

- зведені жорсткості та коефіцієнти демпфірування динамічної схеми та моделі ґрунторозробного робочого обладнання землерийної машини: c_{1K} , d_{1K} – валів та з'єднань редуктора ВВП; c_{2K} , d_{2K} – валу карданного до роздавальної коробки; c_{3K} , d_{3K} – валів та з'єднань роздавальної коробки привода ланцюгового РО; c_{4K} , d_{4K} – валу карданного до редуктора ланцюгового РО; c_{5K} , d_{5K} – валів та з'єднань редуктора та приводного валу ланцюгового РО; c_{6K} , d_{6K} – валів та з'єднань роздавальної коробки привода та з'єднань редуктора та приводного валу ланцюгового РО; c_{6K} , d_{6K} – валів та з'єднань роздавальної коробки привода та з'єднань редуктора та приводного валу ланцюгового РО; c_{6K} , d_{6K} – валів та з'єднань роздавальної коробки привода метальника.


Рисунок 3.7. Механічна модель ґрунторозробного робочого обладнання землерийної машини



Рисунок 3.8. Динамічна схема ґрунторозробного робочого обладнання землерийної машини

Рівняння руху елементів динамічної схеми (рисунок 3.8) отримують, використовуючи рівняння Лагранжа II роду:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_{i}}\right) - \frac{\partial E}{\partial q_{i}} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_{i}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_{i}} = M_{i}, \qquad (3.8)$$

де i – порядковий номер узагальненої координати, i=1...n;

n – кількість узагальнених координат динамічної схеми;

q – узагальнена координата ($q = \varphi$ кут повороту);

 \dot{q} – узагальнена швидкість (похідна від узагальненої координати за часом $\dot{q} = \frac{d\varphi}{dt} = \omega$ – кутова швидкість);

Е – кінетична енергія системи:

$$E = \sum_{i=1}^{n} \frac{J_i \omega_i^2}{2},$$
 (3.9)

*J*_{*i*} – момент інерції і-тої маси;

П – потенціальна енергія системи:

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n} c_{i,i+1} \left(\varphi_i - \varphi_{i+1} \right)^2, \qquad (3.10)$$

 $c_{i,i+1}$ – коефіцієнти пружного зв'язку або коефіцієнти жорсткості елементів, що з'єднують *i*-ту та *i*+1 маси;

Ф – дисипативна функція системи:

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n} d_{i,i+1} \left(\omega_i - \omega_{i+1} \right)^2, \qquad (3.11)$$

*d*_{*i*,*i*+1} – коефіцієнти непружного опору елементів, що з'єднують *i*-ту та *i*+1 маси; *M_i* – зовнішній узагальнений момент що діє *i*-ту масу.
Похідні кінетичної енергії:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_{i}}\right) = \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial \frac{J_{i}\omega_{i}^{2}}{2}}{\partial \omega_{i}}\right) = \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial J_{i}}{\partial \omega_{i}}\frac{\omega_{i}^{2}}{2} + \frac{J_{i}}{2}2\omega_{i}\right);$$

Момент інерції J_i не залежить від кутової швидкості ω_i , тому $\frac{\partial J_i}{\partial \omega_i} = 0$, і далі:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i}\right) = \frac{d}{dt}\left(J_i\omega_i\right) = \frac{dJ_i}{dt}\omega_i + J_i\frac{d\omega_i}{dt} = \frac{dJ_i}{dt}\omega_i + J_i\frac{d^2\varphi_i}{dt^2}; \qquad (3.12)$$

Кутова швидкість ω_i не залежить від узагальненої координати φ_i , а момент інерції $J_i \in \phi$ ункцією тільки часу t, тому:

$$\frac{\partial E}{\partial q_i} = \frac{\partial \frac{J_i \omega_i^2}{2}}{\partial \varphi_i} = \frac{\partial J_i}{\partial \varphi_i} \frac{\omega_i^2}{2} + \frac{J_i}{2} \frac{\partial \omega_i^2}{\partial \varphi_i} = \frac{dJ_i}{dt} \frac{\omega_i}{2}; \qquad (3.13)$$

У випадку постійних значень моментів інерції *J*_{*i*}:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i}\right) = \frac{dJ_i}{dt}\omega_i + J_i\frac{d^2\varphi_i}{dt^2} = J_i\frac{d^2\varphi_i}{dt^2} \text{ ta } \frac{\partial E}{\partial q_i} = \frac{dJ_i}{dt}\frac{\omega_i}{2} = 0.$$
(3.14)

Похідна потенціальної енергії:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = \frac{\partial}{\partial \varphi_i} \left[c_{i,i+1} \left(\varphi_i - \varphi_{i+1} \right)^2 \right] = -c_{i-1,i} \left(\varphi_{i-1} - \varphi_i \right) + c_{i,i+1} \left(\varphi_i - \varphi_{i+1} \right).$$
(3.15)

Похідна дисипативної функції:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_{i}} = \frac{\partial}{\partial \omega_{i}} \left[d_{i,i+1} \left(\omega_{i} - \omega_{i+1} \right)^{2} \right] = -d_{i-1,i} \left(\omega_{i-1} - \omega_{i} \right) + d_{i,i+1} \left(\omega_{i} - \omega_{i+1} \right). \quad (3.16)$$

Диференціюючи вирази (3.9), (3.10), (3.11) за кожним ступенем вільності, як вказано у (3.14), (3.15), (3.16), отримали систему диференціальних рівнянь руху елементів динамічної схеми ґрунторозробного робочого обладнання землерийної машини:

$$J_{1K}\ddot{\varphi}_{1} + c_{1K}(\varphi_{1}-\varphi_{2}) + d_{1K}(\dot{\varphi}_{1}-\dot{\varphi}_{2}) = 0;$$

$$(J_{2K}+J_{3K})\ddot{\varphi}_{2} - c_{1K}(\varphi_{1}-\varphi_{2}) + c_{2K}(\varphi_{2}-\varphi_{3}) + d_{1K}(\dot{\varphi}_{1}-\dot{\varphi}_{2}) + d_{2K}(\dot{\varphi}_{2}-\dot{\varphi}_{3}) = 0;$$

$$(J_{4K}+J_{5K}+J_{11K})\ddot{\varphi}_{3} - c_{2K}(\varphi_{2}-\varphi_{3}) + c_{3K}(\varphi_{3}-\varphi_{4}) + c_{6K}(\varphi_{3}-\varphi_{7}) - d_{2K}(\dot{\varphi}_{2}-\dot{\varphi}_{3}) + d_{3K}(\dot{\varphi}_{3}-\dot{\varphi}_{4}) + d_{6K}(\dot{\varphi}_{3}-\dot{\varphi}_{7}) = 0;$$

$$(J_{6K}+J_{7K})\ddot{\varphi}_{4} - c_{3K}(\varphi_{3}-\varphi_{4}) + c_{4K}(\varphi_{4}-\varphi_{5}) - d_{3K}(\dot{\varphi}_{3}-\dot{\varphi}_{4}) + d_{4K}(\dot{\varphi}_{4}-\dot{\varphi}_{5}) = 0;$$

$$(J_{8K}+J_{9K})\ddot{\varphi}_{5} - c_{4K}(\varphi_{4}-\varphi_{5}) + c_{5K}(\varphi_{5}-\varphi_{6}) - d_{4K}(\dot{\varphi}_{4}-\dot{\varphi}_{5}) + d_{5K}(\dot{\varphi}_{5}-\dot{\varphi}_{6}) = 0;$$

$$J_{10K}\ddot{\varphi}_{6} - c_{5K}(\varphi_{5}-\varphi_{6}) - d_{5K}(\dot{\varphi}_{5}-\dot{\varphi}_{6}) = 0;$$

$$J_{12K}\ddot{\varphi}_{7} - c_{6K}(\varphi_{3}-\varphi_{7}) - d_{6K}(\dot{\varphi}_{3}-\dot{\varphi}_{7}) = 0.$$
(3.17)

Права частина системи не містить узагальнених сил, що справедливо при дослідженні власних коливань. Розрахунок власних коливань необхідний для оцінки небезпеки резонансних навантажень на елементи системи. Оскільки дисипативна функція системи не впливає на частоти і форми власних коливань, то при записі системи диференціальних рівнянь дисипація або розсіювання енергії не враховується. Систему диференціальних рівнянь можна переписати в матричній формі:

$$[I]\{\ddot{\varphi}\} + [c]\{\varphi\} = \{0\}, \tag{3.18}$$

де [*J*] –матриця інерцій:

$$\begin{bmatrix} J \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_{1K} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{2K} + J_{3K} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{4K} + J_{5K} + J_{11K} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{6K} + J_{7K} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{8K} + J_{9K} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{10K} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{12K} \end{bmatrix},$$

[с]- матриця жорсткостей:

$$\left[c\right] = \begin{bmatrix} c_{1K} & -c_{1K} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_{1K} & c_{1K} + c_{2K} & -c_{2K} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_{2K} & c_{2K} + c_{3K} + c_{6K} & -c_{3K} & 0 & 0 & -c_{6K} \\ 0 & 0 & -c_{3K} & c_{3K} + c_{4K} & -c_{4K} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_{4K} & c_{4K} + c_{5K} & -c_{5K} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{5K} & c_{5K} & 0 \\ 0 & 0 & -c_{6K} & 0 & 0 & 0 & c_{6K} \end{bmatrix},$$

$$\{\varphi\}$$
- координатна матриця-стовпець: $\{\varphi\} = \begin{cases} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \\ \varphi_4 \\ \varphi_5 \\ \varphi_6 \\ \varphi_7 \end{cases}$.

Введемо динамічну матрицю:

$$[H] = [J^{-1}] \cdot [c]. \tag{3.19}$$

Рівняння (3.24) прийме вигляд:

$$[I]\{\ddot{\varphi}\} + [H]\{\varphi\} = \{0\}. \tag{3.20}$$

Гармонічним розв'язком рівняння (3.26) буде:

$$\{\varphi\} = \{A\} \cdot e^{ipt},\tag{3.21}$$

де {А}-стовпець постійних, амплітудних коефіцієнтів;

 $i=\sqrt{-1}$ – уявна одиниця;

p – власна частота;

Підставивши (3.21) в (3.20) та розділивши на *е^{ipt}*, отримаємо:

$$(-p^2 \cdot [I] + [H]) \cdot \{A\} = \{0\},$$
 (3.22)

де [*I*] – одинична матриця розміру 7х7.

Система рівнянь (3.28), записана в матричній формі, має нетривіальний розв'язок, тобто: {A}≠0 тільки тоді, коли визначник:

$$|-p^{2}[I]+[H]|=0.$$
 (3.23)

Розрахунок власних частот та амплітудних коефіцієнтів за матрицями інерції та жорсткості проводиться засобами мови програмування Modelica [109]. Лістинг програм знаходиться у додатках (додаток B.2-B.4). Власні частоти моделі (скороченої) землерийного обладнання машини наведені в таблиці КЗ. Обґрунтуванням еквівалентності, як зазначено вище, є рівність нижчих частот коливань скороченої та вихідної моделі – табл. К2 та КЗ (додаток Д.3.9).

Еквівалентна динамічна схема ДВЗ складається з безінерційного пружного валу та зведених інерційних елементів –дисків. Диски з зосередженими масами (моментами інерції) розташовані в площинах перпендикулярних осі обертання валу і проходять через осі циліндрів [70]. Для рядного двигуна до окремої зосередженої маси входять рухомі маси одного циліндру (рисунок 3.9). У V-подібному двигуні зведену масу створюють рухомі маси двох циліндрів, які разом з коліном валу входять до однієї, так званої, моторної маси J_{MM} [73] (рисунок 3.10).

На основі аналізу технічної документації і літературних джерел складено динамічні схеми ДВЗ, якими оснащують машину: V-подібного восьмициліндрового 8ЧН 13/14 або рядного шестициліндрового 6ЧН 12,6/13. Параметри елементів складених схем відповідають даним інших досліджень [92].

Динамічна схема трансмісії автомобіля-шасі з двома ведучими мостами побудована на основі даних виробника «АвтоКрАЗ» та даних досліджень [64, 66]. Динамічна схема відображує виключно крутильні коливання в трансмісії і складається з зосереджених мас, що з'єднані пружними елементами з демпфуючими властивостями. Маси механічної системи трансмісії автомобіляшасі коливаються з частотою в діапазоні до 300 Гц.

При побудові моделі землерийної машини в режимі копання ґрунту використано елементи трансмісії базового тягача, що задіяні в передачі крутного моменту до ґрунторозробного робочого обладнання (рисунок 3.11).



Рисунок 3.9. Механічна модель та динамічна схема рядного шестициліндрового двигуна 6ЧН 12,6/13: зведені моменти інерції зосереджених мас двигуна землерийної машини: J_1 , J_2 , J_3 , J_4 ,, J_5 , J_6 , – моторних мас двигуна, J_7 – маховика та диску зчеплення; зведені жорсткості c_{12} , c_{23} , c_{34} , c_{45} , c_{56} , c_{67} – колін колінчастого валу; коефіцієнти демпфірування d_1 , d_2 , d_3 , d_4 , d_5 , d_6 – зовнішнього тертя; d_{12} , d_{23} , d_{34} , d_{45} , d_{56} , d_{67} – внутрішнього тертя



Рисунок 3.10. Механічна модель та динамічна схема V-подібного восьмициліндрового двигуна 8ЧН 13/14: зведені моменти інерції зосереджених мас двигуна землерийної машини: J_1 , J_2 , J_3 , J_4 , – моторних мас двигуна, J_5 , – маховика та диску зчеплення; зведені жорсткості c_{12} , c_{23} , c_{34} , c_{45} , – колін колінчастого валу; коефіцієнти демпфірування d_1 , d_2 , d_3 , d_4 – зовнішнього тертя; d_{12} , d_{23} , d_{34} , d_{45} , – внутрішнього тертя



Рисунок 3.11. Динамічна схема трансмісії базового тягача землерийної машини

Далі наводимо назви елементів динамічної схеми та моделі трансмісії базового тягача землерийної машини:

- зведені моменти інерції: J_{1L} – веденої частини зчеплення; J_{2L} – мас КПП, головним чином первинний вал, проміжний вал з зубчастими колесами та зубчасті колеса вторинного валу, що входять з ним в зачеплення; J_{3L} – решти мас КПП, частина карданної передачі; J_{4L} – решта мас карданної передачі і ведуча частина роздавальної коробки;

- зведені жорсткості та коефіцієнти демпфірування динамічної схеми та моделі трансмісії базового шасі: c_{1L} , d_{1L} – демпферу в веденому диску зчеплення та валів КПП, головним чином, первинного валу; c_{2L} , d_{2L} – шліцьових і шпонкових з'єднань та валів КПП; c_{3L} , d_{3L} – карданної передачі до роздавальної коробки; c_{4L} , d_{4L} – карданної передачі до редуктора ВВП.

Динамічні схеми ґрунторозробного робочого обладнання (рисунок 3.8) та трансмісії базового тягача (рисунок 3.11) разом з динамічними схемами двигунів (рисунки 3.9, 3.10) складають динамічну схему землерийної машини (рисунок 3.12).

Об'єднання програм-компонент нижнього рівня двигуна, трансмісії та ґрунторозробного обладнання являє собою загальну компонентну модель землерийної машини (рисунок 3.13). Компонентна модель мобільної землерийної машини РZM пов'язує розроблені вище моделі окремих машинних агрегатів та моментів зовнішніх сил. Лінії-конектори є рівняннями, які пов'язують компоненти. Компонентна модель землерийної машини РZM (додаток Д.12 лістинг додаток Д.16) складається з: - клас-моделей машинних агрегатів: двигуна Engine (додаток Д.10 лістинг додаток Д.14), трансмісії Transmission (додаток Д.11 лістинг додаток Д.15) та робочого обладнання Equipment (додаток Д.9 лістинг додаток Д.13);

 клас-моделей моментів рушійних сил Mp1, Mp2, Mp3, Mp4 та сил опору Моп;
 компонент стандартної бібліотеки: моделі силового збудження Modelica.Mechanics.Rotational.Sources.Torqu та датчика крутного моменту, Modelica.Mechanics.Rotational.Sensors.MultiSensor.



Рисунок 3.12. Динамічна схема землерийної машини



Рисунок 3.13. Компонентна модель мобільної землерийної машини РZM (вид діаграм)

3.2. Аналіз результатів, дослідження моделі мобільної землерийної машини

3.2.1. Дослідження впливу зміни структури машини на динамічну навантаженість

За компонентами системи формуються матриця інерції та матриця жорсткостей системи диференціальних рівнянь руху елементів моделі землерийної машини. Ці матриці наведені в додатках (клас-запис JC додаток Е.2). При дослідженні власних коливань системи можна скористатися динамічною матрицею (3.19), що створюється при складанні моделі. Розрахунок власних частот та амплітудних коефіцієнтів за матрицями інерції та жорсткості проводиться засобами мови програмування Modelica (клас-моделі P_Eigen, P_Freqs, клас-функція EigenFreqsModes додатки В.2.-В.4). Власні частоти крутильних коливань приводу землерийної машини, яку оснащено двигуном 8ЧН 13/14, наведено в таблиці 3.2. Відмінність власних частот для передач приводу РО та метальника (таблиця 3.2) викликана різницею в наборі компонент моделі, а також різницею їх зведених параметрів за різних передаточних відношень.

Компонентний підхід в побудові моделі дозволяє оцінити різні стани механічної системи. Оснащення машини двигуном 6ЧН 12,6/13 призводить до зміни власних частот крутильних коливань приводу землерийної машини, що наведено в таблиці 3.3.

Власні частоти динамічної системи змінюються за зміни пружних та інерційних параметрів інших елементів динамічної схеми. В таблицях 3.4, 3.5 наведено результати дослідження зміни власних частот системи при збільшенні та зменшенні вдвічі зведених моментів інерції та зведених жорсткостей елементів динамічної схеми землерийної машини з двигуном 8ЧН 13/14. Власні частоти, що змінилися більше ніж на 10%, виділені.

8ЧН 13/14

| Власна частота | I передача при- воду РО та пряме обертання при- воду метальника | I передача при- воду РО та зворо- тне обертання приводу металь- ника | II передача при- воду РО та пряме обертання при- воду метальника | II передача при- воду РО та зворо- тне обертання приводу металь- ника |
|-------------------------|--|--|---|---|
| f_{01} | 9.42823 | 9.40178 | 8.52125 | 8.5059 |
| f_{02} | 26.4795 | 26.388 | 25.8136 | 25.6191 |
| f_{03} | 29.9817 | 29.8639 | 30.0595 | 29.9658 |
| f_{04} | 43.5729 | 43.1689 | 37.6982 | 37.4719 |
| f_{05} | 93.0721 | 92.4352 | 97.0848 | 96.9624 |
| f_{06} | 103.428 | 102.905 | 111.928 | 110.979 |
| f_{07} | 168.253 | 167.097 | 172.353 | 171.054 |
| f_{08} | 188.488 | 188.191 | 189.483 | 188.996 |
| <i>f</i> 010 | 244.602 | 244.602 | 244.602 | 244.602 |
| <i>f</i> ₀₁₁ | 265.745 | 265.421 | 265.882 | 265.544 |
| f_{012} | 308.999 | 308.984 | 307.065 | 307.04 |
| <i>f</i> ₀₁₃ | 658.543 | 658.543 | 658.543 | 658.543 |
| <i>f</i> ₀₁₄ | 973.102 | 973.102 | 973.102 | 973.102 |
| <i>f</i> ₀₁₅ | 1176.15 | 1176.15 | 1176.15 | 1176.15 |

Таблиця 3.3. Власні частоти, f_0 , Гц, землерийної машини з двигуном

6ЧН 12,6/13

| Власна частота | I передача при- воду РО та пряме обертання при- воду метальника | I передача при- воду РО та зворо- тне обертання приводу металь- ника | II передача при- воду РО та пряме обертання при- воду метальника | II передача при- воду РО та зворо- тне обертання приводу металь- ника | |
|-------------------|--|--|---|---|--|
| f_{01} | 10.2396 | 10.2128 | 9.53137 | 9.53137 | |
| f_{02} | 25.9385 | 25.8464 | 25.5533 | 25.5533 | |
| f_{03} | 30.0453 | 29.9238 | 30.2642 | 30.2642 | |
| f_{04} | 43.2999 | 42.9101 | 37.6352 | 37.6352 | |
| f_{05} | 93.053 | 92.4148 | 97.1038 | 97.1038 | |
| f_{06} | 103.431 | 102.912 | 111.912 | 111.912 | |
| f_{07} | 168.25 | 167.094 | 172.351 | 172.351 | |
| f_{08} | 188.49 | 188.194 | 189.486 | 189.486 | |
| f_{010} | 239.283 | 239.283 | 239.283 | 239.283 | |
| f_{011} | 265.756 | 265.432 | 265.893 | 265.893 | |
| f_{012} | 309.001 | 308.986 | 307.067 | 307.067 | |
| <i>f</i> 013 | 647.423 | 647.423 | 647.423 | 647.423 | |
| f_{014} | 1029.2 | 1029.2 | 1029.2 | 1029.2 | |
| f_{015} | 1353.27 | 1353.27 | 1353.27 | 1353.27 | |
| <i>f</i> 016 | 1599.54 | 1599.54 | 1599.54 | 1599.54 | |
| f_{017} | 1753.36 | 1753.36 | 1753.36 | 1753.36 | |

| Зведені моменти інерції елементів дина- | Власні частоти, Гц | | | | |
|--|--------------------|----------|----------|----------|----------|
| мічної схеми землерийної машини | f_{01} | f_{02} | f_{03} | f_{04} | f_{05} |
| Оригінальна схема | 9.25 | 25.93 | 29.75 | 43.28 | 93.04 |
| $J_{1M}/2, J_{2M}/2, J_{3M}/2, J_{4M}/2, J_{5M}/2$ | 10.40 | 25.94 | 30.10 | 43.30 | 93.06 |
| $2J_{1M}, 2J_{2M}, 2J_{3M}, 2J_{4M}, 2J_{5M}$ | 8.56 | 25.93 | 29.56 | 43.26 | 93.03 |
| $J_{1L}/2, J_{2L}/2, J_{3L}/2$ | 9.33 | 25.97 | 36.34 | 48.05 | 97.01 |
| $2J_{1L}, 2J_{2L}, 2J_{3L}$ | 9.09 | 22.67 | 26.06 | 42.14 | 70.12 |
| $J_{1K}/2, J_{2K}/2$ | 9.28 | 25.94 | 29.88 | 43.37 | 95.78 |
| $2J_{1K}, 2J_{2R},$ | 9.21 | 25.92 | 29.47 | 43.09 | 86.14 |
| $J_{3K}/2, J_{4K}/2, J_{7K}/2, J_{8K}/2$ | 9.40 | 26.01 | 29.84 | 46.43 | 96.95 |
| $2J_{3K}, 2J_{4K}, 2J_{7K}, 2J_{8K}$ | 8.99 | 25.75 | 29.54 | 39.18 | 81.53 |
| $J_{5K}/2, J_{6K}/2, J_{11K}/2$ | 9.47 | 26.03 | 29.83 | 48.32 | 96.67 |
| $2J_{5K}, 2J_{6K}, 2J_{11K}$ | 8.87 | 25.70 | 29.54 | 37.82 | 80.30 |
| $J_{8K}/2, J_{9K}/2$ | 9.33 | 26.00 | 29.77 | 45.55 | 94.68 |
| $2J_{8K}, 2J_{9K}$ | 9.11 | 25.77 | 29.69 | 39.78 | 90.47 |
| J _{10K} /2 | 9.32 | 29.04 | 34.11 | 45.11 | 93.06 |
| 2J _{10K} | 9.11 | 19.59 | 29.47 | 42.75 | 93.03 |
| J _{12K} /2 | 10.17 | 26.63 | 30.76 | 44.51 | 93.18 |
| $2J_{12K}$, | 8.10 | 24.97 | 29.12 | 42.46 | 92.94 |

Таблиця 3.4. Власні частоти землерийної машини з двигуном 8ЧН 13/14 за зміни зведених моментів інерції

Таблиця 3.5. Власні частоти землерийної машини землерийної машини з двигуном 8ЧН 13/14 за зміни зведених жорсткостей

| Зведені жорсткості елементів динамічної | Власні частоти, Гц | | | | |
|---|--------------------|----------|----------|----------|----------|
| схеми землерийної машини | | f_{02} | f_{03} | f_{04} | f_{05} |
| Оригінальна схема | 9.25 | 25.93 | 29.75 | 43.28 | 93.04 |
| $c_{1L}/2$ | 7.69 | 25.59 | 26.72 | 42.86 | 91.46 |
| $2c_{1L}$ | 10.41 | 25.98 | 34.18 | 44.40 | 95.04 |
| $c_{2L}/2$ | 8.79 | 25.92 | 29.39 | 43.28 | 76.22 |
| $2c_{2L}$ | 9.51 | 25.94 | 29.94 | 43.28 | 95.70 |
| $c_{3L}/2, c_{4L}/2$ | 8.32 | 25.91 | 27.95 | 41.23 | 87.93 |
| $2c_{3L}, 2c_{4L}$ | 9.84 | 25.94 | 30.94 | 45.51 | 96.66 |
| <i>c</i> _{1<i>K</i>} /2 | 8.87 | 25.92 | 28.68 | 42.28 | 93.04 |
| $2c_{1K}$ | 9.46 | 25.93 | 30.36 | 43.99 | 93.04 |
| $c_{2K}/2$ | 9.01 | 25.92 | 28.91 | 42.81 | 90.69 |
| $2c_{2K}$ | 9.38 | 25.93 | 30.20 | 43.56 | 94.11 |
| $c_{3K}/2$ | 9.24 | 24.87 | 29.74 | 39.39 | 79.50 |
| $2c_{3K}$ | 9.26 | 26.39 | 29.75 | 45.65 | 98.36 |
| $c_{4K}/2$ | 9.25 | 25.82 | 29.74 | 43.25 | 92.63 |
| $2c_{4K}$ | 9.26 | 25.99 | 29.75 | 43.29 | 93.21 |
| <i>c</i> _{5K} /2 | 9.24 | 19.27 | 29.38 | 41.89 | 92.93 |
| 2 <i>c</i> _{5K} | 9.24 | 19.27 | 29.38 | 41.89 | 92.93 |
| <i>c</i> _{6K} /2 | 8.90 | 22.95 | 28.33 | 39.62 | 90.73 |
| $2c_{6K}$ | 9.43 | 26.76 | 31.55 | 49.88 | 96.01 |

Результати дослідження по зміні моментів інерції мас та жорсткостей зв'язку свідчать про те, що вплив на першу власну частоту системи мають масові параметри двигуна і розвантажувального пристрою машини та пружні параметри демппферу двигуна і карданних передач базового шасі. Зміна цих параметрів машини з двигуном 6ЧН 12,6/13 призводить до зміни першої власної частоти на 5 - 20% (таблиця 3.6)

Таблиця 3.6. Власні частоти землерийної машини землерийної машини з двигуном 6ЧН 12,6/13 за зміни зведених моментів інерції та зведених жорсткостей

| Зведені моменти інерції та зведені жорсткості еле- ментів динамічної схеми землерийної машини | Власні частоти f ₀ , Гц |
|--|------------------------------------|
| Оригінальна схема | 10,24 |
| $J_{1M}/2, J_{2M}/2, J_{3M}/2, J_{4M}/2, J_{5M}/2$ | 12,02 |
| $2J_{1M}, 2J_{2M}, 2J_{3M}, 2J_{4M}, 2J_{5M}$ | 9,36 |
| J _{12K} /2 | 11,41 |
| $2J_{12K}$, | 9,24 |
| $c_{1L}/2$ | 8,71 |
| $2c_{1L}$ | 11,68 |
| $c_{3L}/2, c_{4L}/2$ | 9,34 |
| $2c_{3L}, 2c_{4L}$ | 11,12 |

3.2.2. Умови виникнення резонансу

Амплітудні коефіцієнти коливної механічної системи визначають форми коливань. На рисунку 3.14 наведено перші 5-ть форм коливань. Задля наочності амплітудні коефіцієнти прийняті однаковими за модулем і враховано лише знак коефіцієнтів.

Форми коливань у випадку резонансу крутильних коливань в робочому діапазоні обертів колінчастого валу двигуна є небезпечними для привода машини. Для всіх форм коливань спостерігається наявність вузла коливань між масами коробки передач. Найбільш небезпечною слід вважати першу форму коливань з найнижчою частотою, яка є близькою до частоти гармонічних складових сил опору. В результаті резонансних коливань може виникнути втомне руйнування ділянки валу в самому вузлі коливань, розташованого між масами, а також в місцях з'єднань або зачеплень з найменшою крутильною піддатливістю.



д) п'ятивузлова звласною частотою f_{05} ;

Рисунок 3.14. Форми коливань елементів привода землерийної машини

Порівняння даних таблиці 3.2 та висновків за розділом 2 вказує на можливість виникнення резонансів при співпадінні частоти вимушених коливань гармонічних складових моментів рушійних сил та сил опору на робочому органі з нижчими власними частотами системи двигун – трансмісія автомобіля – ґрунторозробне робоче обладнання.

На рисунках 3.15–3.17 подано графіки 1 – 6 залежності частот коливань *f*, Гц гармонічних складових моментів рушійних сил та сил опору на PO землерийної машини від частоти обертання валу двигуна $n_{\partial 6}$, хв⁻¹. Штриховими лініями показані власні частоти $f_{01} - f_{04}$. Абсциси точок перетину відповідають частотам обертання валу двигуна, за яких виникає резонанс.



