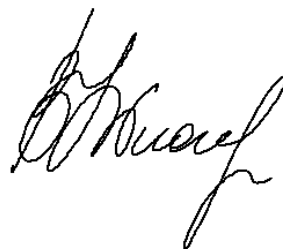


Міністерство освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

НІКОЛАЄНКО ВОЛОДИМИР АНАТОЛІЙОВИЧ



УДК 621.879.445

СТВОРЕННЯ МОБІЛЬНОЇ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ
ЗА ДИНАМІЧНОЮ НАВАНТАЖЕНІСТЮ

05.05.04 – машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт

13 – механічна інженерія

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2021

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано на кафедрі теоретичної та прикладної механіки Національного транспортного університету Міністерства освіти і науки України, м. Київ.

Науковий керівник:

кандидат технічних наук, доцент
Гончар Михайло Олександрович,
Національний транспортний університет,
професор кафедри теоретичної та прикладної
механіки.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Хмара Леонід Андрійович,
ДВНЗ «Придніпровська державна академія
будівництва та архітектури»,
завідувач кафедри будівельних і дорожніх машин;

кандидат технічних наук, доцент
Горбатюк Євген Володимирович,
Київський національний університет будівництва і
архітектури, доцент кафедри будівельних машин.

Захист відбудеться «11» травня 2021 року о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.01 у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна) та на сайті університету: <http://www.khadi.kharkov.ua/nauka/naukovo-doslidna-chastina/specializovani-vcheniradi/d-6405901.html>

Автореферат розісланий «07» квітня 2021 року.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради,
к.т.н., доцент



Р.В. Смолянук

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. 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 напрямку 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 ґрунтів та проекту спеціальної землерийної машини для її реалізації" (№ держреєстрації 0107U002324), "Проведення тензометричних випробувань машини ПЗМ-3-01" (№ держреєстрації 0117U001719).

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

Для досягнення поставленої мети необхідно було виконати наступні завдання:

- 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–трансмсія–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 (РО), що встановлює природу формування динамічного навантаження від сил опору на його приводному валу в залежності від конструктивних та кінематичних параметрів РО, 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;
- 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 співпадінні 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 [7, 12], 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 [8,13].

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», НТУ, 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 міжнародно-технічних 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.

Подяка. Автор висловлює свою подяку д.т.н., професору, завідувачу кафедри дорожніх машин НТУ В.Д. Мусійко та д.т.н., професору кафедри будівельних і дорожніх машин ХНАДУ Є.С. Венцелю за цінні поради, допомогу і підтримку у виконанні цієї роботи.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, показано її зв'язок з науковими програмами та темами, сформульовано мету, задачі та методи досліджень, викладено наукову новизну та практичне значення результатів, зазначено особистий внесок здобувача, наведено дані щодо апробації результатів дисертації, їх впровадження у виробництво та публікації.

У розділі 1 "Аналіз конструкцій та результатів досліджень екскаваторів безперервної дії поздовжнього копання за напрямом створення мобільних землерийних машин" проведено ретроспективний аналіз конструкцій екскаваторів безперервної дії та досліджень з визначення динамічних навантажень робочих органів та приводів цих машин.

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 металник. Робочі органи не потребують радикальних змін, оскільки інженерні рішення, що покладені в основу їх конструкції, відрізняються високою ефективністю та досконалістю на сьогоднішній день.

Дослідженню статичних та динамічних та навантажень землерийних машин вивчали Д.П. Волков, В.О. Черкасов, А.А. Вайнсон, З.Є. Гарбузов, А.М. Холодов. В результаті проведення робіт І.С. Цитовичем, Б.В. Альгіним, А.І. Грішкевичем внесено великий вклад в розгляд динаміки автомобілів. Роботи В.П. Терських, В.К. Чистякова, К.Г. Попика присвячені динаміці поршневих двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Роботи з динаміки двигунів, автомобілів і землерийних машин спирались на теоретичні дослідження Я.Г. Пановко, С.П. Тимошенко, С.М. Кожевникова, Є.І. Рівіна, Г.С. Маслова, Д.М. Решетова.

Робочі органи землерийних машин працюють в умовах явно виражених динамічних навантажень. Такі навантаження виникають внаслідок фізичних особливостей робочих органів та їх взаємодії з розроблюваним середовищем. Розрахунок зовнішніх сил, що формується на ріжучих елементах робочих органів, може бути виконано з використанням методик М.Г. Домбровського, З.Є. Гарбузова, В.О. Румянцева, А.М. Зеленіна, Ю.О. Ветрова, С.В. Кравця, Л.А. Хмари, В.Д. Мусійка, Л.Є. Подборського, О.В. Бикова.

У розділі 2 "Математичне моделювання формування зовнішніх навантажень машини" викладено методику визначення сил опору копання ґрунторозробного ланцюгового РО та рушійних сил ДВЗ землерийної машини безперервної дії.

Зовнішні навантаження зводяться до ланок зведення: ведучої зірочки – ланцюгового РО, колінчастого валу – важільних механізмів двигуна. Рух ланок зведення описується диференціальним рівнянням:

$$J_{3B} \cdot \varepsilon + \frac{dJ_{3B}}{d\varphi} \cdot \frac{\omega^2}{2} = M_{3B} \quad \text{або} \quad J_{3B} \cdot \varepsilon = M_{3B} + M_I, \quad (1)$$

де M_{3B} , J_{3B} – зведений момент сил та зведений момент інерції;

$$M_I = -\frac{dJ_{3B}}{d\varphi} \cdot \frac{\omega^2}{2} \quad \text{– за визначенням М.Є. Жуковського, момент від сил інерції в}$$

перманентному русі за постійної кутової швидкості, що враховує зміну зведеного моменту інерції ланок зведення.

Зведені моменти сил M_{3B} та інерції J_{3B} визначаються на основі розробленого методу кінематичного аналізу координат-планів. Кінематичні та динамічні параметри моделей важільних механізмів двигуна та ланцюгового РО є функціями узагальнених координат.

