

## ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ МОБІЛЬНОЇ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ З ЛАНЦЮГОВО-БАЛКОВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

*Гончар М.О.*, кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, gmo48@ukr.net, orcid.org/0000-0002-5288-6486.

*Високович Є.В.*, кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, vysokovych@gmail.com orcid.org/0000-0002-6522-4537

*Ніколаєнко В.А.*, Національний транспортний університет, Київ, Україна, vanikolaienko@ukr.net, orcid.org/0000-0003-3983-0434.

## THE DYNAMIC MODEL OF MOBILE CONTINUOUS EARTH-MOVING MACHINE WITH A CHAINE-TYPE TRENCHING EQUIPMENT

*Honchar M.*, Candidate of Technical Sciences, National Transport University, Kyiv, Ukraine, gmo48@ukr.net, orcid.org/0000-0002-5288-6486.

*Vysokovych E.*, Candidate of Technical Sciences, National Transport University, Kyiv, Ukraine, vysokovych@gmail.com orcid.org/0000-0002-6522-4537

*Nikolaienko V.*, National Transport University, Kyiv, Ukraine vanikolaienko@ukr.net, ORCID.ORG/0000-0003-3983-0434.

## ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МОБИЛЬНОЙ ЗЕМЛЕРИЙНОЙ МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ С БАЛКОВО-ЦЕПНЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

*Гончар М.О.*, кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, gmo48@ukr.net, orcid.org/0000-0002-5288-6486.

*Высокович В.Е.*, кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, vysokovych@gmail.com orcid.org/0000-0002-6522-4537

*Николаенко В.А.*, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, vanikolaienko@ukr.net, orcid.org/0000-0003-3983-0434.

**Постановка проблеми та її актуальність.** Державна цільова програма розвитку озброєння та військової техніки до 2020 року, що затверджена Указом Президента України від 22 березня 2017 року, за напрямом розвитку засобів інженерного озброєння ставить задачі модернізації існуючих та створення нових інженерних машин, що мають працювати в екстремальних умовах. Основні вимоги щодо створення землерийних машин: 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. В порядку реалізації цієї програми створюється землерийна машина на базі вітчизняного серійного автомобіля-шасі підвищеної прохідності КрАЗ-5233НЕ. Вказаний автомобіль використовується для монтажу установок промислового призначення, а також спеціальних надбудов з технологічним обладнанням.

Створення нових надійних зразків мобільних землерийних машин безперервної дії, що використовуються для виконання фортифікаційних робіт по спорудженню траншей та котлованів, неможливе без проведення детального аналізу їх динамічної навантаженості.

**Аналіз результатів останніх досліджень і публікацій.** На сьогоднішній день відсутня практика створення землерийних машин безперервної дії на базі шасі серійного автомобіля. Відоме поодиноким використанням шасі автомобілів в якості бази для одноківшевих екскаваторів, а також випуск на базі автомобіля бурильно-кранових машин [1]. Для останніх спостерігається тенденція по переходу на гідравлічний привод обертання бура, що зменшує динамічні навантаження двигуна та трансмісії автомобіля, збільшуючи їх ресурс.

Питання поєднання шасі автомобіля та ґрунторозробного робочого обладнання повинно вирішуватись зі збереженням основних експлуатаційних характеристик землерийної машини: продуктивності та надійності. Недостатня надійність створюваної землерийної машини на базі автомобіля може визначатися не стільки якістю її виготовлення, як режимом її навантаження, що

формується на ґрунторозробному робочому органі. Землерийні машини безперервної дії, що обладнані ланцюговим робочим органом, працюють зі значними динамічними навантаженнями, які викликані конструкцією робочого органу [2], пружньо-інерційними властивостями привода та характером зовнішнього навантаження.