Рисунок 3.15. Діаграми критичних швидкостей: 1–6 порядок гармонік моменту рушійних сил M_{3Bp} ; власні частоти $f_{01} - f_{04}$

За діаграмами критичних швидкостей встановлюються умови розвитку форм коливань при резонансі. Умови виникнення першої форми коливань:

а) збіг першої гармонічної складової моменту рушійних сил з першою власною частотою f_{01} =9,4 Гц за частоти обертання валу двигуна 1130 хв⁻¹ (див. рисунок 3.15).



Рисунок 3.16. Діаграми критичних швидкостей на 1-й передачі приводу робочого обладнання: а) 7-й передачі КПП базового шасі $u_{\partial 6-po}=16,4$; б) 8-й передачі КПП базового шасі $u_{\partial 6-po}=11,6$; 1–6 порядок гармонік моменту сил опору M_{3Bo} ; власні частоти $f_{01}-f_{04}$



Рисунок 3.17. Діаграми критичних швидкостей на 2-й передачі приводу робочого обладнання: а) 7-й передачі КПП базового шасі $u_{\partial s-po}=10,7$; б) 8-й передачі КПП базового шасі $u_{\partial s-po}=7,1$; 1–6 порядок гармонік моменту сил опору M_{3Bo} ; власні частоти $f_{01}-f_{04}$

б) збіг першої гармонічної складової моменту сил опору з першою власною частотою $f_{01}=9,4$ Гц за частоти обертання валу двигуна 1640 хв⁻¹ та швидкості ланцюга РО $v_{\pi}=2,35$ м/с на першій передачі робочого обладнання та 8-й передачі КПП базового шасі (див. рисунок 3.16 б).

в) збіг першої гармонічної складової моменту сил опору з першою власною частотою f_{01} =8,5 Гц за частоти обертання валу двигуна 1280 хв⁻¹ та швидкості ланцюга РО v_{π} =2,12 м/с на другій передачі робочого обладнання та 7-й передачі КПП базового шасі (див. рисунок 3.17 а).

3.2.3. Максимальні навантаження в трансмісії автомобільного базового шасі та робочого органу

Компонентна модель вимушених коливань, яка реалізує симуляцію усталеного режиму роботи приводу машинного агрегату, наведена на рисунку 3.13. Лістинг програм РZM, знаходиться у додатках Д.16. При дослідженні вимушених крутильних коливань компонентна модель містить клас-моделі моментів зовнішніх рушійних сил Mp1, Mp2, Mp3, Mp4 та сил опору Моп. Опис функцій зовнішніх моментів у виді тригонометричних рядів представлено у розділі 2.

Для дослідження суто вимушених коливань в режимі усталеного руху постійні складові тригонометричних рядів не враховуються. Постійні складові моментів зовнішніх сил визначаються за швидкісною характеристикою двигуна та умовами взаємодії РО з ґрунтом.

Вимушені коливання системи відбуваються внаслідок дії гармонічних складових моментів зовнішніх сил, що зводяться до валу двигуна. Амплітуди гармонічних складових моментів від сил інерції залежать від швидкості обертання валу двигуна (2.50, 2.68). Симуляція коливань клас моделі в OMEdit проводиться на різних обертах двигуна, в тому числі і на резонансних.

Результати симуляції – кінематичні та силові параметри елементів моделі. Пружні моменти на ділянках силової передачі на резонансному і нерезонансному режимах представлено на рисунку 3.18 та рисунку 3.19. Під час симуляції використано один із стандартних у OpenModelica вирішувач за замовчуванням DASSL. Це неявний вирішувач вищого порядку із керуванням розміру кроків інтегрування, який завдяки цим властивостям є досить стабільним для широкого кола моделей [110]. При дослідженні усталеного режиму руху для уникнення перехідного режиму биття час симуляції збільшується.

За результатами симуляції встановлюються значення коефіцієнту динамічності в силовій передачі землерийної машини на резонансному режимі $k_{\partial}=1,4$ та на нерезонансному режимі $k_{\partial}=1,2$.



Рисунок 3.18. Результати симуляції вимушених коливань класу-моделі мобільної землерийної машини РZМ: пружний момент на ведучому валу приводу грунторозробного обладнання на нерезонансному режимі $n_{\partial e}$ =1400 хв⁻¹, перша передача робочого обладнання та 8-а передача КПП базового шасі



Рисунок 3.19. Результати симуляції вимушених коливань класу-моделі мобільної землерийної машини РZМ: пружний момент на ведучому валу приводу ґрунторозробного обладнання на резонансному режимі $n_{\partial 6}$ =1640 хв⁻¹, перша передача робочого обладнання та 8-а передача КПП базового шасі

3.2.4. Динамічні навантаження приводу при стопорінні робочого органу

В процесі розробки ґрунту землерийною машиною безперервної дії можливе заклинювання її РО, що відбувається за різних обставин. Такі нештатні ситуації можуть призвести до різкого збільшення динамічних навантажень та руйнування елементів машини.

Для запобігання руйнуванню трансмісії приводу робочого обладнання в конструкції машини передбачені муфти граничного моменту зі зрізними штифтами. В приводі робочого обладнання наявні дві запобіжні муфти, центральна – від заклинювання ротора метальника, яка встановлюється на виході з редуктора ВВП та бокова – від заклинювання ланцюгового РО, яка встановлюється на вихідному валу роздавальної коробки.

Передача крутного моменту в запобіжних муфтах здійснюється за допомогою зрізного штифта. При перевищенні допустимого крутного моменту штифт зрізається та роз'єднує привод. Конструкції центральної та бокової запобіжних муфт – однакові і відрізняються тільки діаметром зрізного штифта. Максимальний крутний момент, що передає центральна запобіжна муфта, за умови зрізання штифта: $M_{max}^{u\mu} = 3345$ Нм. Максимальний крутний момент, за умови зрізання штифта бокової запобіжної муфти: $M_{max}^{\delta o \kappa} = 958$ Нм. Ці моменти значення: $M_{max}^{3Bu\mu} = 2491$ Нм зведені ЛО валу двигуна i мають та $M_{max}^{3B \delta o \kappa} = 2428$ Нм.

Для визначення наближених значень максимальних динамічних навантажень, що виникають в елементах привода машини під час стопоріння, можна скористатися методикою [59, 60]. За цією методикою, механічна система машини представляється спрощеною системою з двома ступенями вільності.



Рисунок 3.20. Спрощена динамічна схема землерийної машини безперервної дії

Обертальні маси J_1 та J_2 , що обертаються з постійною кутовою швидкістю, миттєво гальмуються від накладення зв'язку з нерухомою ланкою. Реактивний елемент, що передає зусилля на нерухому ланку, має жорсткість виконуючого механізму і перепони c_2 . Жорсткість пружних елементів машини від моторних мас двигуна до ланцюгового РО та (або) метальника визначена як c_1 . Елементи J_1 та J_2 відповідають моментам інерції деталей двомасової моделі землерийної машини: J_1 – двигуна та частини трансмісії базового шасі; J_2 – решти трансмісії базового шасі та робочого обладнання. Спрощена модель землерийної машини побудована за методом парціальних частот [55].

Таблиця 3.8 Параметри елементів спрощеної динамічної схеми землерийної машини безперервної дії

| Режим роботи | Моменти інерції, | | Жорсткість, | |
|-----------------------|---|--------|------------------------------|--|
| | <i>J</i> ·10 ³ , кг·м ² | | с·10 ⁻³ , Н·м/рад | |
| | J_1 | J_2 | c_1 | |
| Стопоріння РО | 5112.9 | 1763.1 | 5.312 | |
| Стопоріння метальника | 5160.8 | 1715.2 | 5.116 | |

Компонентну модель, що реалізує симуляцію власних крутильних коливань спрощеної системи машини (рисунок 3.21), виконано засобами мови програмування Modelica. Початковими умовами елементів моделі є: кути закручування $\varphi_1 = M_{\partial 6}/c_1$; $\varphi_2 = 0$; та швидкості мас $\omega_1 = \omega_{\partial 6}$; $\omega_2 = \omega_{\partial 6}$; тут $M_{\partial 6} \omega_{\partial 6} -$ рушійний момент та кутова швидкість двигуна.



Рисунок 3.21. Компонентна модель землерийної машини (вид діаграм)

Результати симуляції – динамічні навантаження Mrell та Mrel2 (рисунки 3.22–3.24) в пружних елементах моделі springl та spring2 підтверджуються аналітичним розв'язком [54, 59]. За результатами симуляції видно, що максимальні динамічні навантаження в пружних елементах значно перевищують момент, що забезпечується муфтою $M_{max}^{3Bu\mu} = 2491$ Нм. Величина динамічного навантаження Mrell та Mrel2 залежить від жорсткості перепони, яка змінювалася: $c_2 = c_1/10$; $c_2 = c_1$; $c_2 = 10c_1$. Останнє значення $c_2 = 10c_1$ приймається для випадку зустрічі з «абсолютно» жорсткою перепоною.



Рисунок 3.22. Результати симуляції компонентної моделі спрощеної системи

$$c_2 = c_1/10, k_0 = 3,7$$



Рисунок 3.23. Результати симуляції компонентної моделі спрощеної системи



-ве+04 -ве+06 -ве+06

 $c_2 = 10c_1, k_0 = 10,2$

 $c_2 = c_1, k_{\partial} = 8,7$

За оцінку навантаженості елементів приводу машини приймається коефіцієнт динамічності *k*₀:

$$k_{\partial} = \frac{M_{cm} + M_{\partial \max}}{M_{cm}}$$

де $M_{\partial \max}$ – максимальний динамічний момент, що виникає на РО і в приводі в конкретному розрахунковому положенні;

M_{cm} максимальний рушійний момент двигуна або момент спрацювання муфти граничного моменту, зведений до одного з валів машини, наприклад, до колінчастого валу двигуна.

У випадку неспрацювання запобіжних пристроїв значення коефіцієнту динамічності елементів машини, за її спрощеною моделлю, для випадку зустрічі з «абсолютно» жорсткою перепоною $k_0=25$.

Отримані значення динамічних навантажень та їх підтвердження аналітичним розв'язком дозволяють застосувати алгоритм по визначенню навантажень для багатомасової моделі механічної системи землерийної машини. Модель дозволяє в режимі симуляції визначити параметри вимушених або власних крутильних коливань під час стопоріння РО.



Рисунок 3.25. Компонентна модель землерийної машини

Результати симуляції компонентної багатомасової динамічної моделі землерийної машини при стопорінні, для випадку зустрічі з «абсолютно» жорсткою перепоною, наведено на рисунках 3.26–3.29. За результатами можна встановити величину коефіцієнтів динамічності при стопорінні у випадку спрацювання запобіжних пристроїв.

Так, при стопорінні ланцюгового РО (рисунок 3.27) максимальні навантаження сприймають: частини роздавальної коробки привода ланцюгового РО $k_{\partial} = 3,1$ та редуктора ланцюгового РО $k_{\partial} = 3,5$. Для решти елементів привода, в тому числі і трансмісії базового шасі, $k_{\partial} \approx 2$.

При стопорінні метальника (рисунок 3.29) максимально навантаженими є карданна передача, ведуча частина роздавальної коробки k_{∂} =3,3, її частина приводу метальника k_{∂} =6,7 та редуктор ВВП k_{∂} =2,8. Для решти елементів привода $k_{\partial} \approx 2$.



Рисунок 3.26. Результати симуляції компонентної моделі (стопоріння ланцюгового РО)



Рисунок 3.27. Результати симуляції компонентної моделі (стопоріння ланцюгового РО до моменту спрацювання бокової запобіжної муфти)



Рисунок 3.28. Результати симуляції компонентної моделі (стопоріння метальника)



Рисунок 3.29. Результати симуляції компонентної моделі (стопоріння метальника до моменту спрацювання центральної запобіжної муфти)

Висновки за розділом 3

1. За діаграмами критичних швидкостей встановлено умови розвитку форм коливань при резонансі. Умовами виникнення першої форми коливань є:

а) збіг першої гармонічної складової моменту рушійних сил з першою власною частотою $f_{01}=9,4$ Гц за частоти обертання валу двигуна 1130 хв⁻¹;

б) збіг першої гармонічної складової моменту сил опору з першою власною частотою $f_{01}=9,4$ Гц за частоти обертання валу двигуна 1640 хв⁻¹ та швидкості ланцюга РО $v_{\pi}=2,35$ м/с на першій передачі робочого обладнання та 8-й передачі КПП базового шасі;

в) збіг першої гармонічної складової моменту сил опору з першою власною частотою f₀₁=8,5 Гц за частоти обертання валу двигуна 1280 хв⁻¹ та швидкості ланцюга РО v_n=2,12 м/с на другій передачі робочого обладнання та 7-й передачі КПП базового шасі. Форми коливань у випадку резонансу крутильних коливань в робочому діапазоні обертів колінчастого валу двигуна є небезпечними для привода машини. Найбільш небезпечною слід вважати першу форму коливань з частотою, яка є близькою до частоти гармонічних складових сил опору. Вузол коливань першої форми розташовано між масами коробки передач, що може привести до втомного руйнування валів, з'єднань або зачеплень деталей коробки передач базового тягача.

За результатами симуляції встановлено значення коефіцієнту динамічності в силовій передачі землерийної машини на резонансному режимі $k_{\partial}=1,4$ та на нерезонансному режимі $k_{\partial}=1,2$.

4. Пружно-інерційні характеристики приводу визначають високі значення коефіцієнту динамічності у випадку неспрацювання запобіжних пристроїв: при стопорінні ланцюгового РО $k_0=17,0$; при стопорінні метальника $k_0=31,2$. У випадку спрацювання запобіжних муфт найбільш навантаженими є елементи ґрунторозробного робочого обладнання: при стопорінні ланцюгового РО $k_0=3,1-3,5$; при стопорінні метальника $k_0=2,8-6,7$. Для елементів трансмісії базового шасі $k_0\approx2$.

5. Динамічна система землерийної машини безперервної дії має значну жорсткість. Зменшення жорсткості системи, наприклад, при введенні пружних еластичних муфт з нелінійними характеристиками пружності або концептуальний перехід від механічного до гідроприводу знизить максимальні динамічні навантаження, що виникають в елементах машини при стопорінні РО.

Наявність двох запобіжних пристроїв в механічній системі є досить вдалим рішенням. Проте конструктивне поєднання запобіжних пристроїв зі зрізними штифтами та жорсткою механічною системою призводить до їх частого спрацьовування навіть при номінальних режимах роботи у випадку короткочасного збільшення навантажень. Тому рекомендується замінити запобіжні муфти зі зрізними штифтами на фрикційні муфти з важільним керуючим пристроєм [84]. Ці муфти при своєму спрацюванні підтримують в трансмісії величину крутного моменту, який дорівнює моменту спрацювання муфти.

РОЗДІЛ 4.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1. Мета та задачі експериментального дослідження

Метою експериментального дослідження є перевірка адекватності динамічної моделі машини, прийнятих припущень і оцінка отриманих при теоретичних дослідженнях результатів.

Здачі експериментального дослідження:

- Визначення характеристик навантажень в трансмісії РО на номінальному режимі;
- Визначення кінематичних параметрів приводу робочого обладнання та переміщення машини;
- Визначити характеристики крутних моментів в трансмісії робочого обладнання;
- За результатами визначити амплітуди та частоти коливань;
- Визначити характеристики крутних моментів в трансмісії робочого обладнання при зміні частоти обертання для виявлення можливих резонансних зон.

4.2. Обладнання для виконання експериментального дослідження

В процесі проведення дослідження використовувалась наступна апаратура:

- тензометричний комплекс та реєструюча апаратура (рисунок 4.1);

 датчик крутного моменту та швидкості обертання карданного валу (рисунок 4.2)

- датчики тиску гідравлічної рідини (рисунок 4.3);
- датчик швидкості переміщення машини (рисунок 4.4);
- прилад тарування датчиків тиску (рисунок 4.5);
- динамометр для тарування датчика сили тяги (рисунок 4.6).



Рисунок 4.1. Тензометричний комплекс та реєструюча апаратура, що встановлені на машині під час проведення досліджень: 1 – АКБ базового тягача; 2 – перетворювач –24 V / 220V; 3 – блок живлення; 4 – роутер D-Link DIR-320; 5 – АЦП; 6 – тензометрична станція



Рисунок 4.2. Установка датчик крутного моменту та швидкості обертання карданного валу: 1 – карданний вал приводу робочого обладнання; 2 – датчик крутного моменту та швидкості обертання; 3 –редуктор валу відбору потужності



Рисунок 4.3. Установка датчиків тиску гідравлічної рідини



Рисунок 4.4. Установка датчика швидкості переміщення: 1 – датчик швидкості; 2 – струна; 3 – анкер



Рисунок 4.5. Прилад тарування датчиків тиску



Рисунок 4.6. Динамометр для тарування датчика сили тяги

Тарування датчика крутного моменту здійснювалося шляхом східчастого навантаження його фіксованим за величиною крутним моментом $M^{n}_{\kappa p}$ з одночасною фіксацією для кожного випадку навантаження величини рівня сигналу датчика. Для визначення навантажень, які діють на датчик крутного моменту, використовувався динамометр, що кріпився тросом між нерухомою опорою та важелем (рисунок 4.7). Силою натягу тросу на важелі створювався фіксований крутний момент.

В результаті тарування побудовано тарувальний графік (рисунок 4.8) в координатах "крутний момент – величина рівня сигналу". Виходячи з того, що тарувальний графік має лінійний характер, визначено величину тарувального коефіцієнту пропорційності $k^{M\kappa p}_m$, як відношення відхилення рівня сигналу в умовних одиницях до поточної величини крутного моменту в Н·м. При замірах крутного моменту на карданному валу приводу робочого обладнання в реальному режимі часу його реальна величина в кожен момент часу досліджень, згідно отриманих осцилограм, розраховувалась з використанням коефіцієнту $k^{M\kappa p}_m$.





Рисунок 4.7. Тарування датчика крутного моменту та частоти обертання карданного валу: а – важіль; б – динамометр; в – процес тарування датчика; 1 – базовий тягач; 2 – динамометр; 3 – важіль; 4 –трос; 5 – датчик.

В



Рисунок 4.8. Тарувальний графік датчика крутного моменту на валу привода

робочого обладнання

4.3. Місце і умови проведення експериментального дослідження

Експериментальні тензометричні дослідження модернізованої полкової землерийної машини ПЗМ-3-01 проводились за участі співробітників ПАТ "Крюківський вагонобудівний завод" м. Кременчук, Полтавської області, НТУ та Управління інженерного озброєння ЗСУ України на ґрунтовій ділянці поблизу с. Деріївка, Онуфріївського району, Кіровоградської області (рисунок 4.9).

Ґрунти, на яких проводились випробування: ділянки місцевості з ґрунтами ІІ-ої категорії (чорнозем, суглинок).



Рисунок 4.9. Ділянка для дослідження

Метеорологічні умови. Випробування проводились у весняних погодних умовах при коливанні температур від +11°C до +21°C, швидкості вітру від 3 м/с до 6 м/с, відносній вологості повітря віл 54 % до 92 %, тиску повітря від 752 мм.рт.ст до 761 мм.рт.ст., в світлий час доби, в суху погоду.

Матеріально-технічне і метрологічне забезпечення контрольновимірювальними приладами здійснювалося НТУ та ПАТ "Крюківський вагонобудівний завод". Визначення навантажень машини в режимі копання траншей здійснювалось на горизонтальному ґрунтовому майданчику. Для проведення замірів параметрів навантаження машини були підключені до тензометричного вимірювального комплексу:

 датчик крутного моменту з датчиком частоти обертання карданного валу приводу робочого обладнання;

- датчик швидкості переміщення (подачі) машини;

 датчики тиску в напірній та зливній гідролініях гідромотора гідроходозменшувача машини;

– датчики тиску в напірних та зливних гідролініях механізмів: підйомуопускання РО; підйому-опускання робочого обладнання машини.

Двигун машини запущений та виведений на номінальну частоту обертання колінчастого валу двигуна 157,1 с⁻¹ (1500 хв⁻¹.). При включеному приводі ланцюгового РО та метальника одночасно включався привід переміщення машини та заглиблення РО в грунт (рисунок 4.10 а). Заглиблення здійснювалось до моменту досягнення заданої глибини траншеї (від 1,1 м з подальшим збільшенням до 1,4 м через кожні 10 м). Машина виводилася на усталений режим роботи (до моменту установки номінальної частоти обертання колінчастого валу двигуна) (рисунок 4.10 б). Параметри траншей, що відривалися землерийною машиною ПЗМ-3-01, зображено на рисунку 4.11.

Висота від осі привідного валу ланцюгового РО до поверхні землі складала 560 мм. Під час проведення досліджень фіксувалась глибина траншеї та кут нахилу ланцюгового РО до горизонту (рисунок 4.12). Результати замірів наведено в таблиці 4.1.


a



б

Рисунок 4.10. Робота машини в режимі копання траншей: а – під час заглиблення; б – усталений режим







а – в грунтах I-III категорій; б – в грунтах IV категорії



Рисунок 4.12. Вимірювання глибини копання та кута нахилу РО

| N⁰ | Глибина траншеї, м | Кут нахилу РО, град |
|----|--------------------|---------------------|
| 1 | 1,1 | 44° |
| 2 | 1,2 | 51° |
| 3 | 1,3 | 55° |
| 4 | 1,4 | 57° |

Таблиця 4.1. Співвідношення глибини траншеї з кутом нахилу РО

На кожній глибині копання контролювались просипи ґрунту на дні траншеї (рисунок 4.13).



Рисунок 4.13. Вимірювання глибини траншеї та просипів ґрунту на дні траншеї

4.4. Обробка даних тензометричних досліджень

Типову осцилограму замірів крутного моменту на приводі РО машини представлено на рисунку 4.14.



Рисунок 4.14. Типова осцилограма заміру крутного моменту: а – дослід тривалістю 200 секунд; б – частина досліду тривалістю 14 секунд; в – частина досліду тривалістю 5 секунд

Гармонічний аналіз осцилограм крутного моменту дозволяє виділити сильні гармоніки і встановити деякі закономірності їх розподілу:

1. На осцилограмах присутні гармоніки з частотою до 40 Гц. Це може свідчити про відсутність протікання високочастотних процесів та відсутність впливу гармонічних складових крутного моменту двигуна.

2. Поява сильної гармоніки з частотою близькою 9 Гц відбувається на всіх режимах роботи машини за різних швидкостей обертання приводного валу. Це може свідчити про наявність власної частоти системи вказаної величини.

3. На осцилограмах виділяється східчастий тренд гармонік, що спадає з частотою кратною частоті зачеплення зубців зірочок з ланцюгом РО роботи.

Проведення гармонічного аналізу режимів з різною частотою обертання валу двигуна дозволяє більш детально оцінити вказані закономірності. Для цього проводились досліди на різних швидкостях роботи двигуна за різних передач привода робочого обладнання та коробки передач базового шасі.

Так, при роботі на першій передачі приводу робочого обладнання (рисунок 4.15) гармоніка з частотою близькою 9 Гц підсилюється при частоті обертання валу двигуна 1450 хв⁻¹ (биття) та 1650 хв⁻¹ (резонанс). Підсилення цієї гармоніки виражається збільшенням коефіцієнту динамічності до 1,5. Найбільш вдалим, з точки зору динамічних навантажень, на першій передачі приводу робочого обладнання слід вважати режим за частоти обертання валу двигуна 1300 хв⁻¹.



б

150



Рисунок 4.15. Крутний момент на приводному валу робочого обладнання (перша передача):

а –
$$n_{\partial 6}$$
=600 хв⁻¹, k_{∂} =1,5; б – $n_{\partial 6}$ =1300 хв⁻¹, k_{∂} =1,15; (оптимальний режим); в – $n_{\partial 6}$ =1650 хв⁻¹, k_{∂} =1,45; (резонанс); г – $n_{\partial 6}$ =1450 хв⁻¹, k_{∂} =1,45; (биття)

На другій передачі приводу робочого обладнання (рисунок 4.16) гармоніка з частотою 9 Гц особливо проявляє себе при частотах 1450 та 770 хв⁻¹. Невеликі амплітудні значення гармонічних складових крутного моменту, в широкому діапазоні частот обертання валу двигуна, дозволяють рекомендувати цей режим роботи машини.





Рисунок 4.16. Крутний момент на приводному валу робочого обладнання (друга передача): а $-n_{\partial e}=1300 \text{ xB}^{-1}, k_{\partial}=1,25$; б $-n_{\partial e}=1450 \text{ xB}^{-1}, k_{\partial}=1,4$;(биття); в $-n_{\partial e}=1650 \text{ xB}^{-1}, k_{\partial}=1,25$; $\Gamma - n_{\partial e}=1150 \text{ xB}^{-1}, k_{\partial}=1,3$; $\Pi - n_{\partial e}=1050 \text{ xB}^{-1}, k_{\partial}=1,25$; $e - n_{\partial e}=770 \text{ xB}^{-1}, k_{\partial}=1,3$

4.5. Оцінка адекватності моделі

За результатами симуляції, перевірка адекватності моделі проводиться за гіпотезою про рівність дисперсій або за критерієм Фішера [112, 113]. За цим критерієм порівнюються дисперсії амплітуд коливного процесу крутного моменту в приводі робочого обладнання землерийної машини безперервної дії. Для порівняння приймається резонансний режим роботи машини з однією домінуючою частотою.



Рисунок 4.17. Порівняння результатів симуляції та результатів тензометричних досліджень:

а – частина досліду тривалістю 5 секунд; б – частина досліду тривалістю 1 секунда; 1 – крутний момент на приводному валу робочого обладнання (експеримент);

2-крутний момент на приводному валу робочого обладнання (симуляція)

Розрахункове значення *F*-критерія знаходиться з виразу:

$$F = \frac{\sigma_1^2}{\sigma_2^2},\tag{4.1}$$

де σ_1^2 , σ_2^2 – дисперсії амплітуд крутного моменту експериментальних даних та результатів симуляції моделі за вибірковими даними зі ступенями вільності n_1 та n_2 .

Дисперсії визначаються за формулою:

$$\sigma^{2} = \frac{1}{n-1} \sum_{i=0}^{n-1} \left(y_{i} - \overline{y} \right)^{2}, \qquad (4.2)$$

де $(y_i - \overline{y})$ – відхилення кожного із значень амплітуд крутного моменту від середнього;

n – число ступенів вільності.

Гіпотеза про рівність дисперсій приймається за умовою:

$$L < F < U \tag{4.3}$$

L та U критичні значення, що можуть бути визначені за таблицями або як функції Фішера за програмами математичної статистики:

$$L = Fq\left(\frac{\alpha}{2}, n_{1} - 1\right) \operatorname{Ta} U = qF\left(1 - \frac{\alpha}{2}, n_{2} - 1\right),$$
(4.4)

де α – рівень значимості, приймається α =0,05, за яким рівень довіри $1 - \alpha = 95\%$.

Для вказаного рівня значимості $\alpha = 0,05$, для ступенів вільності $n_1 = n_2 = 30$, величина дисперсій за амплітудами крутного моменту експериментальних даних $\sigma_1^2 = 8,95 \cdot 10^4$ та результатів симуляції моделі $\sigma_1^2 = 1,405 \cdot 10^5$. *F*-критерій за (4.1) F = 0,637 та критичні значення за (4.4) L = 0,476 U = 2,101, що задовольняють умові (4.3).

При візуальному співставленні сигналів (рисунок 4.15) спостерігається розбіжність в частоті сигналів. Порівнюючи АЧХ сигналів, можна стверджувати, що сигнали ідентичні, оскільки мають одну домінуючу гармоніку. Частота утвореної гармоніки - 10,1 Гц для коливального процесу експерименту та 9,4 Гц для симуляції моделі (рисунок 4.16), розбіжності в частоті не перевищують 7%.



Рисунок 4.18. АЧХ Крутного моменту на приводному валу робочого обладнання: а – експеримент; б – симуляція

Таким чином, адекватність моделі підтверджується співставленням за амплітудами – критерієм Фішера та співставленням за частотою – співставленням АЧХ сигналів. Величина розходження є припустимою для розв'язку поставлених в роботі задач.

4.6. Розрахунки економічної ефективності роботи створюваної землерийної машини

Розрахунок виконується шляхом порівняння технологічних можливостей універсальних землерийних машин, що використовуються при спорудженні траншей та котлованів [114,115]. Варіанти виконання машин, що порівнюються в розрахунку:

- Базова машина полкова землерийна машина ПЗМ 2;
- Нова машина мобільна землерийна машина безперервної дії.

| N⁰ | Показник | Базова | Нова |
|-----|---|--------|---------|
| п/п | Показник | машина | машина |
| 1 | Вартість машини, грн. | 750000 | 1100000 |
| 2 | Годинна технічна продуктивність при 1,1-1,5 м в не мерзлих ґрунтах | 180 | 350 |
| 3 | Потужність двигуна, кВт | 121 | 340 |
| 4 | Питома витрата палива за номінальної потуж- ності, г/кВт год | 238 | 214 |
| 5 | Кількість ТО в одному циклі, ТО-1 | 96 | 96 |
| | Кількість ТО в одному циклі, ТО-2 | 24 | 24 |
| | Кількість ТО в одному циклі, Т | 7 | 7 |
| 6 | Трудомісткість ТО-1, люд-год | 4 | 4 |
| | Трудомісткість ТО-2, люд-год | 20 | 20 |
| | Трудомісткість Т, люд-год | 880 | 880 |

Таблиця 4.2. Вихідні дані для економічних розрахунків

Річний час роботи машини в днях:

$$T_{p} = \frac{\left(365 - \mathcal{A}_{M} - \mathcal{A}_{e} - \mathcal{A}_{n}\right) t_{_{3M}} k_{_{3M}}}{1 + \mathcal{A}_{p} t_{_{3M}} k_{_{3M}}},$$
(4.5)

де \mathcal{A}_{e} – число вихідних і святкових днів \mathcal{A}_{e} = 115 днів для п'ятиденного робочого тижня;

 \mathcal{A}_{M} – середня тривалість простоїв за метеорологічним умовам, \mathcal{A}_{M} = 11 днів; \mathcal{A}_{n} – загальна кількість днів, що витрачається на перебазування протягом року; t_{3M} – тривалість робочої зміни, t_{3M} = 8 годин;

 k_{3M} – коефіцієнт змінності, $k_{3M} = 1,5$;

*Д*_{*p*} – тривалість простоїв у днях у всіх видах технічного ремонту і обслуговування, що припадають на 1 годину роботи.