Узагальнена координата ланцюгового РО – кут повороту ведучої зірочки:

$$\varphi_{1i} = \varphi_{10} + m_{\omega} \cdot i \cdot \frac{L}{r_1 \cdot n}, \quad (2)$$

де i, n – порядковий номер положення та кількість положень РО;

r_1 – радіус ведучої зірочки;

φ_{10} – початкове положення ведучої зірочки;

m_{ω} – коефіцієнт, що враховує напрямок руху.

Модель ланцюгового РО складається з двох дуг та двох відрізків загальної довжини ланцюга L (рисунок 1). Координати i -того положення траєкторії руху ланцюга в прямокутній системі координат $x^I O_I y^I$ визначені в функціях узагальненої координати φ_{1i} .

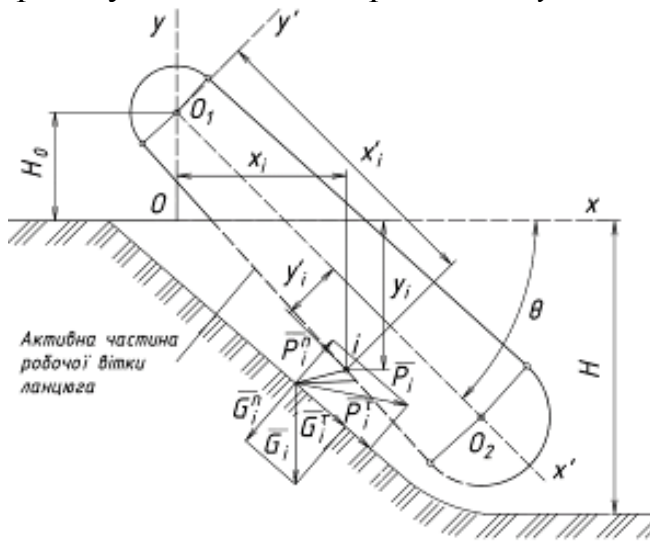


Рисунок 1 – Схема моделі ланцюгового робочого органу

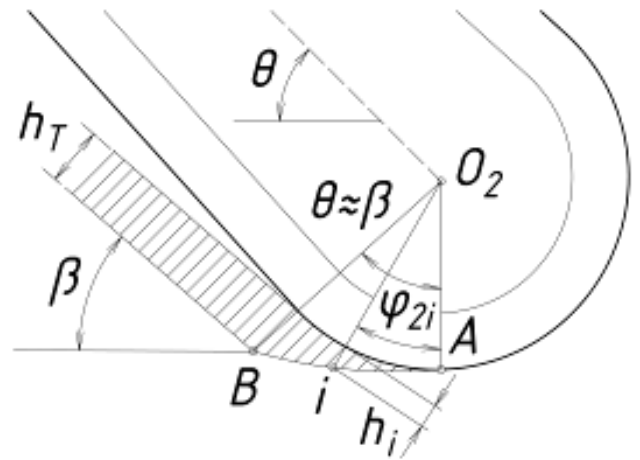


Рисунок 2 – Формування стружки, що зрізається одиночним різцем

Товщина стружки h_i (рисунок 2) в межах кроку розташування балок змінна, вона збільшується на криволінійній ділянці AB і в точці B досягає стійкого максимуму h_T . Сумарне значення товщини стружки Σh_i змінюється за пилкоподібним законом (рисунок 3).

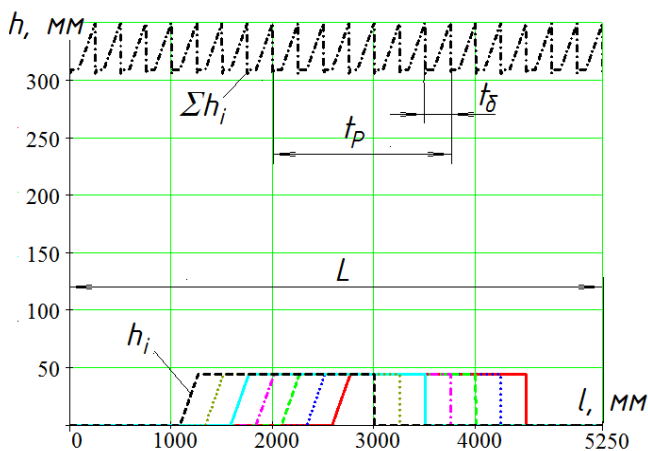


Рисунок 3 – Сумарна товщина стружки за лінійним переміщенням ланцюга

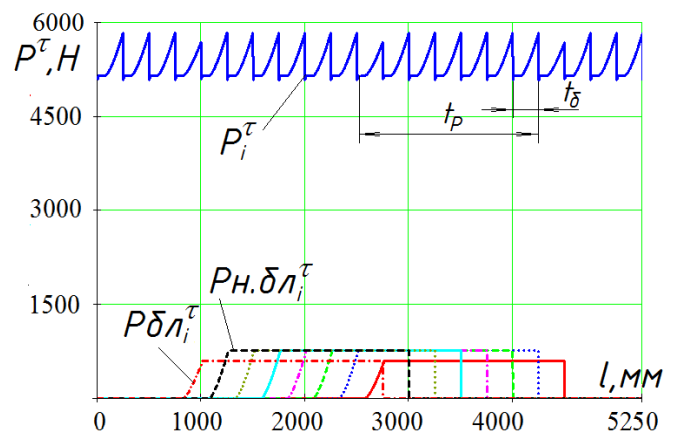


Рисунок 4 – Дотична складова сили різання за лінійним переміщенням ланцюга

Зведений момент сил опору на приводному валу M_{3Boi} , для i -го положення ланцюгового РО визначається за умови рівності його потужності та потужності сил різання P_i^r , ваги ґрунту G_{zp} та тертя F_{mpi} .

$$M_{3Boi} \cdot \omega_{10} \cdot \eta_L = P_i^r \cdot v_{li} \cdot \cos(\overline{P_i^r, v_{li}}) + G_{zp} \cdot v_{li} \cdot \cos(\overline{G_{zp}, v_{li}}) + F_{mpi} \cdot v_{li} \cdot \cos 180^\circ, \quad (3)$$

де ω_{10} – кутова швидкість приводної зірочки;

v_{li} – швидкість ланцюга;

η_L – ккд тягових ланцюгів;

$(\overline{G_{zp}, v_{li}})$, $(\overline{P_i^r, v_{li}})$ – напрямні кути між векторами дії сил ваги, різання ґрунту та вектором швидкості ланцюга.