Перебазування протягом року:

$$\mathcal{A}_{n} = \frac{\left(365 - \mathcal{A}_{M} - \mathcal{A}_{g}\right)d_{n}}{t_{oo}\left(\frac{1}{t_{_{3M}}k_{_{3M}}} + \mathcal{A}_{p}\right) + d_{n}},$$
(4.6)

де d_n – тривалість одного перебазування, для базової машини, d_n=4 дні;
 t_{oб} – розрахункова тривалість роботи оператора на об'єкті, t_{oб} = 150 годин;
 Простої у всіх видах технічного ремонту і обслуговування:

$$\mathcal{A}_{p} = \frac{\sum (d_{pi} + d_{ni}) a_{i}}{T_{u}}, \qquad (4.7)$$

де d_{pi} – тривалість перебування техніки в і-му ремонті або ТО, дні;
 d_{ni} – тривалість доставки в ремонт і обернено, дні;
 a_i – кількість і-х ремонтів і ТО за міжремонтний цикл;
 T_u – міжремонтний цикл, год.;

Годинна експлуатаційна продуктивність при копанні траншей:

$$\Pi_{ez} = \Pi_{mz} k_m, \tag{4.8}$$

де Π_{m2} – годинна технічна продуктивність, м³/год;

k_m – коефіцієнт переходу від технічної продуктивності до експлуатаційної, *k_m*=0,6.

Річна експлуатаційна продуктивність:

$$\Pi_{ep} = T_p \Pi_{ez} k_{np}, \tag{4.9}$$

де k_{np} – коефіцієнт, що враховує простої в роботі техніки, не враховані в годинній експлуатаційній продуктивності, k_{np} =0,75.

Балансова вартість введеної в експлуатацію машини:

$$\underline{\mathcal{U}}_{\delta} = \underline{\mathcal{U}} \cdot k_{\delta}, \tag{4.10}$$

де Ц-оптова ціна техніки;

 $k_{\bar{o}}$ – коефіцієнт, що враховує витрати на доставку техніки та її монтаж, $k_{\bar{o}}$ =1,09.

Визначення витрат на заробітню плату. Розрахунок загального фонду заробітної плати з нарахуваннями:

$$S_{3n} = \lambda T_p \sum C_{mi} , \qquad (4.11)$$

де λ – коефіцієнт переходу від тарифного фонду до загального фонду зарплати, $\lambda = 1,23$.

Машиною керує один оператор V-VI розряду, за тарифною сіткою ставка машиніста VI розряду складає 55,20 грн.

Витрати на капітальний ремонт, віднесені на рік роботи техніки:

$$S_{\kappa p} = \frac{A_{\kappa p} \mathcal{U}_{\delta}}{100}, \qquad (4.12)$$

де $A_{\kappa p}$ – норма амортизаційних відрахувань на КР у відсотках.

Розрахункова величина витрат на ТО і Р, віднесена на рік роботи, для машин:

$$S_{ep} = S_{epu} \frac{T_p}{T} k_{\partial e} k_{\partial m}, \qquad (4.13)$$

де T – ресурс до першого капітального ремонту;

*S*_{ерц} – сумарні витрати на ТО і Р за міжремонтний цикл:

$$S_{epu} = k_{ep} \sum a_i r_i C_{mi} , \qquad (4.14)$$

а_i – число окремих видів ТО і Р за міжремонтний цикл;

 r_i – трудомісткість ТО і Р;

 C_{mi} – тарифна ставка робітника VI розряду, який обслуговує техніку, для 43,30 грн; m_{mp} – число різновидів ремонтів;

 $k_{ep} - 2,3$ коефіцієнт переходу, $k_{ep} = 2,3$.

Розрахунок витрат на паливо здійснюється за формулою:

$$S_n = \mathcal{U}_n \mathcal{W}_n \mathcal{T}_p, \qquad (4.15)$$

де U_n – ціна палива, грн/кг,

W_n – годинна витрата палива, кг/год,

Годинна витрата палива:

$$W_{n} = \frac{k_{3}}{1000} N_{eH} g_{eH} \Big[k_{\partial e} \big(k_{\partial M} k_{n} - k_{xx} \big) + k_{xx} \Big], \qquad (4.16)$$

де *N*_{ен} – номінальна потужність двигуна, кВт;

*g*_{ен} – питома витрата палива за номінальної потужності;

 $k_{\partial e}$ – коефіцієнт використання двигуна за часом, $k_{\partial e} = 0,8$;

 $k_{\partial M}$ – коефіцієнт використання двигуна за потужністю, $k_{\partial M} = 0,6$;

k_n– коефіцієнт, що враховує витрату пального в залежності від ступеня використання двигуна по часу;

 k_x – коефіцієнт, що враховує зниження витрати палива при роботі двигуна на холостому ході, $k_x = 0.25$;

 k_3 – коефіцієнт, що враховує витрату пального в період запуску і регулювання роботи двигуна і машини на початку зміни, $k_3 = 1,03$.

Визначення витрат на мастильні матеріали:

$$S_{MM} = \epsilon S_m, \tag{4.17}$$

де ϵ – коефіцієнт переходу від витрат палива до витрат на мастила, ϵ =0,22.

Вартість перевезення на трейлері:

$$S_{nep\,mp} = \left[\Pi_0 + \left(L_T - 25\right)\Pi_o\right] \frac{T_p}{T_{o\delta}},\qquad(4.18)$$

де Π_0 – норматив витрат на відстань 25 км для трейлера вантажопідйомністю, що відповідає масі техніки, грн;

*П*_∂ – норматив додаткових витрат при транспортуванні на кожний наступний кілометр понад 25 км;

*L*_{*T*} – дальність перевезення, км.

| N⁰ | Найменування | Умовне | Базова | Нова |
|-----|--------------------------------|-----------------------------|----------|----------|
| п/п | | позначення | машина | машина |
| 1 | Заробітна плата | S_{3n} | 133050.3 | 133050.3 |
| 2 | Витрати на КР | $S_{\kappa p}$ | 57225 | 83930 |
| 3 | Витрати на ТО і Р | S _{epų} | 699520 | 699520 |
| 4 | Витрати на паливо | S_n | 763683 | 1929496 |
| 5 | Витрати на мастильні матеріали | $S_{\scriptscriptstyle MM}$ | 168010 | 424489 |
| 6 | Витрати на перебазування | S _{nep.mp} | 18874 | - |
| | Разом: | S _{3ar} | 1840364 | 3270486 |

Таблиця 4.3. Калькуляція річних витрат, грн

Вартість однієї машино-години експлуатації будівельної техніки:

$$C_{\text{mau-rod}} = \frac{S_{3a2}}{T_p}, \qquad (4.19)$$

де *S*_{заг} – загальні річні витрати на машину, грн;

Собівартість розробки екскаватором одного кубічного метру ґрунту:

$$C_p = \frac{C_{\text{MAU-200}}}{\Pi_{e2}} \tag{4.20}$$

Економічна ефективність капітальних вкладень в основні засоби визначаємо за допомогою коефіцієнта економічної ефективності, який визначається як відношення зменшення собівартості продукції до величини капітальних вкладень, що його спричинили:

$$E = \frac{(C' - C'')\Pi_{ep}}{\Pi_{o}},$$
 (4.21).

де U_{δ} – ціна нової машини.

Термін окупності капітальних вкладень: T=1/E.

| N⁰ | Помолии | Базова | Нова ма- |
|-----|---|--------|------------|
| п/п | показник | машина | шина |
| 1 | Вартість основних засобів, грн. | 750000 | 1100000 |
| 2 | Собівартість розробки 1 м ³ ґрунту, грн | 8,696 | 7,947 |
| 3 | Річна експлуатаційна продуктивність, м ³ /рік. | 158729 | 308640 |
| 4 | Економічний ефект | - | 0,193 |
| 5 | Термін окупності капітальних вкладень | - | 5р. 2 міс. |

Таблиця 4.4. Техніко-економічні показники

Таким чином, економічний ефект від впровадження нової машини складає 231000 грн./рік на одну машину за рахунок зменшення собівартості розробки грунту та збільшення річної експлуатаційної продуктивності.

Висновки за розділом 4

1. За результатами тензометричних досліджень встановлена наявність резонансних режимів в роботі машини. На всіх режимах роботи машини виявлено сильні гармоніки моментів з частотою близькою 9 Гц, що говорить про наявність власної частоти приводу машини вказаної величини.

2. В широкому діапазоні частот обертів двигуна не виявлено інших, окрім близької 9 Гц, власних частот приводу землерийної машини безперервної дії під час розробки ґрунту.

3. За резонансними режимами, які виявлені при обробці даних тензометричних досліджень, виявлено критичні оберти двигуна:

- на 1-й передачі робочого обладнання та 7-й передачі КПП автомобіля 1650 хв⁻¹;

- на 2-й передачі робочого обладнання та 8-й передачі КПП автомобіля 1450 хв⁻¹.

4. Значні амплітуди крутних моментів в меншій мірі проявляються на другій передачі привода ґрунторозробного робочого обладнання, що дозволяє рекомендувати цей режим роботи машини.

5. Розрахункове значення F-критерія Фішера F = 0,637 для рівня значимості $\alpha = 0,05$ знаходиться в допустимих критичних межах, тому з ймовірністю 95% можна стверджувати, що запропонована модель є адекватною. Адекватність моделі підтверджується також рівністю частот основних гармонік.

6. На осцилограмах присутні гармоніки з частотою до 40 Гц. Це може свідчити про відсутність протікання високочастотних процесів та відсутність впливу гармонічних складових крутного моменту двигуна.

7. Поява сильної гармоніки з частотою близькою 9 Гц відбувається на всіх режимах роботи машини за різних швидкостей обертання приводного валу. Це може свідчити про наявність власної частоти системи вказаної величини.

8. На осцилограмах виділяється східчастий тренд гармонік, що спадає з частотою кратною частоті зачеплення зубців зірочок з ланцюгом РО.

9. Економічний ефект від впровадження нової машини складає 231000 грн./рік на одну машину за рахунок зменшення собівартості розробки ґрунту та збільшення річної експлуатаційної продуктивності.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ВИСНОВКИ

1. Встановлено відсутність практики використання автомобілів в якості базових шасі землерийних машин безперервної дії і, як наслідок, відсутність врахування під час проектування трансмісій автомобілів та їх металоконструкцій динамічних навантажень, що мають місце в процесі розробки ґрунтів робочим обладнанням землерийної машини.

2. Створено модель процесу розробки грунту ланцюгово-балковим PO, що враховує вплив геометричних, конструктивних та технологічних параметрів на формування зовнішніх сил від взаємодії з ґрунтом та їх динамічну природу. Встановлено, що динамічний характер зовнішніх навантажень визначається періодичністю взаємодії різців робочого обладнання з ґрунтом та особливостями взаємодії тягових ланцюгів робочих органів з приводними зірочками. За умови розробки траншей глибиною 1,2 м, шириною 0,6 м ланцюговобалковим PO з кількістю зубців приводної зірочки z_1 =8, кроку різців t_p =1750 мм та кроку балок t_6 =250 мм, коефіцієнт динамічності навантаження на приводному валу PO дорівнює 1,2. Встановлено, що динамічні навантаження в приводі ланцюгово-балкового PO суттєво залежать від кінематичних параметрів. Критичними є швидкості ланцюга 2,5–3 м/с з коефіцієнтом динамічності k_0 =1,5–1,7.

3. Створена дискретна динамічна модель землерийної машини, яка включає в себе елементи системи: «двигун – трансмісія автомобільного базового шасі – ґрунторозробне робоче обладнання».

Динамічна модель є універсальною та складається з:

- інерційних елементів з параметрами власних моментів інерції зубчастих коліс, зірочок, муфт, валів, рухомих частин опор;

- пружних елементів з параметрами власних крутильних жорсткостей валів, шліцевих з'єднань та зубчастих передач. Модель двигуна побудована з урахуванням роботи окремих циліндрів і за механічною характеристикою відтворює основні режими роботи. Встановлено, практичну відсутність впливу високочастотних гармонічних складових крутного моменту двигуна на формування динамічних навантажень у приводі землерийної машини.

4. За результатами теоретичних та тензометричних досліджень встановлено, що частота першої форми крутильних коливань приводу землерийної машини є близькою 9 Гц. Вузол коливань першої форми розташовано між масами коробки передач, що може призвести до втомного руйнування валів, з'єднань або зачеплень деталей коробки передач базового тягача. Частота першої форми власних коливань системи є близькою до частоти зачеплень ланок тягового ланцюга із зубцями зірочки в режимі максимальної продуктивності землерийної машини.

Критичні оберти двигуна, за яких можливе виникнення резонансу:

- на 1-й передачі робочого обладнання та 7-й передачі КПП автомобіля 1650 хв⁻¹;

- на 2-й передачі робочого обладнання та 8-й передачі КПП автомобіля 1450 хв⁻¹.

Значні амплітуди крутних моментів в меншій мірі проявляються на другій передачі привода ґрунторозробного робочого обладнання, що дозволяє рекомендувати цей режим роботи машини.

5. Динамічна система землерийної машини безперервної дії має значну жорсткість. У поєднанні зі значними динамічними навантаженнями, що виникають внаслідок взаємодії РО з ґрунтом, це призводить до частого спрацьовування запобіжних пристроїв. У випадку спрацювання запобіжних муфт найбільш навантаженими є елементи ґрунторозробного робочого обладнання: при стопорінні ланцюгового РО $k_0=3,1-3,5$; при стопорінні метальника $k_0=2,8-6,7$. Для елементів трансмісії базового шасі $k_0\approx 2$.

Зменшення жорсткості системи, наприклад, при введенні пружних еластичних муфт з нелінійними характеристиками пружності або концептуальний перехід від механічного до гідроприводу знизить максимальні динамічні навантаження, що виникають в елементах машини при стопорінні РО.

За результатами симуляції усталеного режиму машини визначені значення коефіцієнту динамічності в силовій передачі землерийної машини на резонансному режимі k_0 =1,4 та на нерезонансному режимі k_0 =1,2. Результати симуляції вимушених крутильних коливань моделі землерийної машини підтверджені даними тензометричних досліджень. Розбіжність результатів теоретичних та експериментальних досліджень параметрів крутного моменту на приводному валу робочого обладнання складає 7%.

7. Результати досліджень і розроблена методика інженерного розрахунку впроваджені на Крюківському вагонобудівному заводі, де у співпраці з Кременчуцьким автомобільним заводом виготовляються мобільні землерийні машини безперервної дії.

8. Економічний ефект від впровадження нової машини складає 231000 грн./рік на одну машину за рахунок зменшення собівартості розробки ґрунту та збільшення річної експлуатаційної продуктивності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Мусійко В.Д. Теорія спеціальних землерийних машин безперервної дії. Видання друге доповнене [монографія] / В.Д. Мусійко, А.Б. Коваль. – К.: «Видавництво Людмила», 2018. – 280 с.

2. Ольшанский А.В. Средства механизации земляных работ. М.: Военное издательство, 1985, 160 с.

3. Фрейнкман И.Е., Ильгисонис В.К. Землеройные машины. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1972. – С. 320.

4. Землеройные машины непрерывного действия. Конструкции и расчеты / З.Е. Гарбузов, В.К. Ильгисонис, Г.А. Мутушев и др.; под общей редакцией Л.Е. Подборского. – М. : Машиностроение, 1965. – 275 с.

5. Калягин А.М. Работа роторных экскаваторов при разработке мерзлых грунтов / А.М. Калягин, А.И. Жучков // Строительные и дорожные машины. – 1978. – № 6. – С. 5–6.

6. Кириченко И. Г. Модульная концепция проектирования технологических машин для строительного производства. – Х. : ХНАДУ, 2002. – 120 с.

7. Коваль А. Б. Визначення умов забезпечення курсової стійкості універсальних землерийних машин : дис. ... канд. техн. наук 05.05.04 / Андрій Борисович Коваль ; Нац. трансп. ун-т. – К., 2014. – 218 с.

 8. "Про дорожній рух" Закон України № 2953-XII від 28.01.93, ВВР, 1993, № 31, ст.339.

9. ЕТ Мыйзакюла ЭТЦ 1607-1: технические характеристики, описание, обзор. Режим доступу: https://exkavator.ru/excapedia/technic/etc_1607-1_et_miizakula. – Заг. з екрану. – мова рос.

10. Дмитровский ЭЗ ЭТЦ-252: технические характеристики, описание, обзор. Режим доступу: https://exkavator.ru/excapedia/technic/etc-252_dmitrovskii_ez. – Заг. з екрану. – мова рос.

11. Ирмаш ЭТЦ-250: технические характеристики, описание, обзор. – Режим доступу: https://exkavator.ru/excapedia/technic/etc-250_irmash. – Заг.з екрану. – мова рос.

12. Новоселов В. Возможны варианты. Новые модели траншейных экскаваторов. Специальная техника и технологии. – № 5. –2005. – С. 60-66.

13. 2004CASE560.Режимдоступу:https://www.machinerytrader.com/listings/construction-equipment/auction-results/31933599/2004-case-560.– Заг.з екрану.– мова англ.

14. RT60 Walk-Behind Trencher - 1 / 4 Pages. Режим доступу: https://pdf.directindustry.com/pdf/astec-loudon/rt60-walk-behind-trencher/52915-86875.html. – Заг.з екрану. – мова англ.

15. Chainsaw.ТеятесТrencher.Режимдоступу:https://www.tesmec.com/sites/default/files/tesmec_trenchers_catalogue_2013_web-en-cs.pdf. – Заг.з екрану. – мова англ.

16. Ditch Witch. Trenchers. https://www.ditchwitch.com/trenchers. Режим доступу: https://www.ditchwitch.com/trenchers. – Заг.з екрану. – мова англ.

17. Trencor. Режим доступу: https://www.trencor.com/. – Заг.з екрану. – мова англ.

18. Экскаватор роторно-фрезерный ЭТРФ-121. Режим доступу: http://techstory.ru/exco_mn/etrf121.html. – Заг.з екрану. – мова рос.

19. Экскаваторы многоковшовые (продольного копания) Режим доступу: http://techstory.ru/exco_mn/baggers_nepr2.htm. – Заг.з екрану. – мова рос.

20. Bucket wheel. Tesmec Trencher. Режим доступу: https://www.tesmec.com/en/trencher/products/trencher/bucket-wheel-bw.html. – Заг.з екрану. – мова англ.

21. ПЗМ-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. ТО и ИЭ. 1970 г. 207 с.

22. А.с. 277631 СССР, МПК ⁶ Е 02 F 3/06, Е02 F 5/06. Многоковшовый экскаватор [Текст] / В. И. Царевский (СССР). – № 1224782/29-14 ; заявл. 11.03.1968 ; опубл. 22.07.1970, Бюл. № 24. – 4 с.: ил.

23. А.с. 306230 СССР, МПК ⁶ Е02 F 3/06. Цепной экскаватор [Текст] / А.А. Кавалеров [и др.] (СССР). – № 1365630/29-14 ; заявл. 10.09.1969 ; опубл. 11.06.1971, Бюл. № 19. – 2 с.: ил.

24. Покровский В.В. Результаты испытаний экскаваторов типа УЭР / В.В. Покровский, В.П. Успенский // Строительство трубопроводов. – М. : «Не-дра». – 1966. – № 5. – С. 20–23.

25. Быков А.В. Исследование конструктивно-кинематических параметровцепно-балочного рабочего органа универсальной землеройной машины : дис. ... канд. тех. наук / Быков Александр Владимирович. – Київ, 1986. – 205 с.

26. Кудра С.Е. Цепно-балочный рабочий орган универсальной землеройной машины / С.Е. Кудра, А.В. Быков // Строительные и дорожные машины. – 1979. – № 12. – С. 6–7.

27. А.с. 488036 СССР, М Кл F 16g 13/12. Цепь одностороннего перегиба [Текст] / А. А. Кавалеров, А. В. Быков (СССР). – № 1897267/25-27 ; заявл. 09.03.1973 ; опубл. 15.10.1975, Бюл. № 38 – 2 с. : ил.

28. Домбровский Н.Г. Удельное усилие копания, развиваемое цепными траншейными экскаваторами / Н.Г. Домбровский, И.Л. Ципурский // Известия ВУЗов. – М. : «Машиностроение». – 1969. – № 1. – С. 15–17.

29 Экспериментальные исследования рабочих процессов перспективных землеройных машин с целью определения их основных параметров [Текст] : отчет о НИР / Киев. Автом.-дор. ин-т ; рук. Маевский А.Г. ; исполн.: Мусийко В.Д. [и др.]. – К., 1983. – 146 с. – Библиогр.: с. 144–146. – № ГР 01.84.0000355 – Инв. № 0283.0086514.

30. Определение оптимальных кинематических параметров рабочего процесса и компоновочного решения универсальной роторной землеройной машины. Отчет о НИР / Киев. автом.-дор. ин-т. – № ГР 01.86.0017418; Инв. № 02880051223. – К., 1987. – 196 с.

31. Домбровский Н.Г. Удельное усилие копания развиваемое цепными траншейными экскаваторами / Н.Г. Домбровский, И.Л. Ципурский // Известия вузов. – М., 1970. – № 1. – С. 15–17.

32. Румянцев В.А. Траншейные экскаваторы / В.А. Румянцев, И.З. Фиглин. – М. : Машиностроение, 1980. – 102 с.

33. Зеленин А.Н. Основы разрушения грунтов механическими способами / А.Н. Зеленин. – М. : Машиностроение, 1968. – 370 с.

34. Ветров Ю. А. Машины для земляных работ : учебник для вузов /
Ю. А. Ветров, А. А. Кархов, А. С. Кондра, В. П. Станевский; под общ. ред.
Ю. А. Ветрова. – 2-е изд., дораб. и доп. – К. : Вища шк., 1981. – 384 с.

35. Кравець С.В. Теорія руйнування робочих середовищ / С.В. Кравець, В.Д. Кирикович. – Рівне : НУВГП, 2007. – 174 с.

36. Хмара Л.А. Тенденции совершенствования специализированного землеройного оборудования к тракторам и экскаваторам / Л.А. Хмара // Интенсификация рабочих процессов строительных машин : сборник научных трудов. – Дн-ск : ПГАСА, 2002. – Вып. 15. – С. 4–27.

37. Мусійко В.Д. Теорія спеціальних землерийних машин безперервної дії [монографія] / В.Д. Мусійко. – К.: «МП Леся», 2016. – 350 с.

38. Подборский Л.Е. Газбузов З.Е. Экскаваторы непрерывного действия. под ред. Н.Г. Домбровского. М.-Л. – Машгиз. – 1964. – 148 с.

39. Летопольский А.Б. Выбор и обоснование конструктивных параметров режущих рабочих органов траншейного цепного экскаватора : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / А.Б. Летопольский ; Сибирс. гос. автомобыльно-дорожная акад. – Омск, 2011. – 22 с.

40. Стрельников А.Н. Определение рациональных режимов работы цепных траншейных экскаваторов со скребковым рабочим органом : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Стрельников Александр Николаевич ; СибАДИ. – Омск, 2003. – 20 с.

41. Опейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход / Ф.А. Опейко. – Минск :
Изд. Академии сельскохозяйственных наук Белорусской ССР, 1960. – 228 с.

42. Вязников М.В. Методы исследования устойчивости криволинейного движения гусеничной машины. / М.В. Вязников // Наука и образование. Научное издание ВГТУ им. Н.Э. Баумана. Электронный научно-технический журнал. – 2012. – № 12. – Режим доступа к журналу : http://engineeringscience.ru/doc/517531.html – DOI: 10.7463/0113.0517531.

43. Донцов И.Е. Повышение курсовой устойчивости машино-тракторного агрегата с форонтальным орудием (ФМТА). / Донцов И.Е. // Весник КрасГАУ. Красноярск: КрасГАУ. 2008. – № 2. – С.209-215.

44. Гуськов В.В. Теория поворота гусеничных машин. / В.В. Гуськов,А.Ф. Опейко. – М. : Машиностроение, 1984. – 168 с.

45. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин / Я.Е. Фаробин.
– М. : Машиностроение, 1970. – 212 с.

46. Забавников Н.А Основы теории транспортных гусеничных машин / Н.А. Забавников. – М. : Машиностроение, 1968. – 396 с.

47. Волков Д. П. Трансмиссии строительных и дорожных машин : справ. пособие / Д. П. Волков, А. Ф. Крайнев. - М. : Машиностроение, 1974. - 424 с.

48. Ульянов Н. А. Теория самоходных колесных землеройно-транспортных машин / Н. А. Ульянов, д-р техн. наук проф. - Москва : Машиностроение, 1969. - 520 с.

49. Холодов А.М. Основы динамики землеройно-транспортных машин / А.М. Холодов . – М. : Машиностроение, 1968 . – 156 с.

50. Котлобай А. Я. Формирование направлений модернизации землеройных машин / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, В. Ф. Тамело // Наука и техника : международный научно-технический журнал. - 2013. - № 5. - С. 54 - 60.

51. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний / Я. Г. Пановко. – М: Наука, 1991. – 256 с.

52. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг. – Москва: Наука, 1967. – 444 с

53. Терских В. П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. Справочное пособие / В. П. Терских. – Москва, Ленинград: Машгиз. Ленингр. отд-ние, 1953. – 1-3 т.

54. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями / С. Н. Кожевников. – Киев: АН УССР, 1961. – 160 с

55. Ривин Е. И. Динамика привода станков / Е. И. Ривин. – Москва: Машиностроение, 1966. – 204 с.

56. Маслов Г. С. Расчеты колебаний валов / Георгий Сергеевич Маслов.
– Москва: Машиностроение, 1968. – 272 с.

57. Левина З.М, Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин., М., Машиностроение 1971, 264 с.

58. Агапов М. Е. Взаимодействие рабочего органа цепного траншейного экскаватора с грунтом в поперечной плоскости / М. Е. Агапов. // Вестник СибАДИ. – 2013. – № 5. – С. 7–9.

59. Волков Д. П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов / Д. П. Волков. – Москва: Машиностроение, 1965. – 464 с.

60. Волков Д. П. Надежность роторных траншейных экскаваторов / Д. П.
Волков, С. Н. Николаев, И. А. Марченко. – Москва: Машиностроение, 1972. –
208 с.

61. Волков Д. П., Черкасов В.А. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей. Москва: Машиностроение, 1969. – 408 с.

62. Вайнсон А.А. Исследование статистических и динамических нагрузок рабочего органа многоковшового траншеекопателя / А.А. Вайнсон/ Сборник трудов МИСИ. – М. : МИСИ, 1967. – № 31. – 17-20.

63. Сутидзе Л. Н. Исследование динамических процессов в цепних рабочих органах грунторазрабатывающих машин: дис. докт. техн. наук / Сутидзе Лиана Николаевна – Тбилиси: Грузинский технический университет, 2008. — 137 с.

64. Цитович И.С. Динамика автомобиля / И.С. Цитович, В.Б. Альгин. – Минск: "Наука и техника", 1981. – 191 с

65. Альгин Б. В. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / Б. В. Альгин, В. Я. Павловский, С. Н. Поддубко. – Минск: Наука и техника, 1986. – 216 с.

66. Киршин В.Г. Снижение динамических нагрузок в системе "двигатель-трансмиссия-ходовая часть" автомобилей-самосвалов с колесной формулой 6х4 : дис. канд. техн. наук : 05.05.03 / . – Москва, 1984. – 160 с.

67. Гришкевич А. И. Проектирование трансмиссий автомобилей. Справочник / А. И. Гриишкевич. – Москва: Машиностроение, 1984. – 272 с.

68. Воробьев Н.В. техн. наук, проф. Цепные передачи. Издание четвертое исправленное и дополненное. М.: "Машиностроение", 1968г., 252с.

69. Чистяков В. К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания / В. К. Чистяков. – Москва: Машиностроение, 1989. – 256 с.

70. Попык К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К.
 Г. Попык. – Москва: Высшая школа, 1970. – 328 с.

71. Яманин А. И. Динамика поршневых двигателей / А. И. Яманин, А. В. Жаров. – Москва: Машиностроение, 2003. – 464 с.

72. Соболь Н. В. Определение крутильной податливости колена коленчатого вала методом конечных элементов / Н. В. Соболь, Ю. Л. Тарсис. // Вестник НТУ "ХПИ" Динамика и прочность машин. – 2009. – №42. – С. 151–156.

73. Лашко В. А. Матричные методы в расчетах крутильных колебаний силовых установок с ДВС: навч.-метод. посіб. / В. А. Лашко, М. В. Лейбович. – Хабаровськ: Вид-во Хабар. дер. техн. ун-та., 2003. – 211 с.