Найбільший опір при роботі машини формує сила різання, що визначає її як основне джерело виникнення динамічних навантажень. Сила різання ґрунту, що діє на один різець для i -того положення траєкторії руху:

$$P_i^r = 9,81 \cdot C_{y\delta} \cdot h_i^{1,35} [1 + 0,1 \cdot b_p] \cdot \left(1 - \frac{90^\circ - \delta_p}{180^\circ}\right) \cdot e_n \cdot \mu_{bl}, \quad (4)$$

де $C_{y\delta}$ – число ударів щільноміра ДорНДІ;

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

b_p – ширина різця, см;

δ_p – кут різання;

e_n – коефіцієнт, що враховує кут γ_p загострення різця $e_n = f(\gamma_p)$;

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

Основні технологічні параметри, що визначають величину сили різання та зведеного моменту сил опору: кут нахилу рами ланцюгового РО θ ; співвідношення швидкостей v_m/v_L ; число ударів щільноміра ДорНДІ $C_{y\delta}$. При динамічному дослідженні момент сил опору представляється у вигляді гармонічного закону. Залежності амплітуд перших двох гармонік c_1 , c_2 зведеного момент сил опору РО від технологічних параметрів вказано на рисунку 5.

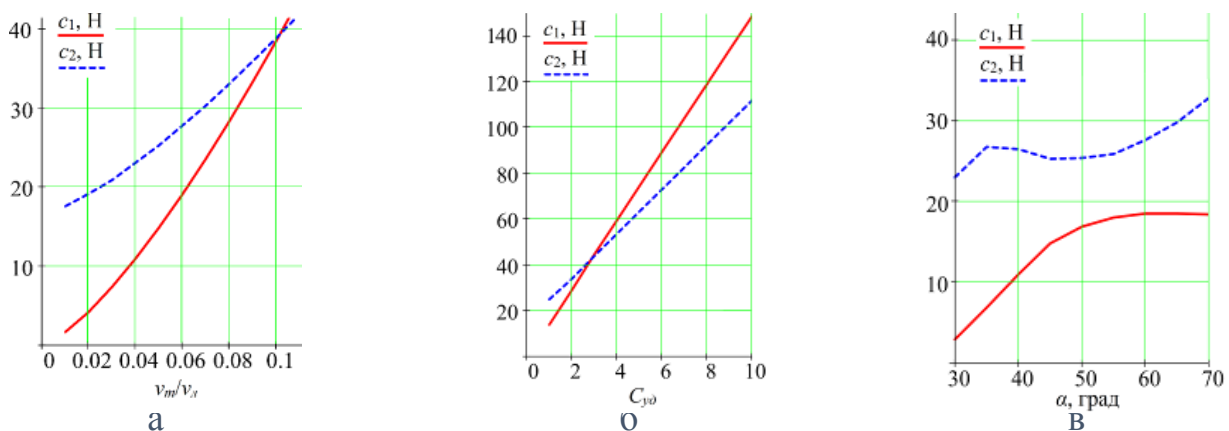


Рисунок 5 – Залежності амплітуд зведеного моменту сил M_{3Bo} : а – від співвідношення швидкостей машини v_m і ланцюга v_L ; $\theta = 45^\circ$; $C_{y\delta} = 1$; б – від числа ударів щільноміра ДорНДІ $C_{y\delta}$; $\theta = 45^\circ$; $v_m/v_L = 0,05$; в – від кута нахилу траєкторії руху робочої гілки ланцюга $\alpha = \theta + \delta$; $C_{y\delta} = 1$; $v_m/v_L = 0,05$

Момент від сил інерції в перманентному русі $M_{Io} = -\frac{dJ_{3Bo}}{d\varphi} \cdot \frac{\omega_{Io}^2}{2}$ визначається

масовими та кінематичними параметрами РО. Швидкість та прискорення ланцюга змінні і є періодичними функціями в межах кутового кроку зірочки (рисунок 6). За змінними кінематичними параметрами РО визначають періодичну функцію моменту M_{Io} . Зростання швидкості в поєднанні зі значною масою ланцюга призводить до зростання амплітуд моменту від сил інерції в перманентному русі M_{Io} та збільшенні частки цього моменту в загальному моменті сил опору: $M_{3Bo} + M_{Io}$, що приводить до зростання коефіцієнта динамічності РО (рисунок 7).

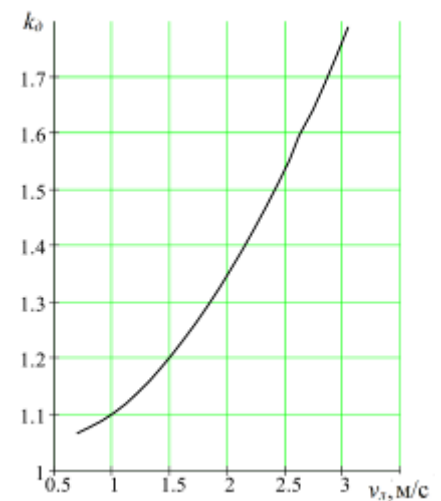
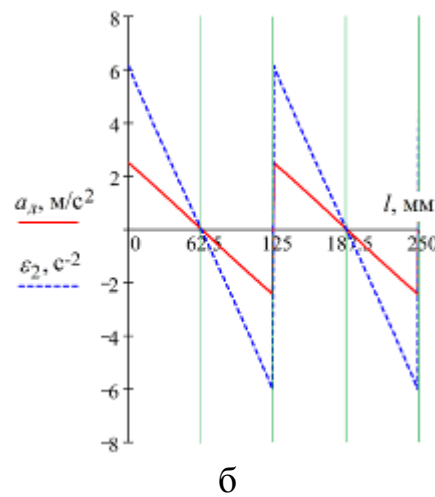
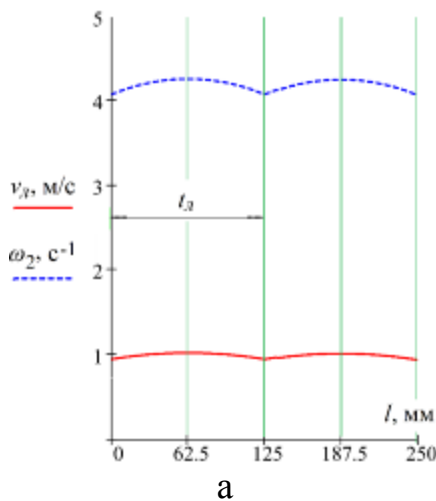