74. Данилов Александр Константинович. Совершенствование элементов и систем приводов цепных рабочих органов траншейных экскаваторов : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 Красноярск, 2006 129 с.

75. Баловнев В.И. Методы физического моделирования рабочих процессов дорожно-строительных машин. – М: Машиностроение, 1975. – 232 с. 76. Школьный А.Н. Обоснование выбора конструктивных и технологических параметров исполнительного органа бесковшовых цепных траншеекопателей: дис. ... канд. техн. наук : 05.05.04 Томск, 2006 155 с.

77. Устинов Андрей Владимирович. Совершенствование скребкового грунтоуборщика с целью повышения производительности бесковшового цепного траншеекопателя : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.04 Томск, 2006 169 с.

78. Суковин М.В., Барев Р.Ю. Математическая модель рабочего процесса цепного траншейного экскаватора с гидрообъемной трансмиссией / М.В. Суковин; Вестник Воронежского государственного технического университета. — Воронеж: Том 5, №12, 2009. — С. 21- 27.

79. Ахтулов А.Л. Разработка системы автоматизации проектирования цепного траншейного экскаватора / А.Л. Ахтулов, Л.Н. Ахтулова, В.А. Осит // Омский научный вестник. – Омск: Изд-во ОмГТУ, №2 2014. – 58-63 с.

80. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник для студ. інж.-техн. спец. вузів (дисц. "Деталі машин і основи конструювання") / В.Т. Павлище. - К. : Вища школа, 1993. - 556 с.

81 Waldemar Steinhilper (Hrsg.), Bernd Sauer (Hrsg.): Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2: Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben. 6. Auflage. Springer 2008, ISBN 978-3-540-76653-7, S. 618–636.

82. Зеленин А.Н. Машины для земляных работ / А.Н. Зеленин, В.И. Баловнев, И.П. Керов. – М. : Машиностроение, 1975. – 424 с.

83. Гарбузов Екскаватори непрерівного действия

84. Гончар М. О. Теорія механізмів і машин : підручник / Михайло Олександрович Гончар. – Київ: Видавничий дім "Вініченко", 2011. – 456 с.

85. Хмара Л.А. Машини для земляних робіт : підручник / Л.А. Хмара,
С.В. Кравець, М.П. Скорблюк, В.Г. Нікітін, М.І. Дерев'янчук, В.М. Супонєв;
ред.: Л.А. Хмара, С.В. Кравець. – Харків : ХНАДУ, 2014. – 546 с

86. Кравець С.В. Дослідження робочих процесів машин і методиоптимізації. Навчальний посібник / С. В. Кравець, О.П. Лук'янчук, О.Ю. Тимейчук.
– Рівне : НУВГП, 2011. – 240 с.

87. Мусійко В.Д. Теорія та створення іноваційних землерийних машин безперервної дії : монографія. Видання друге, доповнене / В.Д. Мусійко, А.Б. Коваль. – Київ : Видавництво Людмила, 2018. – 280 с.

88 Корн Г. А., Корн Т. М. Справочник по математике для научных работников и инженеров. — М.: «Наука», 1974. — 832 с.

89 Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник. К.: Техніка, 2002. -512.

90 Динамика двигателей внутреннего сгорания: Метод. указания к лабораторным работам/ Владим. гос. ун-т; Сост. В.В. Панов и др. Владимир. 2003. 56с.

91. Котляров В. В. Новая приблеженная модель шатуна для многорядных двигателей / В. В. Котляров. // Двигателестроение. – 1985. – №2. – С. 12– 14.

92 Типикин Н. Е. Сравнительная оценка динамических процессов от крутильных колебаний в судовой и дизель-генераторной установках с двигателем ЯМЗ-238 [Електронний ресурс] / Н. Е. Типикин, В. С. Попович // ХІ Всероссийская научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Наука и молодежь». – 2014. – Режим доступу до ресурсу: http://edu.secna.ru/media/f/dpm_tez_2014.pdf

93 Луканин В.Н., Алексеев И.В., Шатров М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: учебник. Москва, 2007. 400с.

94 Визначення кінематичних параметрів кривошипно-шатунного механізму двигуна. / М. О. Гончар, В. П. Матейчик, В. А. Ніколаєнко, Р. Г. Павлюк. // Системні методи керування, технологія та організація виробництва і експлуатації автомобілів: Зб. наук. пр.- Київ, УТУ-ТАУ. – 1998. – С. 14–17. 95 Метод розрахунку витрат на тертя в кривошипно-шатунному механізмі двигуна / М. О.Гончар, В. П. Матейчик, В. А. Ніколаєнко, В. А. Павлюк. // Системні методи керування, технологія та організація виробництва і експлуатації автомобілів: Зб. наук. пр.- Київ, УТУ-ТАУ. – 1999. – С. 10–15.

96 Гончар М.О. Технічна механіка : підручник / М.Ф. Дмитриченко, М.О. Гончар, В.А. Ніколаєнко. – Київ: НТУ, 2018. – 364 с.

97. Цюман М.П. Поліпшення паливної економічності бензинового двигуна з системою нейтралізації відпрацьованих газів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Цюман Микола Павлович. – К., 2010. –266 с.

98. Вплив динаміки двигуна та трансмісії автомобіля при східчастому регулюванні потужності на спрацювання елементів кінематичних пар кривошипно-повзунного механізму Гончар М.О., Ніколаєнко В.А. Машинознавство.-Л,2005-№10, с. 24-27.

99. Автомобили КрАЗ-5233ВЕ, КрАЗ-5233НЕ. Руководство по эксплуатации 5233ВЕ-016-3902010РЭ. Кременчуг-2010. 260 с.

100. Машина землеройная ПЗМ-3. Руководство по эксплуатации. ПЗМ3.00.00.000 РЭ. 2000 г. 184 с.

101. Машина землеройная ПЗМ-3-01. Руководство по эксплуатации. ПЗМ3-01.00.00.000РЭ. Кременчуг-2017. 118 с.

102. Машина землеройная ПЗМ-3-01. Руководство по эксплуатации. ПЗМ3-01.00.00.000РЭ. Приложение. Кременчуг-2017. 63 с.

103. Кистьян Я.Г. Упругая деформация зубьев прямозубых цилиндрических колес. Труды ЦНИИТМАШ, кн 13, М., Машгиз, 1948

104. Кистьян Я.Г., Френкель И.Н. Эксперементальное определение жесткости зубьев прямозубых цилиндрических колес. Труды ЦНИИТМАШ, кн 81, М., Машгиз, 1956.

105. Щупляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. М.: Транспорт. 1974. - 328с.

106. Сухарев Э.А. Основы динамики подъемно-транспортных и дорожно- строительных машин. Учебное пособие. - Ровно: НУВХП, 2012, - 191 с 107. Барский И. Б., Анилович В. Я., Куть- ков Г. М. Динамика трактора. М., «Машино- строение», 1973, 280 с.

108. Определение коэффициентов демпфирования в трансмиссии автомобиля / Н. А.Бухарин, В. С. Лукинский, Ю. Г. Котиков, В. А. Дубовик. // Автомобильная промышленность. – 1974. – №11. – С. 30–31.

109. Режим доступу: <u>https://www.modelica.org/</u>.

110. Linda R. P. Description of dassl: a differential/algebraic system solver [Електронний pecypc] / Petzold Linda. – 1982. – Режим доступу до ресурсу: <u>https://cse.cs.ucsb.edu/sites/default/files/publications/DASSL.pdf</u>.

111. Ніколаєнко В. А. Динамічна модель землерийної машини безперервної дії з ланцюгово-балковим робочим органом / В. А. Ніколаєнко, М. О. Гончар, Є. В. Високович. // Вісник Національного транспортного університету. – 2019. – №3. – С. 25–34.

112. Карташов М. В. Теорія ймовірностей і математична статистика / М. В. Карташов – К. : ВПЦ Київський університет, 2009.

113. Карташов М. В. Імовірність, процеси, статистика/ М. В. Карташов – К. : ВПЦ Київський університет, 2006.

114. ДСТУ 2962-94 Організація промислового виробництва. Облік, аналіз та планування господарювання на промисловому підприємстві. Терміни та визначення.

115. П(С)БО 16 Витрати – положення (стандарт) бухгалтерського обліку, затверджений наказом Мінфіна України № 318 від 31.12.1999 року.

ДОДАТОК А

Акти впровадження результатів роботи

ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО PUBLIC JOINT STOCK COMPANY 1869-2019 КРЮКІВСЬКИЙ ВАГОНОБУДІВНИЙ ЗАВОД KRYUKOVSKY RAILWAY CAR BUILDING WORKS вул. І.Приходька, 139, м. Кременчук. Полтавська обл., Україна, 39621 139 I.Prikhodko str., Kremenchuk, Poltava Region, 39621, Ukraine Тел.:(0536) 76-97-85, 76-93-31, 76-95-05 Tel.:+38 (0536) 76-97-85, 76-93-31, 76-95-05 Факс:(0536) 74-36-20 Fax:+38 (0536) 74-36-20 e-mail: kvsz@kvsz.com e-mail: kvsz@kvsz.com Han 150 www.kvsz.com www.kvsz.com 24.12.2019 No 81.1-22/62 Ha Ns **ДОВІДКА** про впровадження результатів науково-дослідної роботи

про впровадження результатів науково-дослідної роботи здобувача ступеню кандидата технічних наук НІКОЛАЄНКА Володимира Анатолійовича

Здобувачем наукового ступеню Ніколаєнко В.А. в дисертаційній роботі на тему «Створення мобільної землерийної машини безперервної дії за критерісм динамічної навантаженості» виконано низку теоретичних та експериментальних досліджень, що пов'язані з встановленням закономірностей формування та визначення динамічних навантажень в трансмісіях землерийних машин безперервної дії.

Ніколаєнко В.А. передав в ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» розроблені ним розрахункові схеми, методику визначення, алгоритми та програми розрахунку динамічних навантажень в середовищі для моделювання OpenModelica.

Розроблена методика і програма розрахунків забезпечують можливість досліджувати динамічні процеси системи двигун – трансмісія автомобіля – грунторозробний робочий орган. Комплексний підхід, що використано в роботі, дозволяє проводити аналіз і оптимізацію конструкції приводів на стадії проектування, підвищити ефективність і точність конструкторських робіт при створенні нових надійних і довговічних зразків землерийної техніки.

В якості пропозицій щодо зменшення динамічності навантаження, які дозволяють підвищити довговічність машини, пропонується:

Зменшити момент інерції розвантажувального пристрою.

 Ввести в конструкцію машини фрикційну запобіжну муфту з керованим пристросм, що убезпечить елементи приводу від небезпечних динамічних перевантажень і можливості руйнування.

 Вибрати оптимальний швидкісний режим роботи машини з мінімальними динамічними навантаженнями, з використанням розробленої автором методики.

Спільна науково-технічна рада КВБЗ, КРАЗ та НТУ констатує універсальність і практичну користь розробленої методики визначення динамічних навантажень та технічних пропозицій і засвідчує доцільність їх практичного використання при модернізації та створенні нових землерийних машин безперервної дії.

| Технічний директор | Afreel | \square | О.А. Гречкін |
|--------------------|-----------------|-----------|--------------|
| Систе | ССРТИФИЦИРОВАНА | | |



Приватне акціонерне товариство «АвтоКрАЗ»

Вул. Київська 62, м. Кременчук, Полтавська обл., Україна, 39631, Код ЄДРПОУ 05808735 тел.: +38 (0536) 766200, факс: +38 (0536) 766208, e-mail: info@kraz.ua, www.autokraz.com.ua

11.06.2019 Nº 140/64 Ha N≌ від

ДОВІДКА про впровадження результатів науково-дослідної роботи здобувача ступеню кандидата технічних наук НІКОЛАЄНКА Володимира Анатолійовича

Розроблена в Національному транспортному університеті (НТУ) здобувачем Ніколаєнко В.А. методика та програмний комплекс по визначенню динамічних навантажень в трансмісії вантажного автомобіля КрАЗ-5233НЕ при використанні його в якості базового шасі землерийної машини безперервної дії, розглянута на науково-технічній раді та прийнята до подальшого використання в ПрАТ «АвтоКрАЗ».

Методика є універсальною, а застосований підхід враховує крутильні коливання трансмісії автомобіля, характеристику двигуна та взаємодію робочого органу машини з ґрунтом. Програми розрахунку в режимі симуляції дозволяють проводити аналіз впливу конструктивних параметрів на динамічну навантаженість, обґрунтовано проводити оптимізацію конструкції машини.

З використанням розробленої методики обґрунтовано прийнято рекомендації щодо вибору двигуна та коробки передач базового шасі за критеріями динамічного навантаження машини.

На засіданні спільної науково-методичної ради представників ПрАТ «АвтоКрАЗ», ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» та НТУ прийнято рішення про практичну користь розробленої методики та технічних пропозицій. Використання вказаної методики дозволить знизити затрати часу на виконання розрахунків машини, підвищити тоущств знизити затрати.

TLOEN

KRAZ Заступник технічного директора КАНЦЕЛЯРІЯ з нової техніки ПрАТ «АвтоКи-

С.В. Дунь

Додаток Б

| Таблиця Б.1 – Конструктивні та кінематичні параметри РО | | | |
|---|-----------|--|--|
| Передаточне відношення трансмісії І-ша.2-га передачі приводу РО | 16,4/10,1 | | |
| Число зубців ведучої зірочки | 8 | | |
| Число зубців натяжної зірочки | 12 | | |
| Кількість ланок ланцюга | 42 | | |
| Довжина ланцюга РО, мм | 5250 | | |
| Крок ланцюга, мм | 125 | | |
| Крок балок, мм | 250 | | |
| Ширина балок, мм | 590 | | |
| Висота балок, мм | 118 | | |
| Число балок | 21 | | |
| Число груп різців | 3 | | |
| Ширина різця, мм | 25 | | |
| Кут різання, град | 55 | | |
| Кут загострення різця | | | |
| Крок встановлення однойменних різців в сусідніх групах або крок | 1750 | | |
| різців у лініях, мм | | | |
| Глибина траншеї, мм | 1050 | | |
| | 1250 | | |
| Ширина траншеї по дну, мм | 650 | | |
| Кут нахилу рами ланцюгового РО, град | | | |
| при глибині =1050мм | 33 | | |
| при глибині =1250мм | 42 | | |
| Висота розвантаження, мм | 460 | | |

Таблиця Б.2 – Спектри амплітуд ск та фаз argck зведеного момент сил опору Мзво та моменту від сил інерції *М*_{*lo*} ланки зведення грунторозробного РО; *k* – номер гармоніки. Номер

| помер | | | | |
|--------|--|-------------------|---|-------------------|
| гармо- | | | | |
| ніки | Зведений момент сил опору М _{3Во} | | Зведений момент сил інерції МЈ _{ЗВо} | |
| | Амплітуди <i>с</i> _{<i>k</i>} , | Фази $arg(c_k)$, | Амплітуди <i>с</i> _{<i>k</i>} , | Фази $arg(c_k)$, |
| | Нм | рад | Нм | рад |
| 0 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 |
| 1 | 143.270 | 1.877 | 193.680 | -1.547 |
| 2 | 168.547 | 2.984 | 92.322 | -1.521 |
| 3 | 46.206 | -2.820 | 60.964 | -1.496 |
| 4 | 59.110 | -2.624 | 45.520 | -1.471 |
| 5 | 31.252 | -1.717 | 36.298 | -1.445 |
| 6 | 23.623 | -1.635 | 30.156 | -1.420 |
| 7 | 22.180 | -0.580 | 25.764 | -1.395 |
| 8 | 12.306 | -0.014 | 22.464 | -1.370 |
| 9 | 16.466 | 0.581 | 19.892 | -1.345 |
| 10 | 13.704 | 1.498 | 17.826 | -1.320 |
| 11 | 13.517 | 1.805 | 16.130 | -1.294 |
| 12 | 14.933 | 2.531 | 14.710 | -1.269 |
| | Номер моторної маси | | | | | | | |
|----------------|---------------------|----------|--------------------------------------|---------|------------------------------|--------|--------|--------|
| Номер | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 |
| гармо- ніки | | Ампліту, | ди <i>с</i> _{<i>k</i>} , Нм | | Φ ази $\arg(c_k)$, рад | | | |
| 0 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 | 0.000 |
| 1 | 695.065 | 695.065 | 695.065 | 287.905 | 2.826 | -1.101 | 0.470 | 2.826 |
| 2 | 675.445 | 678.183 | 678.183 | 675.445 | -0.436 | -2.008 | 1.133 | 2.706 |
| 3 | 338.317 | 338.317 | 338.317 | 816.770 | 2.870 | -2.628 | 2.084 | -0.272 |
| 4 | 0 | 0 | 0 | 0 | I | - | - | - |
| 5 | 261.199 | 261.199 | 261.199 | 630.590 | 0.247 | -0.538 | 1.033 | -2.894 |
| 6 | 408.248 | 408.248 | 408.248 | 408.248 | -2.581 | -1.010 | 2.132 | 0.561 |
| 7 | 450.290 | 450.290 | 450.290 | 186.516 | 0.833 | -1.523 | -3.094 | 0.833 |
| 8 | 389.765 | 389.765 | 389.765 | 389.765 | -2.003 | -2.003 | -2.003 | -2.003 |
| 9 | 299.974 | 299.974 | 299.974 | 124.253 | 1.459 | -2.468 | -0.897 | 1.459 |
| 10 | 185.848 | 185.848 | 185.848 | 185.848 | -1.337 | -2.908 | 0.233 | 1.804 |
| 11 | 85.526 | 85.526 | 85.526 | 206.478 | 2.146 | 2.932 | 1.361 | -0.995 |
| 12 | 0 | 0 | 0 | 0 | I | - | - | - |
| 13 | 61.428 | 61.428 | 61.428 | 148.300 | -0.288 | -1.074 | 0.497 | 2.853 |
| 14 | 96.872 | 96.872 | 96.872 | 96.872 | -3.051 | -1.480 | 1.661 | 0.091 |
| 15 | 107.781 | 107.781 | 107.781 | 44.645 | 0.426 | -1.930 | 2.782 | 0.426 |
| 16 | 98.450 | 98.450 | 98.450 | 98.450 | -2.329 | -2.329 | -2.329 | -2.329 |
| 17 | 74.169 | 74.169 | 74.169 | 30.722 | 1.171 | -2.756 | -1.186 | 1.171 |
| 18 | 47.134 | 47.134 | 47.134 | 47.134 | -1.537 | -3.108 | 0.034 | 1.605 |
| 19 | 20.339 | 20.339 | 20.339 | 49.102 | 2.035 | 2.820 | 1.250 | -1.107 |
| 20 | 0 | 0 | 0 | 0 | - | - | - | - |

Таблиця Б.3 – Спектри амплітуд *c*_k та фаз arg*c*_k зведеного момент рушійних сил *M*_{3Bp} моторних мас; *k* – номер гармоніки.

Таблиця Б.4 — Спектри амплітуд c_k та фаз $\arg c_k$ від моменту від сил інерції M_{Ip} для однієї з моторних мас; k — номер гармоніки.

| | Номер моторної маси | | | | | | | |
|----------------|---|---------|---------|---------|--------|--|--------|--------|
| Номер | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 |
| гармо- ніки | Амплітуди c_k , Нм Фази $\arg(c_k)$, рад | | | | | g(<i>c</i> _{<i>k</i>}), рад | | |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 1 | 131.221 | 131.221 | 131.221 | 131.221 | 2.339 | 0.768 | -2.374 | -0.803 |
| 2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 3 | 397.221 | 397.221 | 397.221 | 397.221 | -2.409 | -0.838 | 2.304 | 0.733 |
| 4 | 48.376 | 48.376 | 48.376 | 48.376 | -1.641 | -1.641 | -1.641 | -1.641 |

| Параметр | Величина |
|--|----------|
| Допустима маса вантажу, що перевозиться, кг | 7000 |
| Маса спорядженого автомобіля, кг | 9700 |
| Повна маса автомобіля, кг | 17000 |
| Маса спорядженого автомобіля, кг, що передається на: | |
| передній міст | 5200 |
| задній міст | 4200 |
| Повна маса автомобіля, кг, що передається на: | |
| передній міст | 7300 |
| задній міст | 9700 |
| Максимальна швидкість руху, не менше км/год | 85 |
| Максимальний підйом, що долається автомобілем, град. | 30° |
| Мінімальний радіус повороту автомобіля по вісі | |
| сліду переднього зовнішнього (щодо центру повороту) | 12,5 |
| колеса, м | |
| Зовнішній габаритний радіус повороту автомобіля | |
| по крайній зовнішній точці переднього бампера, | 13 |
| найбільш віддаленій від центру повороту, м | |

Таблиця Б.5 – Технічна характеристика КрАЗ-5233НЕ

| | Покоринки | | | |
|---|-----------|--|--|--|
| | ПОКАЗНИКИ | | | |
| профіль траншей у немерзлому грунті, м | 0.0 | | | |
| Ширина по верху | 0,9 | | | |
| Ширина по дну | 0,65 | | | |
| Глибина | 1,2 | | | |
| Профіль траншей у мерзлому ґрунті, м | | | | |
| Ширина по верху | 0,65 | | | |
| Ширина по дну | 0,65 | | | |
| Глибина | 1,2 | | | |
| Профіль котловану у немерзлому грунті, м | | | | |
| Ширина | 23,5 | | | |
| Глибина (за 3 проходи) | 3 | | | |
| Профіль котловану у мерзлому ґрунті, м | | | | |
| Ширина | до 3,0 | | | |
| Глибина (за 3 проходи) | 3 | | | |
| Технічна продуктивність (середня для різних ґрунтових умов) | | | | |
| при відриванні траншей, пог.м/год | | | | |
| У немерзлих ґрунтах | 225 - 400 | | | |
| У мерзлих ґрунтах | 225 | | | |
| при відриванні котлованів, м3/год | | | | |
| У талих ґрунтах | 90 - 134 | | | |
| У мерзлих ґрунтах | | | | |
| Час переведення робочого обладнання з транспортного положення в ро- | 1 | | | |
| боче, або з робочого в транспортне, хв. | | | | |
| Час переналагодження РО з положення для відривання траншей в поло- | 5 | | | |
| ження для відривання котлованів і навпаки, хв. | | | | |
| Час переведення бульдозерного РО з транспортного положення в ро- | 6/5 | | | |
| боче і навпаки, сек | | | | |

Таблиця Б.6 – Технічні характеристики машин ПЗМ-3-01

| Передлій 92,08 Залній 92,08 Габарити машици, мм: 92,08 в транспортному положенні: 3420 Ширина 3420 Дирина 2750 Должица 80000 в робочому положенні: 80000 Висота 3280 Ширина 3120 Довжина 3120 Довжина 21 Заллій 21 Заллій 21 Боковий крен при русі машини в транспортному положенні на понижених до 6 Підйом що долається по сухому грунту, град до 6 Бидйом що долається по сухому грунту, град до 30 Средляй ресурс ло капітального ремонту навісного робочого облад- витрати палива при виконанні земляних робіт, л'год Виграти палива при виконанні земляних робіт, л'год 16,2 Запас ходу по паливу, км 500 Осередній ресурс ло капітального ремонту навісного робочого облад- 180 По висоті від поверкні грунту 1590 База 180 10 По висоті від поверкні грунту 1500 База 1500 150 <td< th=""><th>Навантаження на мости в транспортному положен</th><th>ні, кН</th><th></th></td<> | Навантаження на мости в транспортному положен | ні, кН | |
|--|---|--------|-----------------|
| Задній 92,08 Габарити машици, мм: в трагспортному положений: 3420 Ширина 2750 Довжила 8000 в робочому положений: 3280 Висота 3220 Ширина 21 Довжина 3120 Довжина 21 Висота 3280 Ширина 23,5 Боковий крен при русі машини в транспортному положенні па пониже- до 6 Підйом по долається по сухому приженні при роботі, град до 6 Пими по долається по сухому пурту, град до 30 Глибина борау з тведлим покритяму. 1,2 Середній ресурс до капітального ремонту навісного робочого облад- 3000 Пашия, мотогод Витрати палива при виконанні земляних робіт, л/год В В немерзлих грунтах 16,2 301 Заваа 4000 180 Кородинати центру мас, ям 180 10 По висогі від повдовжньої вісі вправо) 180 10 По висогі від поворотями 125 1180 <td< td=""><td>Передній</td><td></td><td>77,1</td></td<> | Передній | | 77,1 |
| Габарити машини, мм: | Задній | | 92,08 |
| в транспортному положенні: Висота Ширина 3420 Цирина 2750 Дожина 3000 в робочому положенні: Висота 3280 Ширина 3120 Довжина 3120 Довжина 21120 Кут звісу, грал.: Передлій 21 Задлій 23,5 Боковий крен при русі машини в транспортному положенні на пониже- них швидкостях, град 20 них швидкостях, град 70 Боковий крен машини в робочому положенні при роботі, град до 30 Глибин до доласться по сухому трунту, град до 6 Глибина броду з твердим покриттям, м 1,2 Середній ресуре до капітального ремонту навісного робочого облад- нання, мотогод 8 В немерзлих грунтах 16,2 Запас ходу по паливу, км 500 Координати центру мас, мм Довжина (від вісі передького мосту) 2250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від повдожньї вісі вправо) 180 По висоті від повдожністі вісі вираво) 125 Ширина (від поведожні ригу 1590 База 4000 Характеристика РО Тип РО Характеристика Метальника Тип метальника Рогорний з центробі- жини розвантажен- иям Обертова швидкість рогора, м/с 12,25 Маса, кг Характеристика бульдозера Тип по ДСТУ 2696-94 Пирина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 | Габарити машини, мм: | | |
| Висота 3420 Ширина 2750 Довжина 8000 в робочому положений: Висота 3120 Довжина 1120 Кут звісу, град.: Передній 3 21 Задній 23,5 Боковий креп при русі машини в транспортному положенні на попиже- пих швидкостях, град 40 Боковий креп лици в робочому положенні при роботі, град до 6 Підібом ню долається по сухому пунту, град до 6 Підібом ню долається по сухому пунту, град до 6 Підібом ню долається по сухому пунту, град до 6 Підібом по долається по сухому пунту, град до 3000 нання, мотогод 10 Витрати палива при виконанні земляних робіт, л/год 11, 2 Середній ресурс до капітального ремонту навісного робочого облад- Витрати палива при виконанні земляних робіт, л/год 16,2 Запас ходу по паливу, км 500 Координати центру мас, мм Довжина (від вісі переднього мосту) 12250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Характеристика РО Тип РО Данцоговий, універ- сальний безківшевай Крок ланцога РО, мм 125 Пи видкість ланцюга РО, м/с 12,56 Маса, кг 1500 Характеристика метальника 7 Тип метальника Роторний з центробі- жиним розвантажень- ням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Характеристика бульдозера 7 Тип по ДСТУ 2696-94 Пирина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 10000 | в транспортному положенні: | | |
| Ширина 2750 Довжина 8000 в робочому положениі: 3280 Висота 3280 Ширина 3120 Довжина 1120 Кут звісу, град.: Передній 21 Задпій 23,5 Боковий крен при русі машини в транспортному положенні на понижени до 20 до 820 них швидкостях, град до 6 Боковий крен мапини в робочому положенні при роботі, град до 6 Підійом по долається по сухому рурнту, град до 30 Глибина броду з твердим покриттям, м 1,2 Ссредній ресуре до капітального ремонту навіспого робочого облад- 3000 Витрати палива при виконанні земляних робіт, л/год В В немерзлих грунтах 16,2 Запас ходу по паливу, км 500 Координати центру мас, мм 2250 Ширина (від поздовжної об ісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Характеристика метальника 255 Швидкість лапцюга РО, м/с 1,57 На 1 пе | Висота | | 3420 |
| Дояжина 8000 в робочому положенні: 3280 Висота 3120 Дояжина 3120 Дояжина 1120 Кут звісу, град.: 21 Передній 21 Заллій 23,5 Боковий крен при русі машини в транспортному положенні на пониже- пих шилкостях, град до 6 Підйом по долається по сухому приту, град до 6 Пийбом по долається по сухому трунту, град до 6 Пийбом по долається по сухому трунту, град до 6 Пийбом по долається по сухому трунту, прад до 6 Пийбом по долається по сухому трунту, прад до 6 Пийбом по долається по сухому трунту, прад до 6 Пайбом по долається по сухому трунту, прад до 6 Пайбом по долається по сухому трунту 1,2 Ссредній ресуре до капітального ремонту павісного робочого облад- нання, мотогод 3000 Витрати палива при виконанні земляних робіт, л/год В Вемерзлих грунтах 16,2 Запас ходу по паливу, км 1500 Крок лашцога Род, км 180 По висоті від поверхні грунту 1 | Ширина | | 2750 |
| в робочому положенні: Висота 3280 Ширина 3120 Довжина 1120 Кут звісу, град.: Передній 3 21, Задлій 23,5 Боковий крен при русі машини в транспортному положенні на понижених до 20 них швидкостях, град 20 Боковий крен машини в робочому положенпі при роботі, град до 6 Підйом що доласться по сухому грунту, прад до 6 Підйом що доласться по сухому грунту, град до 6 Підйом що доласться по сухому грунту, град до 6 Підйом що доласться по сухому грунту, град до 6 Підйом по доласться по сухому грунту, прад до 6 Підйом по доласться по сухому грунту, прад до 6 Підйом по доласться по сухому грунту, град до 6 Підйом по доласться по сухому грунту, град до 6 Підйом по доласться по сухому грунту, прад до 6 Підйом по доласться по сухому прунту, прад до 6 Підйом по доласться по сухому прунту, прад до 6 Підйом по доласться по сухому прунту, прад до 6 Підиона броду з твердим покриттям, м 1,2 Середній ресурс до капітального ремонту навісного робочого облад- нания, мотогод 100 Координати центру мас, мм 500 Координати центру мас, мм дововжньої вісі вправо) 180 По висоті від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База Характеристика РО Тип РО Данцоговий, універ- сальний безківшевий Крок лапцога РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 12,25 Маса, кг 12,25 Маса, кг 1420 Характеристика бульдозера Тип I з поворотним відвалом Відвалом Ширина відвала, мм 3200 Виста відвала, мм 1000 Кут різани ножів, года 55 | Довжина | | 8000 |
| Висота 3280 Ширипа 3120 Довжина 1120 Кут звісу, град.: Передлій 21 Задній 23,5 Боковий крен при русі машини в транспортному положенні на понижени до 20 до 20 пих швидкостях, град до 6 Боковий крен машини в робочому положенні при роботі, град до 6 Підйом що доласться по сухому грунту, град до 30 Глибина броду з твердим покриттям, м 1,2 Середній ресурс до капітального ремонту навісного робочого облад- нання, мотогод 3000 Виграти палива при виконаші земляних робіт, л/год В В немерзлих грунтах 16,2 Зааа ходу по паливу, км 500 Сординати центру мас, мм 180 Довжина (від вісі переднього мосту) 2250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Характеристика метальника 1500 Крок ланцюга PO, мм 125 Швидкість ланцюга PO, м/с 1500 На 1 передачі 2,56 <td>в робочому положенні:</td> <td></td> <td></td> | в робочому положенні: | | |
| Ширина 3120 Довжина 1120 Кут звісу, град.: Передній 21 Задлій 23,5 Боковий крен при русі машини в транспортному положениі на понижених ивидкостях, град до 6 Боковий крен машини в робочому положенні при роботі, град до 6 Підійом що доласться по сухому грунту, град до 30 Глибина борду з твердим покриттям, м 1,2 Ссерсцій ресуре до капітального ремонту навісного робочого облад- нання, мотогод 3000 В немерзлих грунтах 16,2 Запас ходу по паливу, км 500 Координати центру мас, мм Довежина (від вісі переднього мосту) 2250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 180 По висоті від поверхні грунту 1590 53 База 2,56 4000 25 Пирича (від поздовжньої вісі вправо) 180 150 По висоті від поверхні грунту 1590 50 База 2,56 1,57 На 1 передачі 1,57 1 На 1 передачі 1,57 1 < | Висота | | 3280 |
| Довжина 1120 Кут звісу, град.: Передній 21 Задній 23,5 Боковий крен при русі маплини в транспортному положенні на понижених град до 20 них швидкостях, град до 3 Боковий крен маплини в робочому положенні при роботі, град до 6 Підйом що долається по сухому грунту, град до 30 Глибипа броду з твердим покриттям, м 1,2 Середній ресурс до капітального ремонту навісного робочого облад- 3000 витрати палива при виконанні земляних робіт, л/год В В немерзлих грунтах 16,2 Запас ходу по паливу, км 500 Координати центру мас, мм Довжина (від вісі переднього мосту) 2250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Характеристика РО Тип РО Лащиоговий, уліверсальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 1500 Ша передачі 2,56 Маса, кг 1500 Тип метальника Характеристика метальника Роторний з центробіжним розвантаженн | Ширина | | 3120 |
| Кут звісу, град.: Персдній 21 Задній 23,5 Боковий крен при русі машини в транспортному положенні на понижених приджостях, град до 6 Підйом продоласться по сухому грунту, град до 6 Підйом продоласться по сухому грунту, град до 6 Гілиби продоласться по сухому грунту, град до 6 Гілиби продоласться по сухому грунту, град до 30 Глибина броду з твердим покриттям, м 1,2 Середній ресурс до капітального ремонту навісного робочого облад- 3000 нання, мотогод 16,2 Витрати палива при виконапні земляних робіт, л/год 500 В немерзлих грунтах 16,2 Запас ходу по паливу, км 500 Довжина (від вісі передлього мосту) 2250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Сальний безківнсевий 2,56 Маса, кг 1,57 На 1 передачі 2,56 Маса, кг 1500 Характеристика метальника Роторний з центробіжним розвантаженним розвантажен-< | Довжина | | 1120 |
| Передній 21 Задлій 23,5 Боковий крен при русі машини в транспортному положенні на понижених падкостях, град до 20 Боковий крен машини в робочому положенні при роботі, град до 6 Підйом що доласться по сухому грунту, град до 30 Глибина броду з твердим покриттям, м 1,2 Середній ресурс до капітального ремонту навісного робочого облад- нання, мотогод 3000 Витрати палива при виконанні земляних робіт, л/год В В немерзлих грунтах 16,2 Запас ходу по паливу, км 500 Довжина (від вісі переднього мосту) 2250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Характеристика РО Ланціютовий, універ- Тип РО Ланціютовий, універ- Швидкість ланцюга РО, м/с 1,57 На І передачі 2,56 Маса, кг 1500 Характеристика метальника Рогорний з центробіжини розвілтаженни видкость ротора, м/с Тип метальника Рогорний з центробіжини розвілтаженни видкость ротора, м/с Тип по ДСТУ 2696-94 | Кут звісу, град.: | | |
| Задній 23,5 Боковий крен при русі машини в транспортному положенні на пониже- них швидкостях, град до 20 Боковий крен машини в робочому положенні при роботі, град до 6 Підйом що доласться по сухому групту, град до 30 Глибина броду з твердим покриттям, м 1,2 Середній ресуре до капітального ремонту навісного робочого облад- нання, мотогод 3000 Витрати палива при виконанні земляних робіт, л/тод В В немерзлих грунтах 16,2 Запас ходу по паливу, км 500 Координати центру мас, мм 180 Довжина (від вісі переднього мосту) 2250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Тип РО Ланцюговий, універ- сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1,57 На І передачі 2,56 Маса, кг 1500 Характеристика метальника Роторний з центробі- жини розвантажен- ням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 | Передній | | 21 |
| Боковий крен при русі машини в транспортному положенні на понижених, град до 20 Боковий крен машини в робочому положенні при роботі, град до 6 Підйом под доласться по сухому грунту, град до 30 Глибина броду з твердим покриттям, м 1,2 Середній ресурс до капітального ремонту навісного робочого обладнання, мотогод 3000 Витрати палива при виконанні земляних робіт, л/год Витрати палива при виконанні земляних робіт, л/год В немерзлих грунтах 16,2 Запас ходу по паливу, км 500 Координати центру мас, мм Довжинь бісі вправо) Дивича (від вісі переднього мосту) 2250 Ширина (від поздовяньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Характеристика РО Ланцюговий, універ- сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1 На 1 передачі 2,56 Маса, кг 1500 Характеристика метальника Роторний з центробіжним розвантажен- имм Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 | Задній | | 23,5 |
| них швидкостях, град до Боковий крен машини в робочому положенні при роботі, град до 30 Підйом що долається по сухому грунту, град до 30 Глибина броду з твердим покритям, м 1,2 Середній ресуре до капітального ремонту навісного робочого облад- нання, мотогод 3000 Витрати палива при виконанні земляних робіт, л/год 8 В немерзлих грунтах 16,2 Запас ходу по паливу, км 500 Координати центру мас, мм 180 По висоті від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 40000 Характеристика РО 7 Тип РО Ланцюговий, універ- сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1500 На 1 передачі 2,56 Маса, кг 1500 Тип метальника Роторний з центробі- жним розвантажен- ням Обергова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 12,25 Маса, кг 12,25 Маса, кг 12,25 <t< td=""><td>Боковий крен при русі машини в транспортному положенні на пон</td><td>иже-</td><td>до 20</td></t<> | Боковий крен при русі машини в транспортному положенні на пон | иже- | до 20 |
| Боковий крен машини в робочому положенні при роботі, град до 6 Підйом що доласться по сухому грунту, град до 30 Глибина броду з твердим покриттям, м 1,2 Ссередній ресурс до капітального ремонту навісного робочого облад- нання, мотогод 3000 Витрати палива при виконанні земляних робіт, л/год 16,2 Запас ходу по паливу, км 16,2 Запас ходу по паливу, км 500 Сординати центру мас, мм 180 Довжина (від вісі переднього мосту) 2250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Характеристика РО 7 Тип РО Ланщоговий, універ- сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1500 На І передачі 2,56 Маса, кг 1500 Тип метальника Роторний з центробі- жним розвантажен- ням Обергова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 12,25 Маса, кг 12,25 Маса, кг 12,25 <t< td=""><td>них швидкостях, град</td><td></td><td></td></t<> | них швидкостях, град | | |
| Підйом що долається по сухому грунту, град до 30 Глибина броду з твердим покриттям, м 1,2 Середній ресурс до капітального ремонту навісного робочого облад- нання, мотогод 3000 Витрати палива при виконанні земляних робіт, л/год 16,2 В немерзлих грунтах 16,2 Запає ходу по паливу, км 500 Координати центру мас, мм 7000 Довжина (від вісі переднього мосту) 2250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Характеристика РО Ланщоговий, універ- сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1 На 1 передачі 1,57 На 1 передачі 1,57 На 1 передачі 1,57 Ма 1 передачі 1,25 Маса, кг 125 Обертова швидкість ротора, м/с 125 Маса, кг 12,25 Маса, кг 12,25 Маса, кг 1420 Сбертова швидкість ротора, м/с 1420 | Боковий крен машини в робочому положенні при роботі, град | | до 6 |
| Глибина броду з твердим покриттям, м 1,2 Середній ресурс до капітального ремонту навісного робочого облад- наня, мотогод 3000 Витрати палива при виконанні земляних робіт, л/год 16,2 Запас ходу по паливу, км 500 Координати центру мас, мм 500 Довжина (від вісі переднього мосту) 2250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від повдовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Тип РО Ланцюговий, універ- сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1 На 1 передачі 1,57 На 1 передачі 1,57 На 1 передачі 1,57 На 1 передачі 1,57 Ма 1 передачі 1,57 Ма 1 передачі 1,25 Маса, кг 125 Обертова швидкість ротора, м/с 1420 Сбертова швидкість ротора, м/с 1420 Обертова пвидкість ротора, м/с 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним в | Підйом що долається по сухому ґрунту, град | | до 30 |
| Середній ресурс до капітального ремонту навісного робочого облад- Витрати палива при виконанні земляних робіт, л/год 3000 Витрати палива при виконанні земляних робіт, л/год 16,2 Запас ходу по паливу, км 500 Запас ходу по паливу, км 500 Координати центру мас, мм 16,2 Довжина (від вісі переднього мосту) 2250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Сарактеристика РО Ланцюговий, універ- сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1 На І передачі 1,57 На І передачі 1,57 Маса, кг 1500 Характеристика метальника Рогорний з центробіжним розвантажен- ням Обертова швидкість ротора, м/с 1420 Маса, кг 1420 Сарактеристика бульдозера 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип П з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 | Глибина броду з твердим покриттям, м | | 1,2 |
| нання, мотогод — | Середній ресурс до капітального ремонту навісного робочого обла | ıд- | 3000 |
| Витрати палива при виконанні земляних робіт, л/год В немерзлих грунтах 16,2 Запас ходу по паливу, км 500 Координати центру мас, мм Довжина (від вісі переднього мосту) 2250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Характеристика РО Тип РО Ланцюговий, універ- сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 125 На І передачі 2,56 Маса, кг 1500 Характеристика метальника Тип метальника Роторний з центробі- жним розвантажен- ням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 </td <td>нання, мотогод</td> <td></td> <td></td> | нання, мотогод | | |
| В немерэлих грунтах 16,2 Запас ходу по паливу, км 500 Координати центру мас, мм 2250 Ширина (від вісі переднього мосту) 2250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Характеристика РО Ланцюговий, універ- сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1 На І передачі 1,57 На І передачі 2,56 Маса, кг 1500 Тип метальника Роторний з центробі- жним розвантажен- ням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Характеристика бульдозера Тип ІІ з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 Кут різания ножів, град 55 | Витрати палива при виконанні земляних робіт, л | і/год | |
| Запас ходу по паливу, км 500 Координати центру мас, мм Довжина (від вісі переднього мосту) 2250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Тип РО Ланцюговий, універ- сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 125 На І передачі 1,57 На І передачі 2,56 Маса, кг 1500 Тип метальника Роторний з центробіжним розвантажен- ням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 | В немерзлих ґрунтах | 16,2 | |
| Координати центру мас, мм Довжина (від вісі переднього мосту) 2250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Характеристика РО Тип РО Ланцюговий, універ- сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1,57 На І передачі 2,56 Маса, кг 1500 Тип метальника Роторний з центробі- жним розвантажен- ням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 55 | Запас ходу по паливу, км | | 500 |
| Довжина (від вісі переднього мосту) 2250 Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Характеристика РО Тип РО Ланцюговий, універ- сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1,57 На І передачі 2,56 Маса, кг 1500 Характеристика метальника 1500 Тип метальника Роторний з центробіжним розвантаженням Обертова швидкість ротора, м/с 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 | Координати центру мас, мм | | |
| Ширина (від поздовжньої вісі вправо) 180 По висоті від поверхні грунту 1590 База 4000 Тарактеристика РО Ланцюговий, універсальний безківшевий Тип РО Ланцюговий, універсальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1 На І передачі 1,57 На І передачі 2,56 Маса, кг 1500 Характеристика метальника Роторний з центробіжним розвантаженням Тип метальника Роторний з центробіжним розвантаженням Обертова швидкість ротора, м/с 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 Кут різдваня ножів, град 55 | Довжина (від вісі переднього мосту) | | 2250 |
| По висоті від поверхні ґрунту 1590 База 4000 Характеристика РО Ланцюговий, універ- сальний безківшевий Тип РО Ланцюговий, універ- сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1 На І передачі 1,57 На І передачі 2,56 Маса, кг 1500 Тип метальника Роторний з центробіжним розвантажен- ням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 Кут різання ножів, град 55 | Ширина (від поздовжньої вісі вправо) | 180 | |
| База 4000 Характеристика РО Тип РО Ланцюговий, універ- сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1 На І передачі 1,57 На І передачі 2,56 Маса, кг 1500 Характеристика метальника Тип метальника Роторний з центробіжним розвантажен- ням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 3200 Кут різання ножів, град 55 | По висоті від поверхні ґрунту | | 1590 |
| Характеристика РО Тип РО Ланцюговий, універ- сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1 На І передачі 1,57 На І передачі 2,56 Маса, кг 1500 Характеристика метальника 1500 Тип метальника Роторний з центробіжним розвантажен- ням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Характеристика бульдозера Тип II з поворотним відвалом Пирина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 3200 Кут різання ножів, град 55 | База | | 4000 |
| Тип РО Ланцюговий, універ- сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1 На І передачі 1,57 На І передачі 2,56 Маса, кг 1500 Характеристика метальника 1500 Тип метальника Роторний з центробіжним розвантажен- ням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Характеристика бульдозера 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 Кут різання ножів, град 55 | Характеристика РО | | |
| сальний безківшевий Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1 На І передачі 1,57 На І передачі 2,56 Маса, кг 1500 Тип метальника Тип метальника Роторний з центробіжним розвантажен- ням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 3200 | Тип РО | Ланци | оговий, універ- |
| Крок ланцюга РО, мм 125 Швидкість ланцюга РО, м/с 1 На І передачі 1,57 На І передачі 2,56 Маса, кг 1500 Характеристика метальника Тип метальника Роторний з центробіжним розвантажен- ням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Ширина відвала, мм З200 Висота відвала, мм 3200 Кут різання ножів, град 55 | | сальн | ий безківшевий |
| Швидкість ланцюга РО, м/с 1,57 На І передачі 1,57 На І передачі 2,56 Маса, кг 1500 Характеристика метальника Тип метальника Роторний з центробіжним розвантаженням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 3200 Кут різання ножів, град 55 | Крок ланцюга РО, мм | | 125 |
| На I передачі 1,57 На II передачі 2,56 Маса, кг 1500 Характеристика метальника Тип метальника Роторний з центробіжним розвантаженням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 Кут різання ножів, град 55 | Швидкість ланцюга РО, м/с | | |
| На II передачі 2,56 Маса, кг 1500 Характеристика метальника Тип метальника Роторний з центробіжним розвантаженням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 Кут різання ножів, град 55 | На І передачі | | 1,57 |
| Маса, кг 1500 Характеристика метальника Роторний з центробі- жним розвантажен- ням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Характеристика бульдозера 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 Кут різання ножів, град 55 | На II передачі | | 2,56 |
| Характеристика метальника Роторний з центробіжним розвантажен- жним розвантажен- ням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 Кут різання ножів, град 55 | Маса, кг | | 1500 |
| Тип метальника Роторний з центробіжним розвантажен- жним розвантажен- ням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Характеристика бульдозера 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 Кут різання ножів, град 55 | Характеристика метальника | 1 | |
| иним розвантажен- мям Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Характеристика бульдозера 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 Кут різання ножів, град 55 | Тип метальника | Ротор | ний з центробі- |
| Пип Ням Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Характеристика бульдозера 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 Кут різання ножів, град 55 | | жним | и розвантажен- |
| Обертова швидкість ротора, м/с 12,25 Маса, кг 1420 Характеристика бульдозера 1420 Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 Кут різання ножів, град 55 | | | НЯМ |
| Маса, кг 1420 Характеристика бульдозера Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 Кут різання ножів, град 55 | Обертова швидкість ротора, м/с | | 12,25 |
| Характеристика бульдозера Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 Кут різання ножів, град 55 | Маса, кг | 1420 | |
| Тип по ДСТУ 2696-94 Тип II з поворотним відвалом Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 Кут різання ножів, град 55 | Характеристика бульдозера | | |
| Ширина відвала, мм Відвалом Висота відвала, мм 3200 Кут різання ножів, град 55 | Тип по ДСТУ 2696-94 | Тип I | I з поворотним |
| Ширина відвала, мм 3200 Висота відвала, мм 1000 Кут різання ножів, град 55 | | | відвалом |
| Висота відвала, мм 1000 Кут різання ножів, град 55 | Ширина відвала, мм | | 3200 |
| Кут різання ножів, град 55 | Висота відвала, мм | | 1000 |
| | Кут різання ножів, град | | 55 |

| Заглиблення в ґрунт, м | | 0,47 | |
|--|-------------|------------------------|--|
| Кут повороту відвалу в горизонтальній площині, град | 27 | | |
| Швидкість підйому відвала при максимальній частоті обер | гання | 0,11 | |
| двигуна, м/с | | | |
| Швидкість опускання відвала максимальна, м/с | | 0,14 | |
| Маса, кг | | 1050 | |
| Гідросистема робочого обладнан | ня | | |
| Робочий тиск в гідросистемі, МПа (кгс/см ²): | | | |
| лебідка | | 15,69 (160) | |
| робоче обладнання | | 15,69 (160) | |
| ходозменшувач | | 15,69 (160) | |
| Максимальний тиск при спрацюванні запобіжного клапана | 15,69 (160) | | |
| $(\mathrm{Krc/cm}^2)$ | | | |
| Характеристика трансмісії | - | | |
| Роздавальна коробка | Сту | пінчата з постійним | |
| | прив | водом, яка забезпечує | |
| | реве | рсивне обертання ро- | |
| | тора м | летальника та дві шви- | |
| | Д | кості приводу РО | |
| Редуктор РО | Двос | ступінчатий, конічно- | |
| | планетарний | | |
| Карданна передача | Уніве | рсальна жорстка відк- | |
| | | ритого типу | |
| Редуктор валу відбору потужності | Одно | ступінчатий циліндри- | |
| | | чний | |

Додаток В

| Додаток В.1. Таблиця В.1. Компоненти стандартної бібліоте | ки |
|---|----|
|---|----|

| Компонента | Опис компоненти та рівнянь |
|----------------|---|
| | Момент інерції. Компонент обертального руху з моментом інер- |
| inertia | ції J , кгм ² і двома жорстко з'єднаними флангами a та b . |
| a⊥ | Рівняння: - кут повороту $\varphi = \varphi_a = \varphi_b;$ |
| | - кутова швидкість $\omega = \frac{d\varphi}{d\varphi}$; |
| | dt |
|]=J | - кутове прискорення $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt};$ |
| | - крутний момент $J\varepsilon = T_a + T_b$. |
| spring | Пружина. Компонент лінійної пружини обертального руху з крути- |
| a | льною жорсткістю с, Нм/рад. |
| | Рівняння: крутний момент $T = c(\varphi_a - \varphi_b)$. |
| c=c | |
| damper | Демпфер. Компонент демпферу обертального руху з лінійною фун- |
| | кцією коефіцієнта демпфірування d, Нмс/рад від швидкості обертання |
| | Рівняння: крутний момент $T=d(\omega_a - \omega_b)$. |
| d=d | |
| | Ідеальна зубчаста передача. Компонент зубчастої передачі з |
| idealGear | нерухомими осями коліс та одним веденим і ведучим валом. Ідеальна |
| | передача характеризується відсутністю зазорів, пружних та демпфіру- |
| ab | ючих властивостей елементів. |
| | Рівняння: - передаточне відношення ratio= $\frac{z_b}{z_b}$; |
| ratio=ratio | Z_a |
| /7,97 | - кут повороту φ_a =ratio· φ_b ; |
| _ | - крутний момент 0= ratio $T_a + T_b$. |
| | Ідеальна планетарна передача. Компонент планетарної пе- |
| idealPlanetary | редачі, що характеризується відсутністю зазорів, пружних та демпфі- |
| | руючих властивостей елементів. Компонент має з єднання з сонячним колесом (s) короннатим колесом (r) та/або ролицом (c) |
| r | |
| | Рівняння: - передаточне відношення ratio= $\frac{-r}{z}$; |
| | - KYT HOBODOTY $(1+ratio) \cdot \varphi_{s} = \varphi_{s} + ratio \cdot \varphi_{s}$ |
| ratio=ratio | $(T = \text{ratio} \cdot T)$ |
| | - крутний момент $\begin{cases} r_r & \text{писс } r_s \\ T & - (1 + \text{rotio}) \\ T & T \end{cases}$. |
| | $(I_c - (1 + 1 a t t 0) \cdot I_s)$ |
| | Датчик обертального руху. Компонент що вимірює значення |
| the second | абсолютної кутової швидкості флангу a крутного моменту та потуж- |
| multiSensor | ності між двома флангами a та b і видає іх як сигнали w , <i>tau</i> і power |
| | Рівняння: - кут повороту $\varphi_a = \varphi_b$. |
| | $d \phi$ |
| power tau w | - кутова швидкість $\frac{d\varphi_a}{dt} = \omega$; |
| | - крутний момент <i>T_a=tau</i> ; |
| | - потужність $P=T\cdot\omega=power$. |



Крутний момент. Компонент що формує на флангу b крутний момент в Нм, пропорційний сигналу *tau*, взятим зі знаком мінус. Рівняння: крутний момент $T=T_b=-tau$.

Modelica.Math.Matrices.inv Функція пошуку оберненої матриці Modelica.Math.Matrices.eigenValues Функція пошуку власних чисел та матриці власних форм досліджуваної матриці

Modelica.Math.Vectors.sort Функція сортування вектора

Додаток В.2. Клас-функція EigenFreqsModes

```
function EigenFreqsModes "Клас-функція пошуку пошуку власних частот та мат-
риці амплітудних коефіцієнтів коливної механічної системи за відомими матри-
цями інерції та жорсткості"
     // ==== Підключення математичних функцій
      import Modelica.Math.Matrices.inv "Функція пошуку оберненої матриці";
      import Modelica.Math.Matrices.eigenValues "Функція пошуку власних чисел
та матриці власних форм досліджуваної матриці";
      import Modelica.Math.Vectors.sort " Функція сортування вектора";
    // Блок оголошень констант, параметрів, змінних
    // ==== Вхідні величини
    input Real J[size(J, 1), size(J, 2)] "Матриця інерції 1-рядки 2 - стовб-
чики ";
    input Real C[size(C, 1), size(C, 2)] "Матриця жорсткості";
    // ==== Вихідні величини
    output Real p[size(J, 1)] "Вектор власних кругових частот";
    Real eigenH[size(J, 1), 2] "Таблиця власних чисел матриці J^(-1)*С (Реа-
льна частина: перший стовпчик, Уявна частина: другий стовпчик)";
   output Real A[size(J, 1), size(J, 1)] "Матриця амплітудних коефіцієнтів
A";
    // ==== Допоміжні величини
protected
   parameter Real H[:, :] = inv(J) * С "динамічна матриця H=J^(-1)*С";
   Real modesH[size(H, 1), size(H, 2)] "Матриця власних векторів матриці
H=J^{(-1)}*C";
   Real eigenH sort[size(H, 1)] "Масив сортованих за зростанням дійсних час-
тин eigenA ";
    Integer indices[size(H, 1)] "масив індексів сортування, що допомагає впо-
рядкувати матрицю амплітудних коефіцієнтів";
algorithm
// Блок алгоритмів
// ==== Визначення власних чисел матриці J^(-1)*C, їх сортування
    (eigenH, modesH) := eigenValues(H);
    (eigenH sort, indices) := sort(eigenH[1:end, 1]);
// ==== Формування спектру власних кругових частот
    p := sqrt(abs(eigenH sort));
    if p[1] < 1.e-3 then
       p[1] := 0;
    end if;
// ==== Формування матриці амплітудних коефіцієнтів
// ==== перший рядок одиничний
    A[1, 1:end] := ones(size(H, 1));
for j in 1:size(H, 1) loop
        A[2:end, j] := modesH[2:end, indices[j]] / modesH[1, indices[j]];
    end for;
end EigenFreqsModes;
```

Додаток В.3. Клас-функція Р Еідеп

```
model P_Eigen
import pi = Modelica.Constants.pi;
extends JC;
extends Data;
Real[15] w0 "масив власних кругових частот";
Real[15] f0 "масив власних частот";
Real[15,15] A "матриця амплітудних коефіцієнтів";
algorithm
// Елок алгоритмів
// ==== Обчислення власних частот та форм
(w0, A) := EigenFreqsModes(Jmatrix, Cmatrix);
f0:=w0/2/pi;
end P_Eigen;
```

Додаток В.4. Клас-функція Р Freqs

```
model P Freqs
  Real freqs2_sort[size(A, 1)], freqs2[size(A, 1), 2];
  Real modes[size(A, 1), size(A, 1)];
  Integer indices[size(A, 1)];
  parameter Real A[30, 30] = [...];
  algorithm
  (freqs2, modes) := Modelica.Math.Matrices.eigenValues(A);
  (freqs2 sort, indices) := Modelica.Math.Vectors.sort(freqs2[1:size(A, 1),
2] / 2 / Modelica.Constants.pi);
  annotation(
    Icon(coordinateSystem(grid = {2, 3})),
    Diagram(coordinateSystem(grid = {0, 2})),
    experiment(StartTime = 0, StopTime = 0.001, Tolerance = 1e-10, Interval =
5e-07),
     OpenModelica simulationFlags(lv = "LOG STATS", s = "dassl"));
end P_Freqs;
```