Рисунок 6 – Залежності кінематичних параметрів ланцюгового РО від переміщення ланцюга: а – швидкості ланцюга v_l та кутової швидкості натяжної зірочки ω_2 ; б – прискорення ланцюга a_l та кутового прискорення натяжної зірочки ϵ_2

Рисунок 7 – Залежність коефіцієнта динамічності РО від швидкості ланцюга

Землерийну машину оснащують двигунами 8ЧН 13/14 або 6ЧН 12,6/13. Динамічні схеми важільних механізмів двигунів представляються стержнями з зосередженими масами. (рисунок 8).

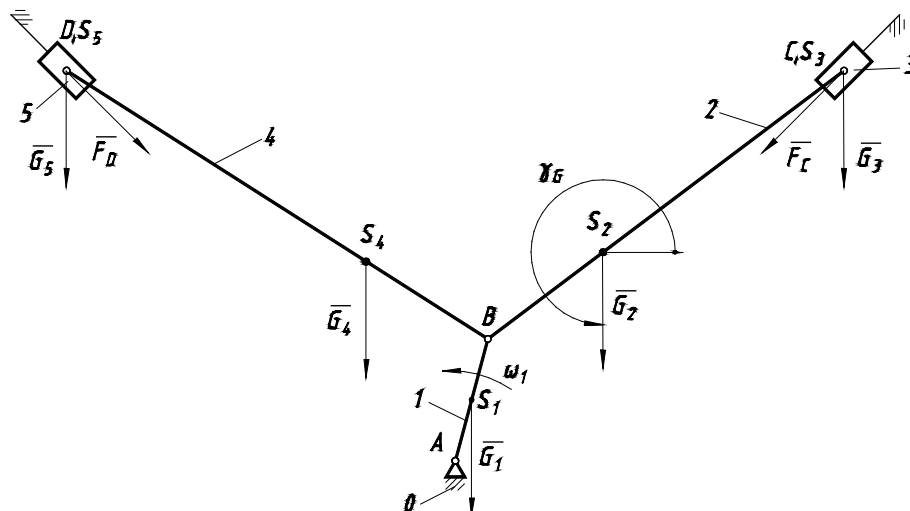


Рисунок 8 – Динамічна схема важільного механізму

Рух ланки зведення важільних механізмів (моторної маси) описується диференціальним рівнянням (1). Узагальнена координата важільних механізмів двигуна – кут повороту колінчастого валу визначається аналогічно рівнянню (2). Масові та силові параметри моторних мас у функції узагальненої координати, визначаються за аналітичним методом координат-планів:

- зведений момент інерції:

$$J_{3Bp\ i} = (m_1 v_{S1i}^2 + J_2 \omega_{2i}^2 + m_2 v_{S2i}^2 + m_3 v_{S3i}^2 + J_4 \omega_{4i}^2 + m_4 v_{S4i}^2 + m_5 v_{S5i}^2) / \omega_{1p}^2; \quad (5)$$

- похідна зведеного моменту інерції:

$$dJ_{3Bp\ i} = 2 \cdot (J_2 \omega_{2i} \varepsilon_{2i} + m_2 v_{S2i} a_{S2i} + m_3 v_{S3i} a_{S3i} + J_4 \omega_{4i} \varepsilon_{4i} + m_4 v_{S4i} a_{S4i} + m_5 v_{S5i} a_{S5i}) / \omega_{1p}^3; \quad (6)$$

- зведений момент сил:

$$M_{3Bp\ i} = (G_1 \cdot v_{S1i} \cdot \cos(\gamma_G - \alpha_{S1i}) + G_2 \cdot v_{S2i} \cdot \cos(\gamma_G - \alpha_{S2i}) + G_3 \cdot v_{S3i} \cdot \cos(\gamma_G - \alpha_{S3i}) + G_4 \cdot v_{S4i} \cdot \cos(\gamma_G - \alpha_{S4i}) + G_5 \cdot v_{S5i} \cdot \cos(\gamma_G - \alpha_{S5i}) + F_{Di} \cdot v_{Di} + F_{Ci} \cdot v_{Ci}) / \omega_{1p}; \quad (7)$$

де i – порядковий номер положення важільного механізму;

ω_{1p} – кутова швидкість колінчастого валу;

m_j та J_{Sj} – маси та моменти інерції j -тої ланки;

v_{Sji} та α_{Sji} – модулі векторів та напрямні кути швидкостей центрів мас j -тої ланки;

a_{Sji} та ε_{ji} – модулі векторів прискорень центрів мас та кутових прискорень j -тої ланки.

G_j та γ_G – модулі векторів та напрямні кути сил ваги j -тої ланки;

F_{Ci} , F_{Di} – сили тиску газів в циліндрі;

v_{Ci} , v_{Di} – модулі векторів швидкостей поршнів.