Додаток Г

```
Додаток Г.1. Клас-запис Eparameters
```

```
record Eparameters
  //Піддатливості зубчастих передач
  //роздаточна коробка
 parameter Real e_z1_z2(unit = "rad/N.m") = 3.35505e-07 "зубчастої передачі z1-z2";
 parameter Real e_z3_z4(unit = "rad/N.m") = 2.04196e-07 "зубчастої передачі z3-z4";
 parameter Real e_z3_z8(unit = "rad/N.m") = 2.04196e-07 "зубчастої передачі z3-z8";
 parameter Real e_z5_z6(unit = "rad/N.m") = 2.61206e-07 "зубчастої передачі z5-z6";
 parameter Real e_z6_z7(unit = "rad/N.m") = 2.35086e-07 "зубчастої передачі z6-z7";
 parameter Real e z9 z10(unit = "rad/N.m") = 1.11013E-07 "зубчастої передачі
сонячне колесо z9 -сателіт z10";
 parameter Real e z10 z11(unit = "rad/N.m") = 1.52502Е-07 "зубчастої пере-
дачі сателіт z10 - епіцикл z11";
 parameter Real e z12 z13(unit = "rad/N.m") = 1.73926е-07 "зубчастої пере-
дачі z12-z13";
 parameter Real e z14 z15(unit = "rad/N.m") = 2.61206Е-07 "зубчастої пере-
дачі z14-z15";
 parameter Real e z15 z16(unit = "rad/N.m") = 2.35086Е-07 "зубчастої пере-
дачі z15-z16";
 parameter Real e z16 z17(unit = "rad/N.m") = 2.61206Е-07 "зубчастої пере-
дачі z16-z17";
  //редуктор ланцюгового робочого органу
  parameter Real e z18 z19(unit = "rad/N.m") = 1.2983е-06 "конічної зубчастої
передачі z18-z19";
```

parameter Real e z20 z21(unit = "rad/N.m") = 1.1101Е-06 "зубчастої передачі сонячне колесо z20 - сателіт z21"; parameter Real e z21 z22(unit = "rad/N.m") = 1.5250E-07 "зубчастої передачі сателіт z21 - епіцикл z22"; //редуктор ВВП parameter Real e z25 z26(unit = "rad/N.m") = 3.72783е-07 "зубчастої передачі z25-z26"; // Еквівалентна крутильна піддатливість згину валів та піддатливість опор валів зубчастих передач //роздаточна коробка parameter Real e zg zl z2(unit = "rad/N.m") = 1.5e-06 "зубчастої передачі zl-z2"; parameter Real e zg z3 z4 (unit = "rad/N.m") = 1.5e-06 "зубчастої передачі z3-z4"; parameter Real e zg z3 z8(unit = "rad/N.m") = 1.5e-06 "зубчастої передачі z3-z8"; parameter Real e_zg_z5_z6(unit = "rad/N.m") = 1.5e-06 "зубчастої передачі z5-z6"; parameter Real ezg_z9_z10(unit = "rad/N.m") = 1.0Е-06 "зубчастої передачі z9-z10"; parameter Real e_zg_z12_z13(unit = "rad/N.m") = 1.5e-06 "зубчастої передачі z12-z13"; parameter Real e zg z14 z15 (unit = "rad/N.m") = 1.5e-06 "зубчастої передачі z14-z15"; //редуктор ланцюгового робочого органу parameter Real e zg z18 z19(unit = "rad/N.m") = 5E-06 "зубчастої передачі z18-z19"; parameter Real e zg20 22(unit = "rad/N.m") = 1.0E-06 "зубчастої передачі z20-z21"; //редуктор ВВП parameter Real e_zg_z25_z26(unit = "rad/N.m") = 5e-06 "зубчастої передачі z25-z26"; //Піддатливості валів на кручення //роздаточна коробка parameter Real e val4(unit = "rad/N.m") = 5.593e-7 "вал 4"; parameter Real e_val5(unit = "rad/N.m") = 1.208e-6 "вал 5"; parameter Real e_val8(unit = "rad/N.m") = 4.533e-6 "вал 8"; parameter Real e_val10(unit = "rad/N.m") = 4.805e-7 "вал 10"; parameter Real e_vall1(unit = "rad/N.m") = 6.607e-6 "вал 11"; parameter Real e_vall2(unit = "rad/N.m") = 1.513e-7 "вал 12"; //редуктор ланцюгового робочого органу parameter Real e_val14(unit = "rad/N.m") = 2.52e-6 "вал-шестерня 14"; parameter Real e val15(unit = "rad/N.m") = 0.5744е-6 "вал 15 зубчастого колеса"; parameter Real e vall6(unit = "rad/N.m") = 5.477е-6 "вал 16 сонячного колеса"; parameter Real e val17(unit = "rad/N.m") = 7.133e-7 "напівмуфта"; parameter Real e val18(unit = "rad/N.m") = 6.5e-7 "приводний вал"; //редуктор ВВП parameter Real e val22(unit = "rad/N.m") = 1.015е-6 "вал-шестерня 22"; parameter Real e val23(unit = "rad/N.m") = 7.3e-6 "вал 23"; //карданні передачі parameter Real e val13(unit = "rad/N.m") = 7.5е-6 "карданний вал 13"; parameter Real e val20(unit = "rad/N.m") = 2.64e-6 "карданний вал 20"; parameter Real e val21(unit = "rad/N.m") = 6.5e-6 "карданний вал 21"; //Піддатливості шліцьових зєднань //роздаточна коробка parameter Real e val21 val1(unit = "rad/N.m") = 2.9762E-07 "вал 21 - вал 1"; parameter Real e kv vall(unit = "rad/N.m") = 2.97619e-07 "карданний вал-вал 1"; parameter Real e vall z1(unit = "rad/N.m") = 2.89211e-07 "вал 1- колесо z1"; parameter Real e val1 z3(unit = "rad/N.m") = 3.07574e-07 "вал 1- колесо z3"; parameter Real e val1 z5(unit = "rad/N.m") = 2.65441e-07 "вал 1- колесо z5"; parameter Real e m4 z2(unit = "rad/N.m") = 3.36514E-08 "муфта м4 - колесо z2"; parameter Real e m4 z4 (unit = "rad/N.m") = 3.36514E-08 "муфта м4 - колесо z4"; parameter Real e m4 val4(unit = "rad/N.m") = 6.87956Е-07 "муфта м4 - вал 4"; parameter Real e val4 z12(unit = "rad/N.m") = 3.43978E-07 "вал 4- колесо z12"; parameter Real e val5 z13(unit = "rad/N.m") = 6.97545E-07 "вал 5- колесо z13"; parameter Real e val5 z14(unit = "rad/N.m") = 8.37054E-07 "вал 5- колесо z14"; parameter Real e val8 m8(unit = "rad/N.m") = 2.5974Е-06 "вал 8- муфта запобіжна м8"; parameter Real e m10 val10(unit = "rad/N.m") = 6.87956E-07 "муфта м10 - вал 10"; parameter Real e val10 val11(unit = "rad/N.m") = 8.45028Е-07 "вал 10 - вал 11"; parameter Real e m10 z7(unit = "rad/N.m") = 3.36514E-08 "муфта м10 - колесо z7"; parameter Real e m10 z8(unit = "rad/N.m") = 3.36514E-08 "муфта м10 - колесо z8"; parameter Real e z11 r(unit = "rad/N.m") = 1.366E-09 "епіцикл z11 - корпус";

```
parameter Real e val12 m12(unit = "rad/N.m") = 6.49351e-08 "вал 12 - фла-
нець метальника";
 parameter Real e m12 M(unit = "rad/N.m") = 1.875e-08 "фланець метальника-
метальник";
  //редуктор ланцюгового робочого органу
 parameter Real e val14 m14(unit = "rad/N.m") = 1.6619e-06 "фланець - вал-шестерня";
 parameter Real e_val15_val16(unit = "rad/N.m") = 9.3892e-07 "вал зубчастого
колеса - вал сонячного колеса";
 parameter Real e val17 m17 (unit = "rad/N.m") = 4.48545e-08 "водило - напівмуфта";
 parameter Real e m17 m18(unit = "rad/N.m") = 3.98707e-08 "напівмуфта-напівмуфта";
 parameter Real e vall8 m18(unit = "rad/N.m") = 1. e-08 "напівмуфта-приводний вал";
 parameter Real e z22 r(unit = "rad/N.m") = 1.3658e-09 "епіцикл z22 - корпус";
 parameter Real e val18 z23(unit = "rad/N.m") = 6.29333e-08 "приводний вал-
приводна зірочка z23";
  //редуктор ВВП
 parameter Real e m22 val22(unit = "rad/N.m") = 8.45028E-07 "фланець - ведучий вал";
 parameter Real e val23 z26(unit = "rad/N.m") = 3.0777Е-07 "зубчасте колесо
z26 - ведений вал";
 parameter Real e val23 m23(unit = "rad/N.m") = 2.5974E-06 "ведений вал -
запобіжна муфта м23";
 //карданні передачі
 parameter Real e_val20_val21(unit = "rad/N.m") = 2.9762E-07 "вал 20 - вал 21";
end Eparameters;
```

```
Додаток Г.2. Клас-запис Jparameters
```

```
record Jparameters
  import pi = Modelica.Constants.pi;
  //Моменти інерції зубчастих коліс
  parameter Real J z1(unit = "rad/N.m") = 18.71962e-3;
 parameter Real J z2(unit = "kg.m2") = 74.0703e-3;
 parameter Real J z3(unit = "rad/N.m") = 40.877e-3;
 parameter Real J z4(unit = "kg.m2") = 35.6864e-3;
 parameter Real J z5(unit = "rad/N.m") = 28.25869e-3;
 parameter Real J z6(unit = "kg.m2") = 22.4291e-3;
 parameter Real J z7 (unit = "kg.m2") = 26.0759e-3;
 parameter Real J z8(unit = "kg.m2") = 35.6864e-3;
 parameter Real J z9(unit = "kq.m2") = 1.3860e-3 "сонячне колесо sun";
 // момент інерції сонячного колеса J z9 + 0.5 * (J val10 + J val11 +
J op19 20 in + J op21 22 in + J op23 in + J op24 in)
  parameter Real J z10(unit = "kg.m2") = 29.4834е-3 "сателіт satelit";
  // момент інерції сателіту J_z10 + J_op25_out+J_op26_out
 parameter Real m z10(unit = "kg") = 6.13 "carenir satelit";
 parameter Real J z11(unit = "kg.m2") = 734.914e-3 "епіцикл ring";
 parameter Real J_z12(unit = "kg.m2") = 70.69292e-3;
 parameter Real J_z13 (unit = "kg.m2") = 6.63937e-3;
  parameter Real J_z14 (unit = "kg.m2") = 22.0453e-3;
  parameter Real J_z15 (unit = "kg.m2") = 23.2960e-3;
  parameter Real J_z16(unit = "kg.m2") = 21.0271e-3;
  parameter Real J z17(unit = "kg.m2") = 8.6466e-3;
  parameter Real J z18(unit = "kg.m2") = 2.2363е-3 "вал-шестерня";
 parameter Real J z19(unit = "kg.m2") = 175.014е-3 "колесо зубчасте та кріплення";
 parameter Real J stz19(unit = "kg.m2") = 6.802e-3 "ступиця колеса зубчастого";
  parameter Real \overline{J}_{220} (unit = "kg.m2") = 1.3463e-3 "сонячне колесо sun";
  // момент інерції сонячного колеса J z20 + 0.5 * (J val15 + J val16 +
J op34 in + J op35 in)
  parameter Real J z21(unit = "kg.m2") = 29.2960e-3 "carenit satelit";
  parameter Real m<sup>-</sup>z21(unit = "kg") = 6.0945 "сателіт satelit";
  parameter Real J z22(unit = "kg.m2") = 734.614e-3 "епіцикл ring";
  parameter Real J z23(unit = "kq.m2") = 208.6243е-3 "зірочка приводна";
 parameter Real J_z24_2(unit = "kg.m2") = 938.9539е-3 "зірочка натяжна середня";
 parameter Real J_z24_1 (unit = "kg.m2") = 956.5508е-3 "зірочка натяжна крайня";
 parameter Real J z24 3(unit = "kg.m2") = 956.5508е-3 "зірочка натяжна крайня";
```

```
parameter Real J z25(unit = "kg.m2") = 11.602е-3 "вал-шестерня 25";
 parameter Real J z26(unit = "kg.m2") = 29.9223е-3 "колесо зубчасте 26";
 //Моменти інерції муфт
 parameter Real J m8(unit = "kg.m2") = 0.02613319 "муфта запобіжна";
 parameter Real J m10 vn(unit = "kg.m2") = 10.2265e-3, J m10 zvn(unit =
"kg.m2") = 12.22444e-3;
 parameter Real J m12(unit = "kg.m2") = 0.0225 "фланець метальника";
 parameter Real J m14(unit = "kg.m2") = 3.967е-3 "флаланець вала-шестерні";
 parameter Real J m17(unit = "kg.m2") = 15.71e-3 "напівмуфта водила";
 parameter Real J m18(unit = "kg.m2") = 8.5898е-3 "напівмуфта приводного валу";
 parameter Real J m22(unit = "kg.m2") = 9.088е-3 "фланець ведучого валу";
 parameter Real J m23(unit = "kg.m2") = 26.13319e-3 "муфта запобіжна";
 parameter Real J m4 vn(unit = "kg.m2") = 10.2265e-3, J m4 zvn(unit =
"kg.m2") = 12.22444e-3;
 //Моменти інерції валів
 parameter Real J_val1(unit = "kg.m2") = 7.12788e-3 "вал 1";
 parameter Real J_val4(unit = "kg.m2") = 6.95829e-3 "вал 4";
 parameter Real J_val5(unit = "kg.m2") = 2.83543e-3 "вал 5";
 parameter Real J_val6(unit = "kg.m2") = 0.55295e-3 "вал 6";
 parameter Real J_val7(unit = "kg.m2") = 0.55268e-3 "вал 7";
 parameter Real J_val8(unit = "kg.m2") = 0.1077е-3 "вал 8";
 parameter Real J_val9(unit = "kg.m2") = 2.14632e-3 "вал 9";
 parameter Real J_val10(unit = "kg.m2") = 0.00777472 "вал 10";
 parameter Real J_val11(unit = "kg.m2") = 0.43886e-3 "вал 11";
 parameter Real J_val12(unit = "kg.m2") = 13.4622e-3 "вал 12 вихідний вал водила";
 parameter Real J val13(unit = "kg.m2") = 49.863е-3 "карданний вал до редуктора";
 parameter Real J_val14(unit = "kg.m2") = 1.089e-3 "вал-шестерня";
 parameter Real J_val18(unit = "kg.m2") = 114.16е-3 "приводний вал";
 parameter Real J_val19(unit = "kg.m2") = 22.7101e-3 "вал натяжних зірочок";
 parameter Real J H(unit = "kg.m2") = 220.9789е-3 "водило carrier";
 parameter Real J val17(unit = "kg.m2") = 247.4412e-3 "водило, вал 17 carrier";
 parameter Real J val15(unit = "kg.m2") = 1.869е-3 "вал колеса зубчастого";
 parameter Real J vall6(unit = "kg.m2") = 0.4565e-3 "вал колеса сонячного";
 parameter Real J val20(unit = "kg.m2") = 61.145е-3 "карданний вал 20 до редуктора";
 parameter Real J val21 (unit = "kg.m2") = 47.12e-3 "карданний вал 21 до редуктора";
 parameter Real J val23(unit = "kg.m2") = 2.77е-3 "вал 23";
 //Моменти інерції опор
 parameter Real J op1 in(unit = "kg.m2") = 1.072484е-3 "216 вал 1(вн. обойма
та динамічний тіл кочення)";
 parameter Real J op2 in(unit = "kg.m2") = 1.019476е-3 "215 вал 1(вн. обойма
та динамічний тіл кочення)";
 parameter Real J_op3_4_in(unit = "kg.m2") = 2 * 0.510578e-3 "100918 муфта
4 (вн. обойма та динамічний тіл кочення)";
 parameter Real J_op5_6_in(unit = "kg.m2") = 2 * 0.510578e-3 "100918 муфта
4 (вн. обойма та динамічний тіл кочення)";
 parameter Real J op3 4 out(unit = "kg.m2") = 2 * 0.9017е-3 "100918 муфта
4 (зовн. обойма)";
 parameter Real J op5 6 out(unit = "kg.m2") = 2 * 0.9017e-3 "100918 муфта
4 (зовн. обойма)";
 parameter Real J op7 in(unit = "kg.m2") = 1.112341e-3 "313 вал 4(вн. обойма
та динамічний тіл кочення)";
 parameter Real J op8 in(unit = "kg.m2") = 0.220436е-3 "12309 вал 4(вн.
обойма та динамічний тіл кочення)";
 parameter Real J op9 in(unit = "kg.m2") = 1.112341е-3 "313 вал 5(вн. обойма
та динамічний тіл кочення)";
 parameter Real J op10 in(unit = "kg.m2") = 0.349098е-3 "42310 вал 5(вн.
обойма та динамічний тіл кочення)";
 parameter Real J op11 in(unit = "kg.m2") = 0.337031e-3 "310 вал 6(вн.
обойма та динамічний тіл кочення)";
 parameter Real J op12 in(unit = "kg.m2") = 0.337031e-3 "310 вал 6(вн.
обойма та динамічний тіл кочення)";
 parameter Real J op13 in(unit = "kg.m2") = 0.337031e-3 "310 вал 7(вн.
обойма та динамічний тіл кочення)";
```

parameter Real J op14 in(unit = "kg.m2") = 0.337031e-3 "310 вал 7(вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op15 in(unit = "kg.m2") = 0.00072797 "117 вал 8(вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op16 in(unit = "kq.m2") = 0.72797е-3 "117 вал 8(вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op17 in(unit = "kg.m2") = 0.337031e-3 "310 вал 9(вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J_op18_in(unit = "kg.m2") = 0.205415e-3 "309 вал 9(вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op19 20 in(unit = "kg.m2") = 2 * 0.510578e-3 "100918 муфта 12 (вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J_op21_22_in(unit = "kg.m2") = 2 * 0.510578e-3 "100918 муфта 12 (вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J_op19_20_out(unit = "kg.m2") = 2 * 0.9017e-3 "100918 муфта 12 (зовн. обойма)"; parameter Real J_op21_22_out(unit = "kg.m2") = 2 * 0.9017e-3 "100918 муфта 12 (зовн. обойма)"; parameter Real J op23 in(unit = "kg.m2") = 1.112341e-3 "313 вал 11(вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J_op24_in(unit = "kg.m2") = 0.485967e-3 "213 вал 11(вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J_op25_out(unit = "kg.m2") = 0.9293e-3 "309 вісь сателіту (зовн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J_op26_out(unit = "kg.m2") = 0.9293e-3 "309 вісь сателіту (зовн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J_op27_28_in(unit = "kg.m2") = 2 * 1.3937e-3 "120 вал 12 (вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J_op29_30_out(unit = "kg.m2") = 2 * 48.0365e-3 "134 фланець метальника (зовн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J_op31_in(unit = "kg.m2") = 0.801e-3 "12312 вал-шестерня (вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J_op33(unit = "kg.m2") = 1.0647e-3 "51117 вал-шестерня"; parameter Real J_op32_in(unit = "kg.m2") = 0.801e-3 "12312 вал-шестерня (вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op34 in(unit = "kg.m2") = 1.072484e-3 "216 вал колеса зубчастого (вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op34 out(unit = "kg.m2") = 2.8845е-3 "216 вал колеса зубчастого (зовн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op35 in(unit = "kg.m2") = 1.072484e-3 "216 вал колеса зубчастого (вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op36 out(unit = "kg.m2") = 0.9725е-3 "12309 вісь сателіту (зовн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op37 out(unit = "kg.m2") = 0.9725е-3 "12309 вісь сателіту (зовн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op38 in(unit = "kg.m2") = 8.1405е-3 "1000932 водило, вал 17 (вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op39 in(unit = "kg.m2") = 8.1405е-3 "1000932 водило, вал 17 (вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op40 in(unit = "kg.m2") = 4.4099е-3 "3616 приводний вал (вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op41 in(unit = "kg.m2") = 4.4099е-3 "3616 приводний вал (вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op42 in(unit = "kg.m2") = 1.7567е-3 "616 вал зірочок натяжних (вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op43 in(unit = "kg.m2") = 1.7567е-3 "616 вал зірочок натяжних (вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op44 in(unit = "kg.m2") = 1.4044e-3 "217 вал 20,21 (вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op45 in(unit = "kg.m2") = 1.4044e-3 "217 вал 20,21 (вн. обойма та динамічний тіл кочення)"; parameter Real J op46 in(unit = "kg.m2") = 0.4908e-3 "311 вал-шестерня 22 (вн. обойма та динамічний тіл кочення)";

```
parameter Real J_op47_in(unit = "kg.m2") = 0.4908e-3 "311 вал-шестерня 22
(вн. обойма та динамічний тіл кочення)";
parameter Real J_op48_in(unit = "kg.m2") = 0.4908e-3 "311 вал 23 (вн.
обойма та динамічний тіл кочення)";
parameter Real J_op49_in(unit = "kg.m2") = 0.4908e-3 "311 вал 23(вн.
обойма та динамічний тіл кочення)";
//Моменти інерції робочих органів
parameter Real J_M(unit = "kg.m2") = 70.078 "метальник";
parameter Real J_M(unit = "kg.m2") = 623.85 "маса ланцюга";
parameter Real J_Lt(unit = "kg.m2") = m_Lt * (z23 * t_1 / 2 / pi) ^ 2 "мо-
мент інерції ланцюга ";
parameter Real J_PO(unit = "kg.m2") = 3 * J_z23 + J_val18 + J_op40_in +
J_op41_in + (J_z24_1 + J_z24_2 + J_z24_3 + J_val19 + J_op42_in + J_op43_in) /
i_23_24 ^ 2 + m_Lt * (z23 * t_1 / 2 / pi) ^ 2;
end Jparameters;
```

Додаток Г.3. Клас-запис Zparameters

```
record Zparameters
  //Число зубців
  constant Real z1 = 30, z2 = 49, z3 = 39, z4 = 39, z5 = 34, z6 = 34, z7 =
34, z8 = 39;
  constant Real z12 = 50, z13 = 23;
  constant Real z14 = 34, z15 = 34;
  constant Real z16 = 34, z17 = 24;
  constant Real z9 = 17 "сонячне колесо sun";
  constant Real z10 = 43 "сателіт satelit";
  constant Real z11 = 103 "епіцикл ring";
  constant Real r z10(unit = "m") = 0.120 "радіус осі обертання сателіта";
  constant Real z18 = 20, z19 = 64 "кількість зубців";
  constant Real z20 = 17 "сонячне колесо sun";
  constant Real z21 = 43 "сателіт satelit";
  constant Real z22 = 103 "епіцикл ring";
  constant Real r z21(unit = "m") = 0.120 "радіус осі обертання сателіта";
  constant Real z23 = 8, z24 = 12 "кількість зубців ведучої та натяжної зірочок";
  constant Real z25 = 27, z26 = 37 "кількість зубців";
  // Передаточне відношення ведучої частини роздаточної коробки
  constant Real i I=i 1 2 "перша передача приводу ланцюгового робочого органу";
  constant Real i II=i 3 4 " друга передача приводу ланцюгового робочого органу";
  constant Real i_0= i_3_8 "пряма передача приводу метальника";
  constant Real i R=i 5 6*i 6 7 "реверс приводу метальника";
  //Призначення прердач роздаточноїкоробки
  constant Real i l=i I " передача приводу ланцюгового робочого органу";
  constant Real i m=i R " передача приводу метальника";
  constant Real i 1 2=z2/z1;
  constant Real i 3 4=z4/z3;
  constant Real i 5 6=z6/z5;
  constant Real i 3 8=z8/z3;
  constant Real i 6 7=z7/z6;
  constant Real i 12 13=z13 / z12;
  constant Real i 14 15=z15 / z14;
  constant Real i 15 16=z16 / z15;
  constant Real i 16 17=z17 / z16;
  constant Real i_18_19=z19 / z18;
 constant Real i_9_11=z11 / z9;
constant Real i_9_H=1+i_9_11;
constant Real i_20_22=z22 / z20;
  constant Real i 20 H=1+i 20 22;
  constant Real i_23_24=z24 / z23;
constant Real i_25_26=z26 / z25;
  parameter Real t l(final unit = "m", displayUnit = "mm") = 125e-3 "крок ланцюга";
end Zparameters;
```

Додаток Д



Додаток Д.1. Роздаточна коробка – ведуча частина А

Таблиця А.1 – Параметри компонентної динамічної моделі А

| | Моменти інері кг·м ² | μiï, inertia, J ·10 ³ , | Жорсткості, spring, $c \ 10^{-3}$, Н·м/рад | | |
|--------------|------------------------------------|--------------------------------------|---|---------|--|
| | власні | зведені | власні | зведені | |
| 1-A | 18.7196 | 9.9683 | 544.809 | 290.114 | |
| 2-A | 88.0981 | 17.585 | 29716.4 | 5931.59 | |
| 3-A | 40.877 | 21.7672 | 586.787 | 312.467 | |
| 4-A | 49.7142 | 26.4731 | 29716.4 | 15824.2 | |
| 5-A | 28.2587 | 15.0479 | 567.793 | 302.353 | |
| 6-A | 25.1179 | 13.3754 | 576.340 | 306.904 | |
| 7 - A | 40.1037 | 21.3555 | 29716.4 | 15824.2 | |
| 8-A | 49.7142 | 26.4731 | 586.787 | 312.467 | |
| 9-A | | | 29716.4 | 15824.2 | |

Таблиця А.2. – Моменти інерції ведучої частини коробки передач (зведені до первинного валу редуктора ВВП)

| No | Моменти інерції, $J \cdot 10^3$, кг м ² |
|-------------------------------|---|
| 1- ша передача пряме обер- | $J_{A} = (J_{1A} + J_{3A} + J_{4A}) + (J_{5A} + J_{6A} + J_{7A}) = 107.987$ |
| тання метальника | |
| 1- ша передача зворотнє обер- | $J_{A} = (J_{1A} + J_{3A} + J_{4A}) + (J_{5A} + J_{8A}) = 99.7296$ |
| тання метальника | |
| 2- га передача пряме обер- | $J_{A} = (J_{1A} + J_{2A} + J_{3A}) + (J_{5A} + J_{6A} + J_{7A}) = 99.0992$ |
| тання метальника | |
| 2- га передача зворотнє обер- | $J_A = (J_{1A} + J_{2A} + J_{3A}) + (J_{5A} + J_{8A}) = 90.8415$ |
| тання метальника | |

Додаток Д.2.

Роздавальна коробка – привод ланцюгового робочого органу В



| | Моменти іне | ерції, inertia, J·1 | 0 ³ , кг·м ² | Жорсткості, spring, $c \ 10^{-3}$, Н·м/рад | | | |
|--------------|-------------|---------------------|------------------------------------|---|---------|---------|--|
| | власні | зведе | ені | власні | зве | зведені | |
| | | Ι | II | | Ι | II | |
| 1-B | 15.9684 | 3.18739 | 8.50326 | 628.443 | 125.441 | 334.649 | |
| 2-B | 75.2844 | 15.0272 | 40.0894 | 597.398 | 119.244 | 318.118 | |
| 3-B | 9.16943 | 8.6497 | 23.0755 | 364.618 | 343.951 | 917.585 | |
| 4-B | 23.8121 | 22.4624 | 59.9248 | 567.793 | 535.610 | 1428.89 | |
| 5-B | 24.523 | 23.133 | 61.7138 | 4253.76 | 4012.66 | 10704.9 | |
| 6-B | 22.2538 | 20.9925 | 56.0033 | 3828.4 | 3611.4 | 9634.41 | |
| 7 - B | 10.2102 | 19.3299 | 51.5679 | 140.245 | 265.510 | 708.321 | |
| 8-B | 26.1332 | 49.4751 | 131.989 | | | | |

Таблиця В.1 – Параметри компонентної динамічної моделі В

Таблиця В.2 – Вектори інерції і жорсткості ланцюгової динамічної моделі роздавальної коробки частини приводу ланцюгового робочого органу

| Nº | Моменти інерції, <i>J</i> ·10 ³ , кг м ² | | | Жорсткості, <i>с</i> ·10 ⁻³ , Н·м/рад | | |
|----|--|---------|---------|--|---------|---------|
| | | Ι | II | | Ι | II |
| 1 | $J_{1-A}/3$ | 100/3 | 100/3 | С1-А, С3-А | 290.114 | 312.467 |
| 2 | J _{2-A} , J _{4-A} | 17.585 | 26.4731 | С2-А, С4-А | 5931.59 | 15824.2 |
| 3 | J_{I-B} | 3.18739 | 8.50326 | С1-В | 125.441 | 334.649 |
| 4 | J_{2-B} | 15.0272 | 40.0894 | С2-В | 119.244 | 318.118 |
| 5 | J_{3-B} | 8.6497 | 23.0755 | СЗ-В | 343.951 | 917.585 |
| 6 | J_{4-B} | 22.4624 | 59.9248 | С4-В | 535.610 | 1428.89 |
| 7 | J_{5-B} | 23.133 | 61.7138 | С5-В | 4012.66 | 10704.9 |
| 8 | J_{6-B} | 20.9925 | 56.0033 | С6-В | 3611.4 | 9634.41 |
| 9 | J_{7-B} | 19.3299 | 51.5679 | С7-В | 265.510 | 708.321 |
| 10 | J_{8-B} | 49.4751 | 131.989 | | | |

Таблиця В.3 – Власні частоти ланцюгової динамічної моделі роздавальної коробки частини приводу ланцюгового робочого органу, *f*, Гц

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---|--------|--------|--------|--------|---------|---------|---------|--------|---------|
| Ι | 170.56 | 438.18 | 577.97 | 856.66 | 1179.42 | 1763.13 | 2952.95 | 3899.7 | 7522.96 |
| Ш | 215.82 | 440.69 | 562.04 | 842.56 | 1179.95 | 1763.13 | 2952.95 | 3899.7 | 7944.25 |

Таблиця В.4 – Параметри двомасової динамічної моделі і її парціальна частота

| | Моменти інерції, <i>J</i> ·10 ³ , кг·м ² | | Жорсткість, <i>с</i> ·10 ⁻³ , Н·м/рад | Парціальна час- тота, Гц |
|----|--|---------|---|-----------------------------|
| | J_5 | J_6 | C3 | f |
| Ι | 62.356 | 150.893 | 41.099 | 153.606 |
| II | 75.136 | 417.537 | 86.884 | 185.908 |

Додаток Д.З.

Роздавальна коробка – привод метальника С.