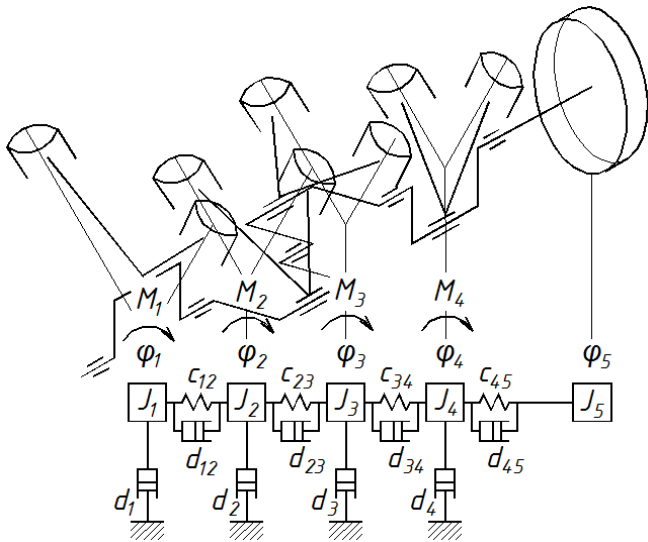


Рисунок 9 – Динамічна схема двигуна

Динамічні схеми двигунів (рисунок 9) складаються з безінерційного пружного валу та зосереджених моторних мас. Закон зміни моменту M_{3Bp} визначається за індикаторною діаграмою номінального режиму роботи двигунів. Амплітуди гармонік моменту M_{3Bp} приймаються однаковими для робочого діапазону обертів двигуна. Базові амплітуди гармонік закону моменту від сил інерції в перманентному русі

$$M_{Ip} = - \frac{dJ_{3Bp}}{d\varphi} \cdot \frac{\omega_{1p}^2}{2} \quad \text{приймаються за}$$

номінальних чисел обертів двигуна. Амплітуди гармонік на інших режимах роботи пропорційні квадрату швидкості обертання колінчастого валу двигуна.

В розділі 3 "Визначення динамічних навантажень в елементах приводу мобільної землерийної машини" проведено створення та дослідження динамічної моделі землерийної машини безперервної дії.

Для врахування найбільш важливих ступенів вільності динамічної схеми елементи ґрунторозробного робочого обладнання об'єднані навколо зубчастих коліс та муфт. Моменти інерції об'єднаних елементів визначено за тривимірними геометричними моделями деталей. Параметрами безмасових пружних елементів є еквівалентні крутильні піддатливості валів, з'єднань вал - ступиця, зубчастих передач та муфт.

Методом парціальних систем, послідовним зменшенням кількості ступенів вільності, вихідна 37-ми масова модель робочого обладнання замінена на 7-ми масову (рисунок 10). Обґрунтуванням еквівалентності є рівність нижчих частот коливань скороченої та вихідної моделі.

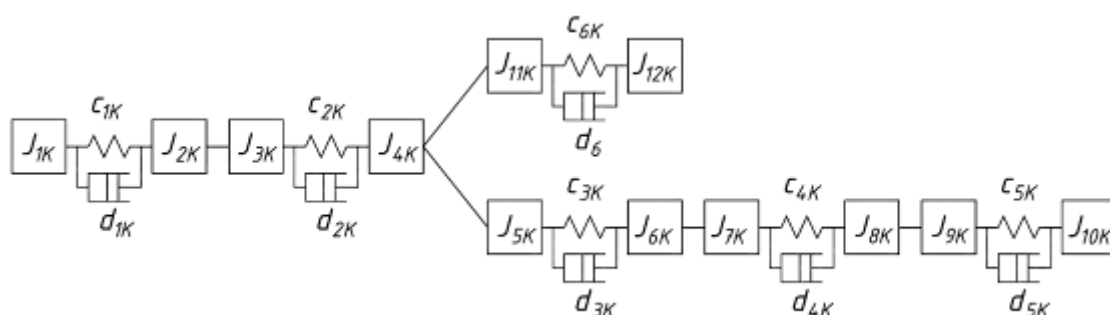


Рисунок 10 – Динамічна схема робочого обладнання землерийної машини

Рівняння руху елементів дискретної системи отримують, використовуючи рівняння Лагранжа II роду. Система диференціальних рівнянь власних коливань елементів динамічної схеми (рисунок 10) в матричній формі:

$$[J] \cdot \{\ddot{\varphi}\} + [c] \cdot \{\dot{\varphi}\} = \{0\} \text{ або } [I] \cdot \{\ddot{\varphi}\} + [H] \cdot \{\dot{\varphi}\} = \{0\}, \quad (8)$$

де $[J]$, $[c]$ – матриця інерцій та матриця жорсткостей;

$[I]$ – одинична матриця;

$[H] = [J^{-1}] \cdot [c]$ – динамічна матриця.

Множина гармонічних розв'язків рівняння (8) в матричному вигляді:

$$\{\varphi\} = \{A\} \cdot e^{ipt}, \quad (9)$$

де $\{A\}$ – стовпець постійних, амплітудних коефіцієнтів;

$i = \sqrt{-1}$ – уявна одиниця;

p – власна частота;

t – час.

Система (8) після перетворень набуває вигляду:

$$(-p^2 \cdot [I] + [H]) \cdot \{A\} = \{0\}. \quad (10)$$

Розрахунок власних частот p та амплітудних коефіцієнтів $\{A\}$ за матрицями інерції та жорсткості проводиться засобами мови програмування Modelica.

Математичну модель руху елементів дискретної системи також можна отримати на основі моделі, що будується з компонент бібліотеки мови програмування Modelica (рисунок 11). Така математична модель, що побудована на основі компонентної, є еквівалентною до моделі, представленій вище.

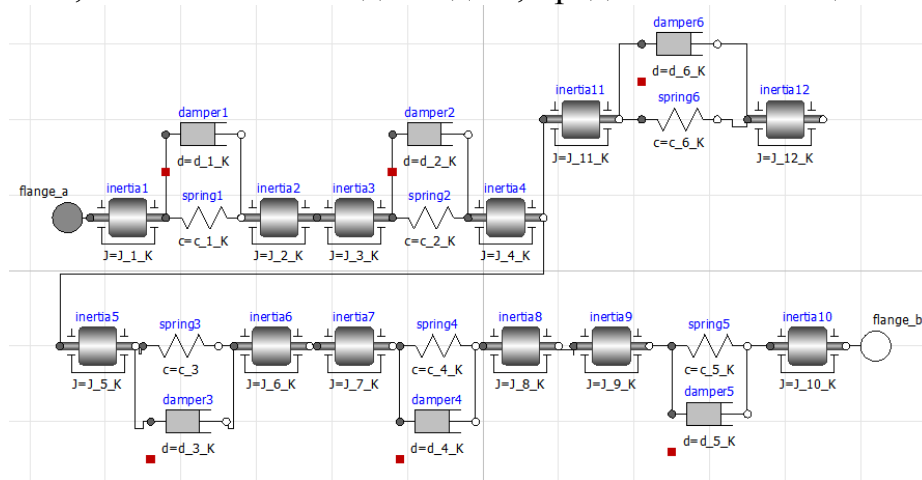


Рисунок 11 – Компонентна модель робочого обладнання мобільної землерийної машини (вид діаграм)

Динамічні схеми ґрунторозробного робочого обладнання та трансмісії базового тягача разом з динамічними схемами двигунів складають динамічну схему землерийної машини. Програми-компоненти нижнього рівня двигуна, трансмісії та ґрунторозробного обладнання об'єднані в компонентну модель землерийної машини (рисунок 12). Збурюючі моменти представлені моментами рушійних сил $M_P = M_{3Bp} + M_{Ip}$ та сил опору $M_{on} = M_{3Bo} + M_{Io}$.