Таблиця С.1 – Параметри компонентної динамічної моделі С

| | Моменти інерц кг · м ² | uï, inertia, $J \cdot 10^3$, | Жорсткості, spring, <i>с</i> 10 ⁻³ , Н · м/рад | | |
|-----|--------------------------------------|-------------------------------|--|---------|--|
| | власні | зведені | власні | зведені | |
| 1-C | 16.1536 | 8.60188 | 116.003 | 61.7721 | |
| 2-C | 7.3131 | 3.89427 | 473.904 | 252.357 | |
| 3-C | 229.104 | 2.44845 | 4624.6 | 49.4235 | |
| 4-C | 30.6248 | 0.32729 | 53333.3 | 569.978 | |
| 5-C | 70174.1 | 749.957 | | | |

Таблиця С.2 – Вектори інерції і жорсткості ланцюгової динамічної моделі роздавальна коробка-привод метальника

| | Моменти інері | uii, inertia, J ·10 ³ , | Жорсткість, <i>с</i> ·10 ⁻³ , Н·м/рад | | | |
|---|----------------------------------|--------------------------------------|--|--|--|--|
| | кг·м ² | | | | | |
| | 0 | R | R | 0 | | |
| 1 | $J_{I-A}/3 = 100/3$ | $J_{1-A}/3 = 100/3$ | <i>c</i> _{8-A} =312.467 | <i>c</i> 5- <i>A</i> =302.353 | | |
| 2 | J _{8-A} =26.4731 | J _{6-A} =13.3754 | <i>c</i> _{9-A} =15824.2 | <i>c</i> _{6-A} =306.904 | | |
| 3 | <i>J</i> _{1-C} =8.60188 | J _{7-A} =21.3555 | <i>c</i> 1- <i>c</i> =61.7721 | <i>c</i> _{7-<i>A</i>} =15824.2 | | |
| 4 | <i>J</i> _{2-C} =3.89427 | <i>J</i> _{1-C} =8.60188 | <i>c</i> _{2-<i>c</i>} =252.357 | <i>c1-c</i> =61.7721 | | |
| 5 | <i>J</i> _{3-C} =2.44845 | <i>J</i> _{2-C} =3.89427 | <i>c</i> _{3-c} =49.4235 | $c_{2-c}=252.357$ | | |
| 6 | <i>J</i> _{4-C} =0.32729 | <i>J</i> _{3-C} =2.44845 | <i>c</i> _{4-c} =569.978 | <i>c</i> ₃₋ <i>c</i> =49.4235 | | |
| 7 | J _{5-C} =749.957 | $J_{4-C}=0.32729$ | | $c_{4-C}=569.978$ | | |
| | | J5-C=749.957 | | | | |

Таблиця С.3 – Власні частоти ланцюгової динамічної моделі роздавальна коробка-привод метальника, f, Гц

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|-------|--------|--------|---------|---------|---------|---------|
| 0 | 97.11 | 619.23 | 736.45 | 2918.1 | 6928.09 | 7870.9 | |
| R | 92.22 | 589.09 | 700.25 | 2561.93 | 2918.32 | 6928.09 | 8145.33 |

| | Моменти інерції, $J \cdot 10^3$, кг \cdot м ² | | Жорсткість, <i>с</i> ·10 ⁻³ , Н·м/рад | Парціальна частота, Гц |
|---|---|----------|---|---------------------------|
| | J_{11} | J_{12} | C6 | f |
| 0 | 71.962 | 753.073 | 22.857 | 93.056 |
| R | 80.352 | 752.946 | 21.999 | 86.751 |

Таблиця С.4 – Параметри двомасової динамічної моделі і її парціальна частота

Додаток Д.4.





Таблиця D.1 – Параметри компонентної динамічної моделі D

| | Моменти іне | рції, inertia | , <i>J</i> ·10 ³ , кг·м ² | Жорсткості, spring, $c \ 10^{-3}$, $H \cdot M/pad$ | | | |
|-----|-------------|-----------------|---|--|---------|---------|--|
| | власні | 3B | едені | власні | 31 | ведені | |
| | | I II | | | Ι | II | |
| 1-D | 24.9315 | 47.2001 | 125.919 | 133.333 | 252.425 | 673.415 | |
| 2-D | 26.915 | 50.9552 | 135.937 | 601.721 | 1139.17 | 3039.06 | |
| 3-D | 1.87785 | 3.55513 9.48429 | | 396.825 | 751.266 | 2004.21 | |
| 4-D | 1.87785 | 3.55513 | 9.48429 | | | | |

Таблиця D.2 – Вектори інерції і жорсткості ланцюгової динамічної моделі валу карданного

| N₂ | Моменти інерції | , <i>J</i> ·10 ³ , кг·м | Жорсткості, <i>с</i> ·10 ⁻³ , Н·м/рад | | | |
|----|-----------------|------------------------------------|--|--------------|---------|---------|
| | | | | | Ι | II |
| 1 | J_{1-D} | 47.2001 | 125.919 | C 1-D | 252.425 | 673.415 |
| 2 | J_{2-D} | 50.9552 | 135.937 | С2-Д | 1139.17 | 3039.06 |
| 3 | J 3-D | 3.55513 | 9.48429 | С3-Д | 751.266 | 2004.21 |
| 4 | J_{4-D} | 3.55513 | 9.48429 | | | |

Таблиця D.3 – Власні частоти ланцюгової динамічної моделі валу карданного, f, Гц

| | 1 | 2 | 3 |
|----|--------|---------|---------|
| Ι | 494.34 | 1743.68 | 4045.32 |
| II | 494.34 | 1743.68 | 4045.32 |

| | D 4 | T | | • | | | | |
|----------|--------|--------------|------------|-------------|----------|----------------|--------------|---------|
| DIMINO | 11/1 _ | LIANAMETRIA | TROMACOROL | THURSMITTED | MODED1 1 | 11 П 91 | MIIO III IIO | HACTOTS |
| таолица. | D.7 - | 1 Iapame iph | двомасовог | дипамичног | модели і | II IIai | ціальпа | 101010 |
| | | 1 1 | <i>,</i> , | | | | | |

| | Моменти | інерції, | Жорсткість, с·10-3, | Парціальна ча- | |
|----|---|----------|---------------------|----------------|--|
| | <i>J</i> ·10 ³ , кг·м ² | | Н∙м/рад | стота, Гц | |
| | J_7 | J_8 | C4 | f | |
| Ι | 47.200 | 58.065 | 240.931 | 484.149 | |
| II | 125.919 154.906 | | 642.750 | 484.149 | |

Додаток Д.5.



Таблиця Е.1 – Параметри компонентної динамічної моделі Е

| | Моменти ін | ерції, inertia, J | ·10 ³ , кг·м ² | Жорсткості, spring, $c \cdot 10^{-3}$, $H \cdot M/pad$ | | | |
|--------------|------------|-------------------|--------------------------------------|---|---------|---------|--|
| | власні | зведені | | власні | зведені | | |
| | | I II | | | Ι | II | |
| 1 - E | 2.2363 | 4.23374 | 11.2947 | 158.773 | 300.587 | 801.900 | |
| 2-Е | 184.051 | 34.0277 | 90.7784 | 143.055 | 26.4483 | 70.5581 | |
| 3-Е | 3.58153 | 0.66216 | 1.7665 | 473.911 | 87.6176 | 233.744 | |
| 4- E | 266.607 | 0.989237 | 2.63907 | 1318.99 | 4.89409 | 13.0563 | |
| 5-E | 15.71 | 0.0582916 | 0.155509 | 25081.1 | 93.0627 | 248.271 | |



Таблиця F.1 – Параметри компонентної динамічної моделі F

| | Моменти інерції, inertia, $J \cdot 10^3$, кг \cdot м ² | | | Жорсткост | ri, spring, $c \cdot 10^{-1}$ | 3, Н•м/рад |
|-----|--|-----------|----------|-----------|-------------------------------|------------|
| | власні | зведені | | власні | зве | дені |
| | | Ι | II | | Ι | II |
| 1-F | 8.5898 | 0.0318722 | 0.085028 | 1515.15 | 5.62193 | 14.9981 |
| 2-F | 65.8998 | 0.24452 | 0.652324 | 15889.8 | 58.9589 | 157.289 |
| 3-F | 16485.3 | 61.1681 | 163.183 | | | |
| 4-F | 2878.28 | 4.74657 | 12.6628 | | | |

Таблиця F.2 – Вектори інерції і жорсткості ланцюгової динамічної моделі редуктора і ланцюгового робочого органу

| № | Моменти інерції, $J \cdot 10^3$, кг \cdot м ² | | | Жорсткості, <i>с</i> ·10 ⁻³ , Н·м/рад | | |
|---|---|-----------|----------|--|---------|---------|
| | | Ι | II | | Ι | II |
| 1 | J_{1-E} | 4.23374 | 11.2947 | С1-Е | 300.587 | 801.900 |
| 2 | J_{2-E} | 34.0277 | 90.7784 | С2-Е | 26.4483 | 70.5581 |
| 3 | J_{3-E} | 0.66216 | 1.7665 | С3-Е | 87.6176 | 233.744 |
| 4 | J_{4-E} | 0.989237 | 2.63907 | С4-Е | 4.89409 | 13.0563 |
| 5 | J_{5-E} | 0.0582916 | 0.155509 | С5-Е | 93.0627 | 248.271 |
| 6 | J_{I-F} | 0.0318722 | 0.085028 | C1-F | 5.62193 | 14.9981 |
| 7 | J_{2-F} | 0.24452 | 0.652324 | C2-F | 58.9589 | 157.289 |
| 8 | $J_{3-F}+J_{4-F}$ | 65.91467 | 175.8458 | | | |

Таблиця F.3 – Власні частоти ланцюгової динамічної моделі редуктора і ланцюгового робочого органу, *f*, Гц

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|----|-------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Ι | 45.88 | 642.34 | 1422.81 | 1658.99 | 2509.17 | 2631.25 | 10865.9 |
| II | 45.88 | 642.34 | 1422.81 | 1658.99 | 2509.17 | 2631.25 | 10865.9 |

Таблиця F.4 – Параметри двомасової динамічної моделі і її парціальна частота

| | Моменти інерції, <i>J</i> ·10 ³ , кг·м ² | | Жорсткість, <i>с</i> ·10 ⁻³ , | Парціальна |
|----|--|----------|--|-------------|
| | | | Н∙м/рад | частота, Гц |
| | J_9 | J_{10} | C5 | f |
| Ι | 39.816 | 66.389 | 2.177 | 45.711 |
| II | 106.177 | 177.041 | 5.806 | 45.711 |

Додаток Д.7. Редуктор валу відбору потужності (ВВП) – Н.



Таблиця Н.1 – Параметри компонентної динамічної моделі Н

| | Моменти інері | uii, inertia, $J \cdot 10^3$, | Жорсткості, spring, с 10 ⁻³ , | | |
|-----|--------------------------------|--------------------------------|--|---------|--|
| | кг [.] м ² | | Н∙м/рад | | |
| | власні | зведені | власні | зведені | |
| 1-H | 9.088 | 9.088 | 537.626 | 537.626 | |
| 2-H | 12.5836 | 12.5836 | 186.123 | 186.123 | |
| 3-H | 29.9223 | 15.9338 | 3249.18 | 1730.21 | |
| 4-H | 2.3666 | 1.26023 | 101.037 | 53.8026 | |
| 5-H | 27.5182 | 14.6536 | | | |

Таблиця Н.2. – Вектори інерції і жорсткості ланцюгової динамічної моделі редуктора ВВП

| N⁰ | Моменти інерції, <i>J</i> ·10 ³ , кг·м ² | Жорсткості, <i>с</i> ·10 ⁻³ , |
|----|--|--|
| | | Н•м/рад |
| 1 | J _{1-H} =9.088 | <i>c</i> _{1-H} =537.626 |
| 2 | <i>J</i> _{2-H} =12.5836 | <i>с</i> _{2-<i>H</i>} = 186.123 |
| 3 | <i>J</i> _{3-H} =15.9338 | <i>сз-н</i> = 1730.21 |
| 4 | <i>J</i> _{4-H} =1.26023 | <i>с</i> _{4-<i>H</i>} = 53.8026 |
| 5 | <i>J</i> _{5-H} =14.6536 | |

Таблиця Н.3. – Власні частоти ланцюгової динамічної моделі редуктора ВВП, f, Гц

| | 1 | 2 | 3 | 4 |
|---------------|--------|--------|---------|---------|
| <i>f</i> , Гц | 332.89 | 717.59 | 1665.04 | 6209.26 |

Таблиця Н.4 – Параметри двомасової динамічної моделі і її парціальна частота

| Моменти інерції, | <i>J</i> ·10 ³ , кг·м ² | Жорсткість, <i>с</i> ·10 ⁻³ , Н·м/рад | Парціальна частота, Гц |
|------------------|---|---|---------------------------|
| J_{I} | J_2 | <i>C</i> 1 | f |
| 38.866 | 14.654 | 44.294 | 324.707 |

Додаток Д.8

Вал карданний від редуктора валу відбору потужності до роздаточної коробки – *G*.



Таблиця G.1 – Параметри компонентної динамічної моделі G

| | Моменти інерг | uii, inertia, J ·10 ³ , | Жорсткості, spring, $c \ 10^{-3}$, | | |
|-----|-------------------|--------------------------------------|-------------------------------------|---------|--|
| | кг·м ² | | Н∙м/рад | | |
| | власні | зведені | власні | зведені | |
| 1-G | 30.5725 | 16.28 | 378.788 | 201.707 | |
| 2-G | 31.9769 | 17.0279 | 3359.99 | 1789.21 | |
| 3-G | 24.9644 | 13.2937 | 153.846 | 81.9239 | |
| 4-G | 24.9644 | 13.2937 | 3359.99 | 1789.21 | |

Таблиця G.2. – Вектори інерції і жорсткості ланцюгової динамічної моделі валу карданного

| N⁰ | Моменти інерції, <i>J</i> ·10 ³ , кг · м ² | Жорсткості, <i>с</i> ·10 ⁻³ , |
|----|--|--|
| | | Н∙м/рад |
| 1 | <i>J</i> _{1-G} =16.28 | $c_{1-G} = 201.707$ |
| 2 | $J_{2-G}=17.0279$ | $c_{2-G} = 1789.21$ |
| 3 | <i>J</i> _{3-G} =13.2937 | $c_{3-G} = 81.9239$ |
| 4 | <i>J</i> _{4-G} =13.2937 | $c_{4-G} = 1789.21$ |
| 5 | $J_A/3=100/3$ | |

Таблиця G.3. – Власні частоти ланцюгової динамічної моделі валу карданного, f, Гц

| | 1 | 2 | 3 | 4 |
|---------------|--------|--------|---------|---------|
| <i>f</i> , Гц | 317.54 | 711.24 | 2454.66 | 2515.43 |

Таблиця G.4 – Параметри двомасової динамічної моделі і її парціальна частота

| Моменти інерції, <i>J</i> ·10 ³ , кг·м ² | | Жорсткість, с·10-3, | Парціальна час- |
|--|--------|-----------------------|-----------------|
| | | Н•м/рад | тота, Гц |
| J_3 | J_4 | <i>C</i> ₂ | f |
| 46.602 | 46.627 | 67.854 | 271.559 |

Додаток Д.9.

Робоче обладнання землерийної машини – К.



Таблиця К.1. Параметри скороченої компонентної динамічної моделі К

| N⁰ | Моменти | Моменти інерції, <i>J</i> ·10 ³ , кг·м ² | | | кості, <i>с</i> ·10 ⁻³ , Н· | м/рад |
|---------------|-----------------------|--|---------|------|--|---------|
| | | I/0 | II/R | | I/0 | II/R |
| 1-K | J_{I-K} | 38.866 | 38.866 | С1-К | 44.294 | 44.294 |
| 2-K | J_{2-K} | 14.654 | 14.654 | С2-К | 67.854 | 67.854 |
| 3-K | J_{3-K} | 46.602 | 46.602 | С3-К | 41.099 | 86.884 |
| 4-K | J_{4-K} | 46.627 | 46.627 | C4-K | 240.931 | 642.750 |
| 5-K | J_{5-K} | 62.356 | 75.136 | С5-К | 2.177 | 5.806 |
| 6-K | J_{6-K} | 150.893 | 417.537 | С6-К | 22.857 | 21.999 |
| 7-K | J_{7-K} | 47.200 | 125.919 | | | |
| 8-K | J_{8-K} | 58.065 | 154.906 | | | |
| 9-K | J_{9-K} | 39.816 | 106.177 | | | |
| 10-K | <i>J</i> 10- <i>К</i> | 66.389 | 177.041 | | | |
| 11 - K | J_{11-K} | 71.962 | 80.352 | | | |
| 12 - K | <i>J</i> 12- <i>К</i> | 753.073 | 752.946 | | | |

| Ιц | | | |
|---------|---------|---------|---------|
| I/O | I/R | II/O | II/R |
| 26.3209 | 26.2965 | 25.7652 | 25.7086 |
| 39.0939 | 38.9692 | 34.9926 | 34.8995 |
| 83.1778 | 83.2096 | 92.3445 | 92.3781 |
| 147.726 | 147.983 | 160.083 | 160.399 |
| 248.513 | 248.511 | 246.62 | 246.616 |
| 268.13 | 268.06 | 270.263 | 270.149 |
| 393.072 | 392.474 | 384.916 | 383.393 |
| 461.781 | 440.27 | 459.721 | 439.412 |
| 494.219 | 511.146 | 462.917 | 484.108 |
| 523.009 | 546.789 | 552.516 | 552.901 |
| 553.7 | 553.736 | 574.988 | 598.027 |
| 613.46 | 613.819 | 616.18 | 616.706 |
| 654.454 | 654.455 | 654.455 | 654.455 |
| 681.883 | 677.012 | 689.221 | 679.474 |
| 717.029 | 717.004 | 717.099 | 717.096 |
| 739.667 | 739.542 | 769.082 | 769.581 |
| 914.739 | 917.096 | 914.121 | 916.515 |
| 1178.94 | 1178.94 | 1179.48 | 1179.48 |
| 1594.11 | 1594.11 | 1594.11 | 1594.11 |
| 1659.07 | 1659.07 | 1659.07 | 1659.07 |
| 1665.03 | 1665.03 | 1665.03 | 1665.03 |
| 1762.27 | 1762.27 | 1762.27 | 1762.27 |
| 2157.92 | 2157.21 | 2157.89 | 2157.19 |
| 2509.17 | 2509.17 | 2509.17 | 2509.17 |
| 2510.21 | 2510.19 | 2510.21 | 2510.19 |
| 2631.56 | 2562.49 | 2631.56 | 2562.49 |
| 2711.49 | 2631.56 | 2711.49 | 2631.56 |
| 2918.1 | 2918.32 | 2918.1 | 2918.32 |
| 2952.83 | 2952.83 | 2952.83 | 2952.83 |
| 3863.93 | 3863.93 | 3863.93 | 3863.93 |
| 3899.68 | 3899.68 | 3899.68 | 3899.68 |
| 6209.16 | 6209.16 | 6209.16 | 6209.16 |
| 6928.06 | 6928.06 | 6928.06 | 6928.06 |
| 7522.96 | 7522.96 | 7870.89 | 7944.24 |
| 7870.89 | 8145.33 | 7944.24 | 8145.33 |
| 10865.9 | 10865.9 | 10865.9 | 10865.9 |

Таблиця К.2. – Власні частоти динамічної моделі землерийного обладнання машини, f,

Таблиця К.3 – Власні частоти динамічної моделі (скороченої) землерийного обладнання машини. *f*. Гц

| машини, у, т ц | | | | | |
|----------------|---------|---------|---------|--|--|
| <i>I/O</i> | I/R | II/O | II/R | | |
| 26.5018 | 26.4211 | 25.8329 | 25.6466 | | |
| 39.0068 | 38.4066 | 34.8099 | 34.4544 | | |
| 83.6307 | 83.1035 | 91.5413 | 91.0784 | | |
| 152.295 | 150.405 | 161.037 | 158.811 | | |
| 257.174 | 256.718 | 257.439 | 256.956 | | |
| 308.998 | 308.983 | 307.063 | 307.039 | | |

Таблиця К.3 – Параметри двомасової динамічної моделі і її парціальна частота

| | Моменти інерції, <i>J</i> ·10 ³ , кг·м ² | | Жорсткість, <i>с</i> ·10 ⁻³ , | Парціальна ча- |
|------------|--|---------|--|----------------|
| | | | Н∙м/рад | стота, Гц |
| | J_l | J_2 | С | f |
| <i>I/O</i> | 1330.114 | 66.839 | 1.765 | 26.502 |
| I/R | 1338.377 | 66.839 | 1.755 | 26.426 |
| II/O | 1851.459 | 208.002 | 4.926 | 25.832 |
| II/R | 1859.722 | 208.002 | 4.858 | 25.647 |

Таблиця К.4 – Параметри двомасової динамічної моделі і її парціальна частота (стопоріння робочого органу)

| | Моменти інері | μiï, <i>J</i> ∙10 ³ , | Жорсткість, с·10- | Парціальна час- |
|------|-----------------------------------|----------------------------------|------------------------|-----------------|
| | к Γ· M ² | | ³ , Н·м/рад | тота, Гц |
| | J_{l} | J_2 | С | f |
| I/O | 1330.114 | 66.839 | 2.067 | 28.68 |
| I/R | 1338.377 | 66.839 | 2.067 | 28.675 |
| II/O | 1851.459 | 208.002 | 5.514 | 27.33 |
| II/R | 1859.722 | 208.002 | 5.514 | 27.323 |

Таблиця К.5 – Параметри двомасової динамічної моделі і її парціальна частота (стопоріння метальника)

| | Моменти інерції, $J \cdot 10^3$, кг · м ² | | Жорсткість, <i>с</i> ·10 ⁻³ , | Парціальна |
|------|---|---------|--|-------------|
| | | | Н•м/рад | частота, Гц |
| | J_l | J_2 | С | f |
| I/O | 643.88 | 753.073 | 21.095 | 39.236 |
| I/R | 652.27 | 752.946 | 20.382 | 38.434 |
| II/O | 1306.388 | 753.077 | 21.953 | 34.119 |
| II/R | 1314.778 | 752.946 | 21.959 | 34.085 |

| Таблиця К.6 – Параметри двомасової | динамічної | моделі і | її парціальна | частота |
|--------------------------------------|------------|----------|---------------|---------|
| (стопоріння робочого органу ведуча ч | астина) | | | |

| \ | | 5 | | | |
|------|---|---|--|------------|-------------|
| | Моменти інерції, $J \cdot 10^3$, кг м ² | | Жорсткість, <i>с</i> ·10 ⁻³ , | Парціальна | |
| | | | | Н∙м/рад | частота, Гц |
| | J_l | | J_2 | С | f |
| I/O | 1034.14 | | 150.893 | 37.58435 | 85.029 |
| I/R | 1042.403 | | 150.893 | 37.60985 | 85.014 |
| II/O | 1046.92 | | 417.537 | 72.68948 | 78.54 |
| II/R | 1055.183 | | 417.537 | 72.78259 | 78.502 |
| | | | | | |

Таблиця К.7 – Параметри двомасової динамічної моделі і її парціальна частота (стопоріння робочого органу ведена частина)

| | Моменти інерції, <i>J</i> ·10 ³ , кг·м ² | | Жорсткість, <i>с</i> ·10 ⁻³ , | Парціальна |
|------------|--|---------|--|-------------|
| | | | Н∙м/рад | частота, Гц |
| | J_l | J_2 | С | f |
| <i>I/O</i> | 145.081 | 66.839 | 2.171 | 34.664 |
| I/R | 145.081 | 66.839 | 2.171 | 34.664 |
| II / O | 387.002 | 208.002 | 5.789 | 32.922 |
| II/R | 387.002 | 208.002 | 5.789 | 32.922 |

Таблиця К.8 – Параметри двомасової динамічної моделі і її парціальна частота (стопоріння метальника ведуча частина)

| | Моменти інерції, $J \cdot 10^3$, кг · м ² | | Жорсткість, <i>с</i> ·10 ⁻³ , | Парціальна |
|------------|---|--------|--|-------------|
| | _ | | Н∙м/рад | частота, Гц |
| | J_l | J_2 | С | f |
| <i>I/O</i> | 38.866 | 14.654 | 44.294 | 2040.175 |
| I/R | 38.866 | 14.654 | 44.294 | 2040.175 |
| II / O | 38.866 | 14.654 | 44.294 | 2040.175 |
| II/R | 38.866 | 14.654 | 44.294 | 2040.175 |

Таблиця К.9 – Параметри двомасової динамічної моделі і її парціальна частота (стопоріння метальника ведена частина)

| | Моменти інерції, $J \cdot 10^3$, кг \cdot м ² | | Жорсткість, <i>с</i> ·10 ⁻³ , | Парціальна |
|------------|---|---------|--|-------------|
| | | | Н∙м/рад | частота, Гц |
| | J_l | J_2 | С | f |
| <i>I/O</i> | 590.36 | 753.073 | 22.265 | 41.282 |
| I/R | 598.75 | 752.946 | 21.45754 | 40.369 |
| II / O | 1252.868 | 753.073 | 22.57415 | 34.867 |
| II/R | 1261.258 | 752.946 | 21.73859 | 34.175 |

Додаток Д.10.Двигун –М



Таблиця М.1 – Параметри компонентної динамічної моделі двигуна К

| | Моменти інерції, inertia, $J \cdot 10^3$, кг м ² | Податливості, spring, <i>e</i> 10 ⁷ , paд/H·м |
|-----|--|--|
| 1-K | <i>J</i> _{1-M} =216 | $e_{12-M} = 3.722$ |
| 2-K | <i>J</i> _{2-M} =172 | $e_{23-M} = 3.722$ |
| 3-K | <i>J</i> _{3-M} =172 | $e_{34-M} = 3.722$ |
| 4-K | <i>J</i> _{4-M} =216 | $e_{45-M} = 2.019$ |
| 5-K | J _{5-M} =3928 | |

| $\pi \in \mathcal{M} \cap \mathcal{H}$ | | • •• | | • | |
|---|---------------------|--------------------------------|------|---------------------|---------------|
| | BOLLOTHIE TROUCODOL | HUILD / HUILD 1/0 HOH | | TO 10 TT 0 TT TTO 1 | |
| $1 a \alpha \mu \mu \mu \eta \gamma \nu \gamma = 1 a$ | INAMETON TROMACOROL | | | пающаньна | ияститя |
| | | | | naumanna | I d C I V I d |
| | | A | | | |
| | | | | | |

| Моменти інерції, <i>J</i> ·10 ³ , кг·м ² | | Жорсткість, <i>с</i> ·10 ⁻³ , | Парціальна |
|--|----------|--|-------------|
| | | Н•м/рад | частота, Гц |
| J_l | J_2 | С | f |
| 447.414 | 4256.586 | 962.1 | 245.346 |



Таблиця L.1 – Параметри компонентної динамічної моделі трансмісії L

| № передачі | Моменти інерції, | | Жорсткості, spring, с 10-3, Н·м/рад | |
|------------|---|------|-------------------------------------|--------|
| | inertia, $J \cdot 10^3$, $\kappa \Gamma \cdot m^2$ | | | |
| 1-8 | J_{I-L} | 216 | C _{1-L} | 11.2 |
| 1 | | 190 | C2-L | 4.19 |
| 2 | | 190 | | 5.7 |
| 3 | | 230 | | 18.968 |
| 4 | T | 190 | | 12.885 |
| 5 | J_{2-L} | 160 | | 7.739 |
| 6 | | 160 | | 8.354 |
| 7 | | 170 | | 43.611 |
| 8 | | 130 | | 15.969 |
| 1 | J _{3-L} | 1760 | | 115.98 |
| 2 | | 2170 | | |
| 3 | | 1010 | | |
| 4 | | 1980 | | |
| 5 | | 330 | C3-L | |
| 6 | | 290 | | |
| 7 | | 230 | | |
| 8 | | 250 | | |
| 1-8 | J_{4-L} | 175 | C4-L | 20.43 |

Таблиця L.2 – Параметри двомасової динамічної моделі і її парціальна частота

| Моменти інерції, <i>J</i> ·10 ³ , кг·м ² | | Жорсткість, <i>с</i> ·10 ⁻³ , Парціальна част | |
|--|-------|--|--------|
| | | п-м/рад | ΙЦ |
| J_{l} | J_2 | С | f |
| | | | |
| 200 | 575 | 9.58 | 40.439 |

Додаток Д.12. Землерийна машина - Х



Таблиця Х.1. – Власні частоти динамічної моделі землерийної машини, f, Гц

| <i>I/O</i> | I/R | II/O | II/R |
|------------|---------|---------|---------|
| 9.28029 | 9.27568 | 8.39093 | 8.38859 |
| 26.3042 | 26.2771 | 25.7497 | 25.6908 |
| 29.6193 | 29.5884 | 29.7029 | 29.6785 |
| 43.2181 | 43.147 | 37.6004 | 37.5427 |
| 93.0592 | 93.1141 | 97.3456 | 97.3527 |
| 102.997 | 103.057 | 114.01 | 114.125 |
| 165.421 | 165.573 | 171.375 | 171.555 |
| 187.501 | 187.526 | 188.494 | 188.544 |
| 244.602 | 244.602 | 244.602 | 244.602 |
| 249.206 | 249.202 | 248.284 | 248.273 |
| 278.596 | 278.522 | 279.771 | 279.662 |
| 393.072 | 392.474 | 384.918 | 383.394 |
| 461.781 | 440.276 | 459.721 | 439.416 |
| 494.22 | 511.146 | 462.917 | 484.113 |
| 523.01 | 546.789 | 552.516 | 552.901 |
| 553.7 | 553.736 | 575.036 | 598.128 |
| 614.365 | 614.729 | 617.056 | 617.524 |
| 654.454 | 654.455 | 654.455 | 654.455 |
| 658.543 | 658.543 | 658.543 | 658.543 |
| 681.901 | 677.017 | 689.224 | 679.474 |

| 725.561 | 725.54 | 725.663 | 725.661 |
|---------|---------|---------|---------|
| 739.701 | 739.579 | 769.084 | 769.582 |
| 914.739 | 917.096 | 914.121 | 916.515 |
| 973.102 | 973.102 | 973.102 | 973.102 |
| 1176.15 | 1176.15 | 1176.15 | 1176.15 |
| 1178.94 | 1178.94 | 1179.48 | 1179.48 |
| 1594.11 | 1594.11 | 1594.11 | 1594.11 |
| 1659.07 | 1659.07 | 1659.07 | 1659.07 |
| 1673.59 | 1673.59 | 1673.59 | 1673.59 |
| 1762.27 | 1762.27 | 1762.27 | 1762.27 |
| 2157.92 | 2157.21 | 2157.89 | 2157.19 |
| 2509.17 | 2509.17 | 2509.17 | 2509.17 |
| 2510.21 | 2510.19 | 2510.21 | 2510.19 |
| 2631.56 | 2562.49 | 2631.56 | 2562.49 |
| 2711.49 | 2631.56 | 2711.49 | 2631.56 |
| 2918.1 | 2918.32 | 2918.1 | 2918.32 |
| 2952.83 | 2952.83 | 2952.83 | 2952.83 |
| 3863.93 | 3863.93 | 3863.93 | 3863.93 |
| 3899.68 | 3899.68 | 3899.68 | 3899.68 |
| 6209.16 | 6209.16 | 6209.16 | 6209.16 |
| 10865.9 | 6928.06 | 6928.06 | 6928.06 |
| 7870.89 | 7522.96 | 7870.89 | 7944.24 |
| 7522.96 | 8145.33 | 7944.24 | 8145.33 |
| 6928.06 | 10865.9 | 10865.9 | 10865.9 |