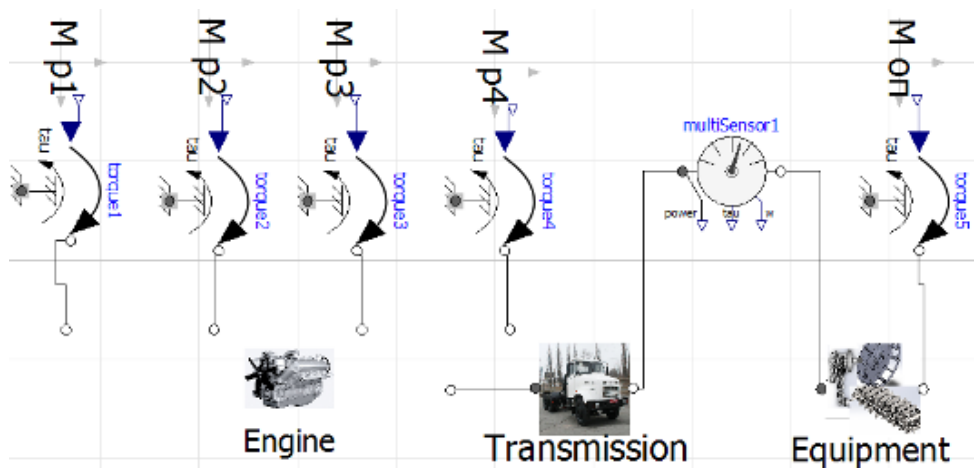


Рисунок 12 – Компонентна модель мобільної землерийної машини (вид діаграм)

Компонентний підхід в побудові моделі дозволяє оцінити різні стани механічної системи. Для системи «двигун-трансмісія базового шасі-ґрунторозробний робочий орган» стан механічної системи змінюється за різних параметрів компонент робочого обладнання та різних передач приводу.

Симуляція власних коливань компонентної моделі встановлює власні частоти крутильних коливань землерийної машини, нижча з яких для I-ої передачі 9,4 Гц та 8,5 Гц для II-ої передачі приводу РО. Оснащення машини двигуном 6ЧН 12,6/13 призводить до зміни власних частот: 10,2 Гц для I-ої передачі та 9,5 Гц для II-ої передачі приводу РО.

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 демпфера двигуна і карданних передач базового шасі. Зміна цих параметрів машини приводить до зміни першої власної частоти на 5 - 20%.

Форма коливань першої частоти має вузол між масами коробки передач, що може привести до втомного руйнування валів, з'єднань або зачеплень деталей коробки передач базового тягача. Виникнення такої форми можливе за частоти обертання валу двигуна 1640 хв^{-1} та швидкості ланцюга РО $v_{\text{Л}}=2,35 \text{ м/с}$ на першій швидкості робочого обладнання та 8-й передачі КПП базового шасі $i_{\text{кп}}=0,71$ (рисунок 13).

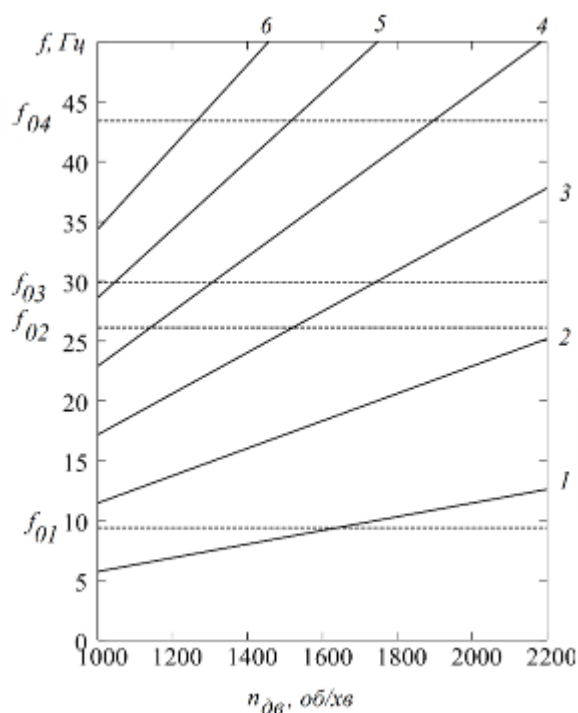


Рисунок 13 – Діаграма критичних швидкостей

Симуляція вимушених коливань під дією гармонічних складових моментів зовнішніх сил проводиться на різних обертах двигуна, в тому числі і на резонансних.

За результатами симуляції встановлюються значення коефіцієнту динамічності в силовій передачі землерийної машини на резонансному режимі $k_d=1,4$ на нерезонансному режимі $k_d=1,2$.

При стопорінні робочих органів землерийних машин виникають значні динамічні навантаження, які діють на деталі трансмісії і можуть призвести до руйнування машини. Попередній орієнтовний розрахунок таких навантажень виконують за спрощеними одно або двомасовими динамічними моделями.

Для більш детального і точного аналізу динамічних навантажень в елементах трансмісії землерийної машини необхідно розглянути рух елементів багатомасової моделі машини. Навантаженість елементів трансмісії оцінюється за коефіцієнтом динамічності, який залежить від кінематичних та пружно-інерційних параметрів машини. Зменшення динамічних навантажень можливо корегуванням параметрів жорсткості валів та моментів інерції махових мас а також введенням еластичних муфт та запобіжних фрикційних муфт з керуючим пристроєм.