Таблиця X.2 – Власні частоти динамічної моделі (скороченої) землерийної машини *f* Ги

| $_{_{_{_{_{_{}}}}}$ шини, J , 1 | ц | | |
|-----------------------------------|---------|---------|---------|
| <i>I/O</i> | I/R | II/O | II/R |
| 9.42823 | 9.40178 | 8.52125 | 8.5059 |
| 26.4795 | 26.388 | 25.8136 | 25.6191 |
| 29.9817 | 29.8639 | 30.0595 | 29.9658 |
| 43.5729 | 43.1689 | 37.6982 | 37.4719 |
| 93.0721 | 92.4352 | 97.0848 | 96.9624 |
| 103.428 | 102.905 | 111.928 | 110.979 |
| 168.253 | 167.097 | 172.353 | 171.054 |
| 188.488 | 188.191 | 189.483 | 188.996 |
| 244.602 | 244.602 | 244.602 | 244.602 |
| 265.745 | 265.421 | 265.882 | 265.544 |
| 308.999 | 308.984 | 307.065 | 307.04 |
| 658.543 | 658.543 | 658.543 | 658.543 |
| 973.102 | 973.102 | 973.102 | 973.102 |
| 1176.15 | 1176.15 | 1176.15 | 1176.15 |

Додаток Д.13.

```
model Equipment
  // Імпорт констант
  import pi = Modelica.Constants.pi;
  // Підключення (розширення) зовнішніх данних або клас-моделей
  extends JC;
  extends D;
  extends Data;
  extends JC I 0;
  // Характеристики парціальних систем трансмісії
  // Парціальні частоти, гЦ
  parameter Real w 1 K = 2 * pi * sqrt((1 / J 1 K + 1 / (J 2 K + J 3 K)) * c 1 K);
  parameter Real w 2 K = 2 * pi * sqrt((1 / (J 2 K + J 3 K) + 1 / J 4 K) * c 2 K);
parameter Real w 3 K = 2 * pi * sqrt((1 / J 5 K + 1 / (J 6 K + J 7 K)) * c 3 K);
 parameter Real w 4 K = 2 * pi * sqrt((1 / (J 6 K + J 7 K) + 1 / (J 8 K + J 9 K)) * c 4 K);
parameter Real w 5 K = 2 * pi * sqrt((1 / (J 8 K + J 9 K) + 1 / (J 10 K + J gr ro)) * c 5 K);
parameter Real w 6 K = 2 * pi * sqrt((1 / J 11 K + 1 / (J 12 K + J gr m)) * c 6 K);
  //Коефіцієнти демпфірування
  parameter Real d 1 K(unit = "N.m.s/rad") = 2 * delta kp * c_1_K / (w_1_K * pi) "редуктор ВВП";
  parameter Real d 2 K(unit = "N.m.s/rad") = 2 * delta krv * c 2 K / (w 2 K *
рі) "вал карданна передачі до роздаточної коробки";
  parameter Real d 3 K(unit = "N.m.s/rad") = 2 * delta kp * c 3 K / (w 3 K * pi)
"роздаточна коробка привода ланцюгового РО";
  parameter Real d_4_K(unit = "N.m.s/rad") = 2 * delta_krv * c_4_K / (w_4_K *
рі) "вал карданна передача до редуктора ланцюгового РО";
  parameter Real d_5_K(unit = "N.m.s/rad") = 2 * delta_kp * c 5 K / (w 5 K * pi)
"редуктор привода та турасний вал ланцюгового РО";
  parameter Real d_6_K(unit = "N.m.s/rad") = 2 * delta_kp * c_6_K / (w_6_K * pi)
"роздаточної коробки привода метальника";
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertial(J = J 1 K,
stateSelect = StateSelect.never) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertia2(J = J 2 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Spring spring1(c = c 1 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertia3(J = J 3 K, stateSelect =
StateSelect.never) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Spring spring2(c = c 2 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertia4(J = J 4 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Interfaces.Flange_a flange_a annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Spring spring6(c = c_6_K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertia5(J = J 5 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Spring spring3(c = c 3 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertia6(J = J 6 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertia7(J = J 7 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Spring spring4(c = c 4 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertia8(J = J 8 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertia9(J = J 9 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Spring spring5(c = c 5 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper1(d = d 1 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper2(d = d 2 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper3(d = d 3 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper4(d = d 4 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper5(d = d 5 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper6(d = d 6 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Interfaces.Flange b flange b annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertia10(J = J 10 K +
J gr ro) annotation (...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertial1(J = J 11 K) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertial2(J = J 12 K + J gr m) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertial3(J = J DAMP) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Spring spring7(c = c DAMP) annotation(...);
  Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper7(d = d DAMP) annotation(...);
  //Рівняння (зєднання компонент)
equation
```

```
connect(damper7.flange a, inertial2.flange b) annotation(...);
  connect(damper7.flange b, inertial3.flange a) annotation(...);
  connect(spring7.flange b, inertial3.flange a) annotation(...);
  connect(inertial2.flange b, spring7.flange a) annotation(...);
  connect(flange a, inertial.flange a) annotation(...);
  connect(inertial0.flange a, spring5.flange b) annotation(...);
  connect(inertial0.flange b, flange b) annotation(...);
  connect(damper6.flange b, inertial2.flange a) annotation(...);
  connect(spring6.flange b, inertial2.flange a) annotation(...);
  connect(inertia4.flange b, inertial1.flange a) annotation(...);
  connect(inertial1.flange b, spring6.flange a) annotation(...);
  connect(damper6.flange a, inertial1.flange b) annotation(...);
  connect(damper5.flange b, spring5.flange b) annotation(...);
  connect(damper5.flange a, spring5.flange a) annotation(...);
 connect(damper4.flange_a, spring4.flange_a) annotation(...);
connect(damper4.flange_b, spring4.flange_b) annotation(...);
  connect(damper3.flange b, inertia6.flange a) annotation(...);
  connect(damper3.flange_a, spring3.flange_a) annotation(...);
  connect(damper2.flange_a, spring2.flange_a) annotation(...);
  connect(damper2.flange_b, spring2.flange_b) annotation(...);
  connect(spring1.flange_a, damper1.flange_a) annotation(...);
  connect(damper1.flange_b, spring1.flange_b) annotation(...);
  connect(inertia9.flange_b, spring5.flange_a) annotation(...);
  connect(inertia8.flange_b, inertia9.flange_a) annotation(...);
  connect(spring4.flange_b, inertia8.flange_a) annotation(...);
  connect(inertia7.flange_b, spring4.flange_a) annotation(...);
  connect(inertia6.flange_b, inertia7.flange_a) annotation(...);
  connect(spring3.flange_b, inertia6.flange_a) annotation(...);
  connect(inertia5.flange_b, spring3.flange_a) annotation(...);
  connect(inertia4.flange b, inertia5.flange a) annotation(...);
  connect(spring2.flange b, inertia4.flange a) annotation(...);
  connect(inertia3.flange_b, spring2.flange_a) annotation(...);
  connect(inertia2.flange_b, inertia3.flange_a) annotation(...);
  connect(inertial.flange_b, spring1.flange_a) annotation(...);
  connect(spring1.flange b, inertia2.flange a) annotation(...);
  annotation(...);
end Equipment;
```

Додаток Д.14.

```
model Engine
  // Імпорт констант
  import pi = Modelica.Constants.pi;
  import g = Modelica.Constants.g_n;
  import Units = Modelica.Siunits;
  // Підключення (розширення) зовнішніх даних або клас-моделей
  extends Data;
  extends D;
  extends JC;
  // Характеристики парціальних систем двигуна
  // Парціальні частоти, гЦ
  parameter Real w_12_M = 2 * pi * sqrt((1 / J_1_M + 1 / J 2 M) * (1 / e 12 M));
  parameter Real w 23 M = 2 * pi * sqrt((1 / J 2 M + 1 / J 3 M) * (1 / e 23 M);
parameter Real w 34 M = 2 * pi * sqrt((1 / J 3 M + 1 / J 4 M) * (1 / e 34 M));
  parameter Real w_45_M = 2 * pi * sqrt((1 / J_4_M + 1 / J_5_M) * (1 / e_45_M));
  //Коефіцієнти демпфірування (зовнішнє тертя)
  parameter Real d_1_M(unit = "N.m.s/rad") = ksi_kv * F * R ^ 2 * 2;
  parameter Real d_2_M(unit = "N.m.s/rad") = ksi_kv * F * R ^ 2 * 2;
  parameter Real d_3_M(unit = "N.m.s/rad") = ksi_kv * F * R ^ 2 * 2;
  parameter Real d 4 M(unit = "N.m.s/rad") = ksi kv * F * R ^ 2 * 2;
  //Коефіцієнти демпфірування (внутрішнє тертя)
  parameter Real d 12 M(unit = "N.m.s/rad") = 2 * delta kv / (w 12 M * pi * e 12 M);
  parameter Real d 23 M(unit = "N.m.s/rad") = 2 * delta kv / (w 23 M * pi * e 23 M);
```

parameter Real d 34 M(unit = "N.m.s/rad") = 2 * delta kv / (w 34 M * pi * e 34 M); parameter Real d 45 M(unit = "N.m.s/rad") = 2 * delta kv / (w 45 M * pi * e 45 M); //Компоненти моделі Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Spring spring1(c = 1 / e 12 M) annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Interfaces.Flange b flange b annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Interfaces.Flange b flange b1 annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Interfaces.Flange b flange b2 annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Interfaces.Flange b flange b3 annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Interfaces.Flange b flange b4 annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper1(d = d 1 M) annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper2(d = d 2 M) annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper3(d = d 3 M) annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper4 ($d = d \overline{4} M$) annotation (...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper5 (d = d 12 M) annotation (...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper6($d = d_{23}M$) annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Spring spring2(c = 1 / e 23 M) annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Spring spring3(c = 1 / e 34 M) annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Spring spring4(c = 1 / e 45 M) annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertial(J = J 1 M, phi(displayUnit = "rad", fixed = true, start = 0), w(fixed = true, start = 0)) annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertia2(J = J 2 M, phi(displayUnit = "rad", fixed = true, start = 0), w(fixed = true, start = 0)) annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertia3(J = J 3 M, phi(displayUnit = "rad", fixed = true, start = 0), w(fixed = true, start = 0)) annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertia4(J = J 4 M, phi(displayUnit = "rad", fixed = true, start = 0), w(fixed = true, start = 0)) annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertia5(J = J 5 M, phi(displayUnit = "rad", fixed = true, start = 0), w(fixed = true, start = Ndv * 3.14 / 30)) annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper7(d = d 34 M) annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper8(d = d 45 M) annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Fixed fixed1 annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Fixed fixed2 annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Fixed fixed3 annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Fixed fixed4 annotation(...); //Рівняння (зєднання компонент) equation connect(fixed4.flange, damper4.flange b) annotation(...); connect(fixed3.flange, damper3.flange b) annotation(...); connect(fixed2.flange, damper2.flange b) annotation(...); connect(fixed1.flange, damper1.flange b) annotation(...); connect(damper8.flange a, inertia4.flange b) annotation(...); connect(damper8.flange b, inertia5.flange a) annotation(...); connect(damper7.flange a, inertia3.flange b) annotation(...); connect(damper7.flange b, inertia4.flange a) annotation(...); connect(inertia5.flange b, flange b) annotation(...); connect(spring4.flange b, inertia5.flange a) annotation(...); connect(damper4.flange a, inertia4.flange b) annotation(...); connect(inertia4.flange_a, spring3.flange_b) annotation(...); connect(spring3.flange b, inertia4.flange a) annotation(...); connect(inertia4.flange b, spring4.flange a) annotation(...); connect(flange b4, inertia4.flange b) annotation(...); connect(damper3.flange a, inertia3.flange b) annotation(...); connect(inertia3.flange a, spring2.flange b) annotation(...); connect(damper6.flange b, inertia3.flange a) annotation(...); connect(inertia3.flange b, spring3.flange a) annotation(...); connect(spring3.flange a, inertia3.flange b) annotation(...); connect(flange b3, inertia3.flange b) annotation(...); connect(damper2.flange a, inertia2.flange b) annotation(...);

```
connect(inertia2.flange_b, damper6.flange_a) annotation(...);
connect(inertia2.flange_b, spring2.flange_a) annotation(...);
connect(flange_b2, inertia2.flange_a) annotation(...);
connect(spring1.flange_b, inertia2.flange_a) annotation(...);
connect(damper5.flange_b, inertia2.flange_a) annotation(...);
connect(damper1.flange_a, inertia1.flange_b) annotation(...);
connect(spring1.flange_a, inertia1.flange_b) annotation(...);
connect(damper5.flange_a, inertia1.flange_b) annotation(...);
connect(damper5.flange_a, inertia1.flange_b) annotation(...);
connect(flange_b1, inertia1.flange_b) annotation(...);
connect(flange_b1, inertia1.flange_b) annotation(...);
```

Додаток Д.15.

```
model Transmission KRAZ PZM
  // Імпорт констант
  import pi = Modelica.Constants.pi;
  import g = Modelica.Constants.g n;
  import Units = Modelica.Siunits;
  // Підключення (розширення) зовнішніх даних або клас-моделей
  extends JC;
  extends D;
  // Характеристики парціальних систем трансмісії
  // Парціальні частоти, гЦ
  parameter Real w 12 L=
2*pi*sqrt(((1/inertia1.J+(1/J 5 M))+(1/inertia2.J))*(spring1.c));
 parameter Real w_23_L= 2*pi*sqrt((((1/inertia2.J)+(1/inertia3.J))*(spring2.c));
 parameter Real w_34_L= 2*pi*sqrt(((1/inertia3.J)+(1/inertia4.J))*(spring3.c));
 parameter Real w_45_L= 2*pi*sqrt((((1/inertial.J)+(1/J_1_K))*(spring4.c));
  //Коефіцієнти демпфірування
 parameter Real d 1 L(unit = "N.m.s/rad") = 2*delta dempdvz*c 1 L/(w 12 L*pi);
 parameter Real d_2_L(unit = "N.m.s/rad") = 2*delta_kp*c_2_7_L/(w_23_L*pi);
 parameter Real d_3_L(unit = "N.m.s/rad") = 2*delta_krv*c_3_L/(w_34_L*pi);
 parameter Real d 4 L(unit = "N.m.s/rad") = 2*delta krv*c 4 L/(w 45 L*pi);
 Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Spring spring1(c = c 1 L) annotation(...);
 Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Spring spring2(c = c 2 7 L) annotation(...);
 Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Spring spring3(c = c_3_L) annotation(...);
 Modelica.Mechanics.Rotational.Interfaces.Flange a flange a annotation(...);
 Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper1(d = d 1 L) annotation(...);
 Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper2(d = d 2 L) annotation(...);
 Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper3(d = d 3 L) annotation(...);
 Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertial(J = J 1 L, phi(displayUnit
= "rad", fixed = false), w(fixed = false)) annotation(...);
 Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertia2(J = J 2 7 L) annotation(...);
 Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertia3(J = J 3 7 L) annotation(...);
 Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Inertia inertia4(J = J 4 L) annotation(...);
 //Рівняння (зєднання компонент)
 Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Spring spring4(c = c 4 L) annotation(...);
Modelica.Mechanics.Rotational.Components.Damper damper4(d = d 4 L) annotation(...);
Modelica.Mechanics.Rotational.Interfaces.Flange b flange b annotation(...);
equation
 connect(damper4.flange b, flange b) annotation(...);
  connect(spring4.flange b, flange b) annotation(...);
  connect(damper4.flange a, inertia4.flange b) annotation(...);
  connect(inertia4.flange b, spring4.flange a) annotation(...);
  connect(damper3.flange_b, inertia4.flange_a) annotation(...);
  connect(spring3.flange_b, inertia4.flange_a) annotation(...);
  connect(damper2.flange b, inertia3.flange a) annotation(...);
  connect(spring2.flange b, inertia3.flange a) annotation(...);
  connect(damper3.flange a, inertia3.flange b) annotation(...);
  connect(inertia3.flange b, spring3.flange a) annotation(...);
  connect(damper1.flange b, inertia2.flange a) annotation(...);
  connect(damper2.flange a, inertia2.flange b) annotation(...);
  connect(inertia2.flange b, spring2.flange a) annotation(...);
```

| | <pre>connect(spring1.flange b, inertia2.flange a) annotation();</pre> |
|----|---|
| | <pre>connect(damper1.flange_a, inertia1.flange_b) annotation();</pre> |
| | <pre>connect(inertial.flange_b, springl.flange_a) annotation();</pre> |
| | <pre>connect(flange_a, inertial.flange_a) annotation();</pre> |
| | annotation(); |
| en | d Transmission_KRAZ_PZM; |
| | |

Додаток Д.16.

model PZM Modelica.Mechanics.Rotational.Sources.Torque torque5 annotation(...); Mo mol annotation (...); Transmission KRAZ PZM transmission KRAZ PZM1 annotation(...); Equipment equipment1 annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Sensors.TorqueSensor torqueSensor1 annotation(...); Engine engine1 annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Sources.Torque torque1 annotation(...); Mdv 1 mdv 11 annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Sources.Torque torque2 annotation(...); Mdv 2 mdv 21 annotation(...); Mdv 3 mdv 31 annotation(...); Mdv 4 mdv 41 annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Sources.Torque torque3 annotation(...); Modelica.Mechanics.Rotational.Sources.Torque torque4 annotation(...); equation connect(engine1.flange b4, torque4.flange) annotation(...); connect(mdv 41.y, torque4.tau) annotation(...); connect(engine1.flange b3, torque3.flange) annotation(...); connect(mdv 31.y, torque3.tau) annotation(...); connect(mdv 21.y, torque2.tau) annotation(...); connect(engine1.flange b2, torque2.flange) annotation(...); connect(mdv 11.y, torque1.tau) annotation(...); connect(engine1.flange b1, torque1.flange) annotation(...); connect(engine1.flange b, transmission KRAZ PZM1.flange a) annotation(...); connect(torqueSensor1.flange a, transmission KRAZ PZM1.flange b) annotation(...); connect(torqueSensor1.flange_b, equipment1.flange_a) annotation(...); connect(equipment1.flange b, torque5.flange) annotation(...); connect(mo1.y, torque5.tau) annotation(...); annotation(...); end PZM;

Додаток Е.1 Клас-запис D

```
record D
// Імпорт констант
  import pi = Modelica.Constants.pi;
  // Підключення (розширення) зовнішніх даних або клас-моделей
  extends Data;
  // Коєфіцієнти демпфірування двигуна
  parameter Real ksi_kv = 0.15 "коефіцієнт зовнішнього демпфірування 0.15…0.2";
parameter Real psi_kv = 0.01 "відносний коефіцієнт затухання (коефіцієнт апе-
ріодичності) для стального колінчастого валу 0.01...0.02 ";
  parameter Real delta kv = psi kv / 2 " psi kv / 2 логаріфмічний декремент ко-
ливань для стального колінчастого валу";
 parameter Real delta dempdvz = 0.03 "логаріфмічний декремент коливань для демпферу двз";
  // Коєфіцієнти демпфірування трансмісій
  parameter Real delta krv = 0.02 "логаріфмічний декремент коливань для кардан-
них передач 0.02-0.04";
  parameter Real delta kp = 0.065 "логаріфмічний декремент коливань для коробок
передач 0.065-0.135";
```

end D;

```
record JC
  import pi = Modelica.Constants.pi;
  //Параметри двигуна
  //Моменти інерції
  constant Real J 1 M(unit = "kg.m2") = 216е-3 "1 моторна маса";
  constant Real J<sup>2</sup> M(unit = "kg.m2") = 172е-3 "2 моторна маса";
  constant Real J 3 M(unit = "kg.m2") = 172е-3 "З моторна маса";
  constant Real J<sup>4</sup> M(unit = "kg.m2") = 216е-3 "4 моторна маса";
  constant Real J 5 M(unit = "kg.m2") = 3928е-3 "маховик";
  constant Real J_M(unit = "kg.m2") = J_1_M+J_2_M+J_3_M+J_4_M+J_5_М "двигуна";
  //Піддатливості
  constant Real e 12 M(unit = "rad/N.m") = 3.722e-7;
  constant Real e 23 M(unit = "rad/N.m") = 3.722e-7;
  constant Real e 34 M(unit = "rad/N.m") = 3.722e-7;
  constant Real e 45 M(unit = "rad/N.m") = 2.019e-7;
  constant Real c 12 M(unit = "N.m/rad") = 1/e 12 M;
  constant Real c 23 M(unit = "N.m/rad") = 1/e 23 M;
  constant Real c 34 M(unit = "N.m/rad") = 1/e 34 M;
  constant Real c 45 M(unit = "N.m/rad") = 1/e 45 M;
  //Параметри трансмісії
  // Моменти інерції
  parameter Real J 1 L(unit = "kg.m2") = 200е-3 "ведених деталей зчеплення";
  // коробка передач
  //ступиця демпферу зчеплення, первинний вал і частина коробки передач
  parameter Real J 2 1 L(unit = "kg.m2") = 190е-3 "1-ша передача";
  parameter Real J 2 2 L(unit = "kg.m2") = 190е-3 "2-ша передача";
 parameter Real J_2_3_L(unit = "kg.m2") = 190e-3 "2-ша передача";
parameter Real J_2_3_L(unit = "kg.m2") = 230e-3 "3-тя передача";
parameter Real J_2_4_L(unit = "kg.m2") = 190e-3 "4-та передача";
parameter Real J_2_5_L(unit = "kg.m2") = 160e-3 "5-та передача";
parameter Real J_2_6_L(unit = "kg.m2") = 160e-3 "6-та передача";
parameter Real J_2_7_L(unit = "kg.m2") = 170e-3 "7-ма передача";
parameter Real J_2_8_L(unit = "kg.m2") = 130e-3 "8-ма передача";
  //частина карданного валу і коробки передач
  parameter Real J_3_1_L(unit = "kg.m2") = 1760е-3 "1-ша передача";
parameter Real J_3_2_L(unit = "kg.m2") = 2170е-3 "2-ша передача";
parameter Real J_3_3_L(unit = "kg.m2") = 1010е-3 "3-тя передача";
  parameter Real J_3_4_L(unit = "kg.m2") = 1980е-3 "4-та передача";
parameter Real J_3_5_L(unit = "kg.m2") = 330е-3 "5-та передача";
  parameter Real J_3_6_L(unit = "kg.m2") = 290е-3 "6-та передача";
  parameter Real J_3_7_L(unit = "kg.m2") = 230e-3 "7-ма передача";
  parameter Real J_3_8_L(unit = "kg.m2") = 250e-3 "8-ма передача";
  //частина карданного валу і ведучої частини міжосьового диференціалу
  parameter Real J_4 (unit = "kg.m2") = 175e-3;
  //Крутильні жорсткості
  parameter Real c 1 L(unit = "N.m/rad") = 11.2e3 "демпфера зчеплення";
  //деталей і валів коробки передач
  parameter Real c 2 1 L(unit = "N.m/rad") = 4.19e3 "1-ша передача";
  parameter Real c_2_2_L(unit = "N.m/rad") = 5.7e3 "2-га передача";
  parameter Real c_2_3_L(unit = "N.m/rad") = 18.968e3 "3-тя передача";
  parameter Real c_2_4_L(unit = "N.m/rad") = 12.885e3 "4-та передача";
  parameter Real c_2_5_L(unit = "N.m/rad") = 7.739e3 "5-та передача";
  parameter Real c_2_6_L(unit = "N.m/rad") = 8.354e3 "6-та передача";
  parameter Real c_2_7_L(unit = "N.m/rad") = 43.611e3 "7-ма передача";
  parameter Real c 2 8 L(unit = "N.m/rad") = 15.969e3 "8-ма передача";
  // трансмісія
  parameter Real с 3 L(unit = "N.m/rad") = 115.98e3 "карданної передачі до міжо-
сьового диференціалу";
  parameter Real с 4 L(unit = "N.m/rad") = 20.43e3 "карданної передачі від міжо-
сьового диференціалу";
```

//Параметри ґрунторозробного робочого обладнання

// Моменти інерції parameter Real J 1 K(unit = "kg.m2") = 38.866е-3 "ведучих мас редуктора ВВП"; parameter Real J 2 K(unit = "kg.m2") = 14.654е-3 "ведених мас редуктора ВВП"; parameter Real J 3 K(unit = "kg.m2") = 46.602е-3 "частини карданної передачі"; parameter Real J 4 K(unit = "kg.m2") = 46.627е-3 "ведучих мас роздаточної коробки частини карданної передачі"; parameter Real J 5 K(unit = "kg.m2") = 62.356е-3"ведучих мас роздаточної коробки частини привода ланцюгового робочого органу"; parameter Real J 6 K(unit = "kg.m2") = 150.893е-3"ведених мас роздаточної коробки частини привода привода ланцюгового робочого органу"; parameter Real J 7 K(unit = "kg.m2") = 47.200е-3"частини карданної передачі"; parameter Real J 8 K(unit = "kg.m2") = 58.065е-3"ведучих мас редуктора частини карданної передачі"; parameter Real J 9 K(unit = "kg.m2") = 39.816е-3"ведучих мас редуктора "; parameter Real J 10 K (unit = "kg.m2") = 66.389е-3 "ведених мас редуктора та ланцюгового РО"; parameter Real J 11 K(unit = "kg.m2") = 71.962е-3"ведучих мас роздаточної коробки частини привода метальника"; parameter Real J 12 K(unit = "kg.m2") = 753.073е-3 "ведених мас роздаточної коробки частини привода метальника разом з метальником"; // Жорсткості parameter Real с 1 K(unit = "N.m/rad") = 44.294e3 "редуктора ВВП"; parameter Real с 2 K(unit = "N.m/rad") = 67.854e3 "вал карданний до роздаточної коробки"; parameter Real с 3 K(unit = "N.m/rad") = 41.099е3 "роздаточної коробки привода ланцюгового РО"; parameter Real с 4 K(unit = "N.m/rad") = 240.931e3"вал карданний до редуктора ланцюгового РО"; parameter Real с 5 K(unit = "N.m/rad") = 2.177е3 "редуктор привода та приводний вал ланцюгового РО"; parameter Real с 6 K(unit = "N.m/rad") = 22.857e3 "роздаточної коробки привода метальника"; // Параметри двомасової динамічної моделі // Моменти інерції parameter Real J_1(unit = "kg.m2") = 5112.891е-3 "мас двигуна та частини мас трансмісії базового шасі"; parameter Real J 2(unit = "kg.m2") = 1763.062е-3 "решта мас трансмісії базового шасі, мас робочого обладнання"; // Жорсткості parameter Real с 1(unit = "N.m/rad") = 4.601e3 "мобільної землерийної машини включно з приводом робочого обладнання"; // Парціальні частоти системи parameter Real w 12 = sqrt(c 1 * (J 1 + J 2) / J 1 / J 2); parameter Real p_12 = w_12/2/pi; parameter Real w 1 = sqrt(c 1 / J 2); parameter Real p 1 = w 1/2/pi; parameter Real[7] JROvec = {J 1 K, J 2 K+J 3 K, J 4 K+J 5 K+J 11 K,J 6 K+J 7 K, J 8 K+J 9 K, J 10 K, J 12 K}; parameter Real[7, 7] JROmatrix = diagonal (JROvec) "матриця інерції робочого обладнання"; parameter Real[7, 7] CROmatrix = [c 1 K, -c 1 K, 0., 0., 0., 0., 0.; 0., -c_1_K, $c_1_{K+c_2_{K}}$ -c 2 K, 0., 0.; 0., -c_2_K, c_2_K+c_3_K+c_6_K, -c_3_K, Ō., 0., 0., -c 6 K; <u> </u>., 0., -c_3_K, c_3_K+c_4_K, -c 4 K, 0., 0.; 0., 0., 0., $-c_4_K$, $c_4_K+c_5_K$, -c 5 K, 0.; Ū., -c_5_K, 0., 0., 0., c_5_K, 0.; 0., -c 6 K, 0., 0., 0., c_6 K 0.,] "матриця жорсткостей робочого обладнання"; parameter Real[15] Jvec = {J 1 M, J 2 M, J 3 M, J 4 M, J 5 M+J 1 L, J 2 7 L, J 3 7 L, J 4 L, J 1 K, J 2 K+J 3 K, J 4 K+J 5 K+J 11 K, J 6 K+J 7 K, J_8_K+J_9_K, J_10_K+J_gr_ro, J_12_K+J_gr_m}; parameter Real[15, 15] Jmatrix = diagonal(Jvec) "матриця інерції землерийної машини"; parameter Real[15, 15] Cmatrix =

end JC;