В розділі 4 "Експериментальні дослідження" викладено методику та результати експериментальних тензометричних досліджень машини ПЗМ - 3 - 01, проведено порівняння результатів експериментальних та теоретичних досліджень.

У ході проведення польових тензометричних досліджень промислово-дослідного зразка машини визначено:

- величина крутного моменту та частота обертання валу приводу робочого обладнання;
- швидкість переміщення машини в холостому та робочому режимах роботи;
- тиск в гідросистемі робочого обладнання.

Гармонічний аналіз осцилограм крутного моменту на приводному валу робочого обладнання (рисунок 14) вказує на динамічний характер крутного моменту приводу робочого обладнання машини і дозволяє виділити сильні гармоніки моменту з частотою близькою 9 Гц.

Поява сильної гармоніки з частотою близькою 9 Гц відбувається на всіх режимах роботи машини за різних швидкостей обертання приводного валу. При роботі на першій передачі ця гармоніка підсилюється за частоти обертання валу двигуна 1450 та 1650 хв⁻¹. Підсилення цієї гармоніки супроводжується також і збільшенням коефіцієнту динамічності до 1,5.

Перевірка адекватності моделі проводиться за гіпотезою про рівність дисперсій за критерієм Фішера. 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. 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.

При візуальному співставленні сигналів (рисунок 15) спостерігається розбіжність в частоті сигналів. Порівнюючи АЧХ сигналів, можна стверджувати, що сигнали ідентичні, оскільки мають одну домінуючу гармоніку. Частота гармоніки - 10,1 Гц для коливального процесу експерименту та 9,4 Гц для симуляції моделі, розбіжності в частоті не перевищують 7%.

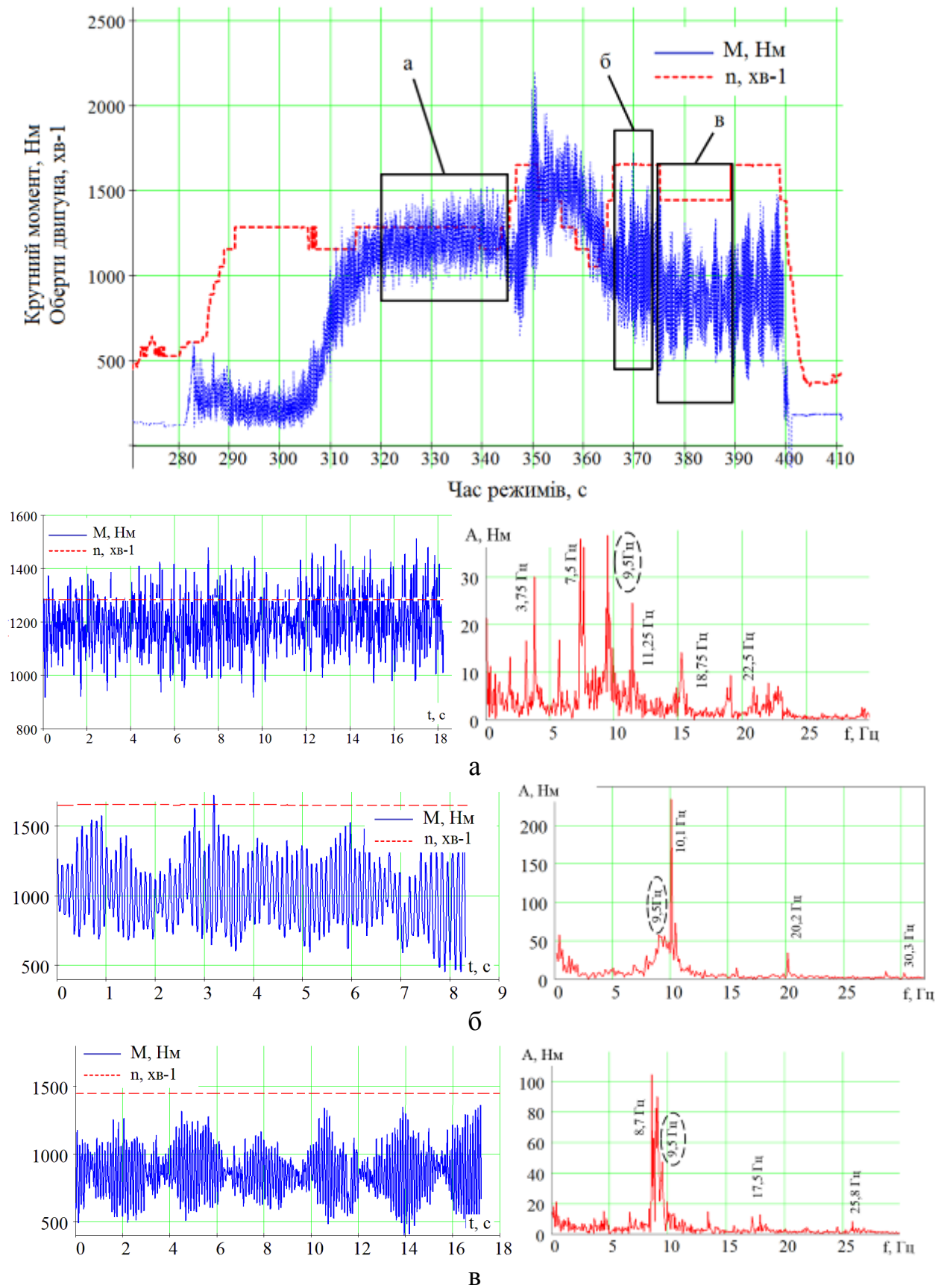


Рисунок 14 – Крутний момент на приводному валу робочого обладнання: а – оптимальний режим, $n_{\text{дв}}=1300$ хв⁻¹, $k_d=1,15$; б – резонанс, $n_{\text{дв}}=1650$ хв⁻¹, $k_d=1,45$; в – биття, $n_{\text{дв}}=1450$ хв⁻¹, $k_d=1,45$

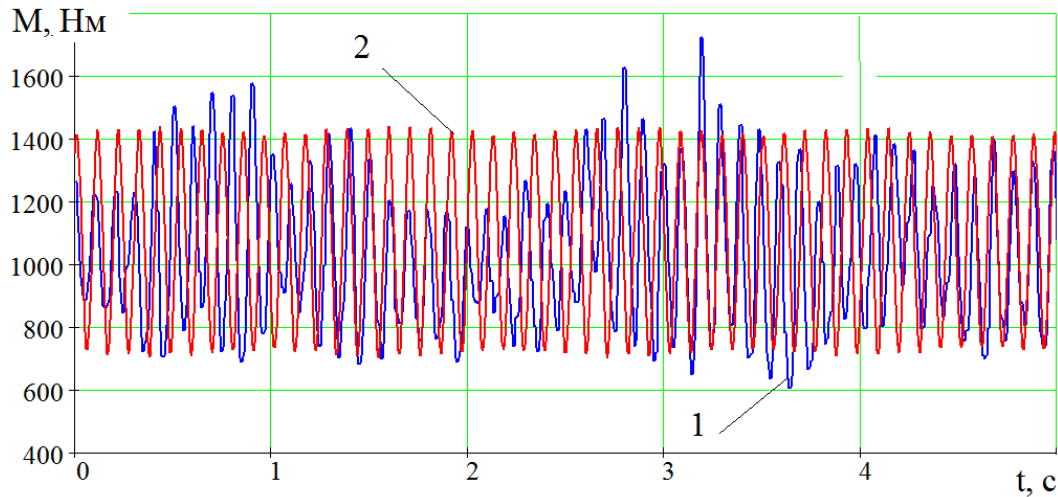


Рисунок 15 – Порівняння результатів симуляції та результатів тензометричних досліджень

Розрахунок економічної ефективності проводиться шляхом порівняння технологічних можливостей універсальних землерийних машин, що використовуються при спорудженні траншей та котлованів. Варіанти виконання машин: базова машина - ПЗМ 2; нова машина - мобільна землерийна машина безперервної дії. Економічний ефект від впровадження мобільної землерийної машини безперервної дії відбувається за рахунок зменшення собівартості розробки ґрунту та збільшення річної експлуатаційної продуктивності.

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 ґрунту ланцюгово-балковим РО, 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 ланцюгово-балковим робочим органом з кількістю зубців приводної зірочки $z_l=8$, кроку різців $t_p=1750$ мм та кроку балок $t_b=250$ мм, коефіцієнт динамічності навантаження на приводному валу РО дорівнює 1,2. Встановлено, що динамічні навантаження в приводі ланцюгово-балкового РО суттєво залежать від кінематичних параметрів. Критичними є швидкості ланцюга 2,5–3 м/с з коефіцієнтом динамічності $k_d=1,5–1,7$.

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 привести 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 крутильних моментів в меншій мірі проявляються на другій передачі приводу 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 спрацювання 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 металника $k_0=2,8-6,7$. 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.

6. 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 ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

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: journal 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 комбінованого 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 науково-технічний 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.

8. 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.

Матеріали конференцій та тези

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: КІНПАТРИ 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 науково-технічної конференції (м. Київ 23 - 25 жовтня 2019 р.)*. Київ: КНУБіА, 2019.

АНОТАЦІЯ

Ніколаєнко В.А. Створення мобільної землерийної машини безперервної дії за динамічною навантаженістю. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.04 – машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт. – Національний транспортний університет, Київ, 2021.

Дисертаційну роботу присвячено задачі створення мобільної землерийної машини безперервної дії, що включає в себе автомобільне базове шасі та робоче обладнання землерийної машини. Створено модель процесу розробки ґрунту 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. Удосконалено і адаптовано універсальний аналітичний метод координат-планів для кінематичного та динамічного розрахунку важільних механізмів поршневих двигунів. 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 навантажень в трансмісії приводу в режимі усталеного руху і режиму стопоріння робочих органів. Адекватність моделі підтверджена результатами експериментальних досліджень. Розроблені рекомендації по вибору параметрів двигуна, коробки передач базового шасі та оптимального швидкісного режиму роботи машини з мінімальними динамічними навантаженнями.

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

АННОТАЦИЯ

Николаенко В.А. Создание мобильной землеройной машины непрерывного действия по динамическому нагружению. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.04 – машины для земляных, дорожных и лесотехнических работ. – Национальный транспортный университет, Киев, 2021.

Диссертационная работа посвящена задаче создания мобильной землеройной машины непрерывного действия, которая включает в себя автомобильное базовое шасси и рабочее оборудование землеройной машины. Создана модель процесса разработки грунта балочно-цепным рабочим органом, которая позволяет определять динамические нагрузки на приводном валу рабочего органа по конструктивным и кинематическим параметрам рабочего органа, физико-механическим свойствам грунтов. Усовершенствован и адаптирован универсальный аналитический метод координат планов для кинематического и динамического расчета рычажных механизмов поршневых двигателей. Создана модель и методика инженерного расчета крутильных колебаний в приводе мобильной землеройной машины непрерывного действия с использованием программного комплекса OpenModelica. Модель предназначена для определения динамических нагрузок в трансмиссии привода в режиме установившегося движения и режима стопорения рабочих органов. Адекватность модели подтверждена результатами экспериментальных исследований. Разработаны рекомендации по выбору параметров двигателя, коробки передач базового шасси и оптимального скоростного режима работы машины с минимальными динамическими нагрузками.

Ключевые слова: землеройная машина непрерывного действия, цепной рабочий орган, динамические нагрузки, динамическая модель, крутильные колебания.

ABSTRACT

Nikolaienko V.A. The mobile continuous action earth-moving machine creation on the dynamic load. – Manuscript.

Engineering science Ph.D. thesis, specialty 05.05.04 –Excavation, road and forestry engineering work machines. – National Transport University, 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.

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. 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.

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.

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 machine parameters change such as the engine mass, the machine unloading device mass, the engine damper stiffness, base chassis cardan gears stiffness leads to the first natural frequency change by 5 - 20%. 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 results of the thesis scientific research were implemented in the work of Kryukov Railway Car Building Works and Kremenichug Automobile Plant, as well as in the educational process. 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.