Типовими задачами динаміки механічних трансмісій автомобілів є визначення параметрів коливань, що виникають в результаті взаємодії приводних коліс з опорною поверхнею дороги та в результаті взаємодії трансмісії з гармонічними складовими крутного моменту двигуна [4]. Розрахунковими коливальними процесами в трансмісії автомобіля є: низькочастотні до - 20 Гц від дії нерівностей мікропрофілю; високочастотні коливання в діапазоні 20-250 Гц від двигуна та перехідні, що виникають під час зрушення з місця, пробуксовування ведучих коліс та переключення передач. Стендові випробування трансмісії автомобілів проходять при навантаженні постійним максимальним крутним моментом, доля якого за умов експлуатації близько 10%. В цей час трансмісії землерийних машин проходять спеціальні випробування, в тому числі випробування з моделюванням крутильних коливань, які збудовуються спеціальним механізмом [3].

**Мета дослідження.** Визначення резонансних частот мобільної землерийної машини безперервної дії з ланцюгово-балковим робочим органом за допомогою створеної її динамічної моделі.

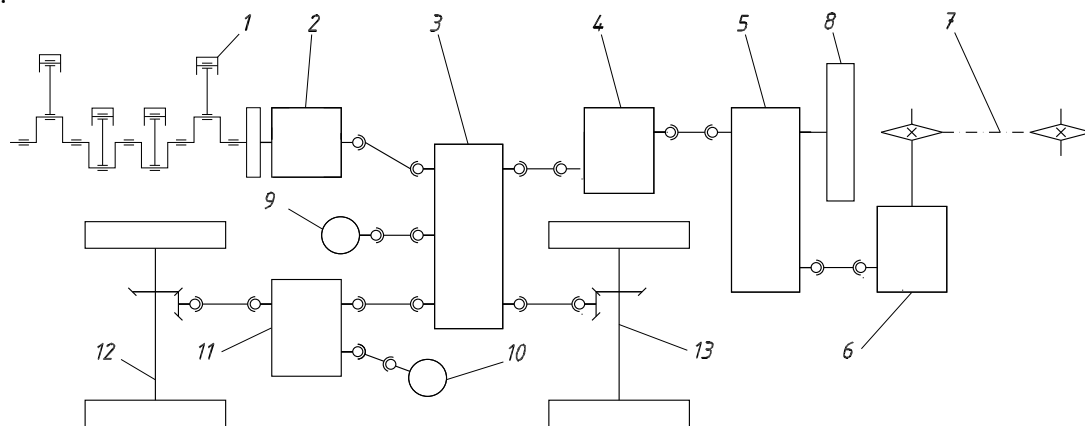


Рисунок 1 – Принципова схема землерийної машини  
Figure 1. – The earth-moving machine typical layout

**Основна частина.** Землерийна машина безперервної дії, що створюється, призначена для відривання траншей та котлованів під час фортифікаційного обладнання позицій військових підрозділів.

До складу землерийної машини, рис. 1., входять: двигун 1, коробка передач 2, міжосьовий диференціал 3, карданні передачі, проміжний редуктор - опора 11 та ведучі мости 12 і 13. Міжосьовий диференціал 3, окрім функцій по розділенню потужності, відключає силовий потік від ведучих мостів і направляє його левову частину на привод ґрунторозробного робочого органу та привід гідронасоса 9 ходозменшувача. Від гідроходозменшувача (насос 9-гідромотор 10) через проміжний редуктор – опору 11 в режимі копання ґрунту забезпечується привод коліс ведучих мостів шасі. Ґрунторозробне робоче обладнання, що приводиться безпосередньо від двигуна 1 через роздаточну коробку 3, складається з ланцюгового робочого органу 7, металника 8, двох редукторів 4, 6, та роздаточної коробки 5.

Більшість землерийних машин безперервної дії створені на базі спеціальних пневмоколісних, або гусеничних шасі. Дослідження показали наявність значних динамічних навантажень в трансмісіях таких машин [1]. Міцність та довговічність складових елементів трансмісії визначаються з урахуванням коефіцієнту динамічності або за амплітудно-частотними характеристиками (АЧХ) динамічних навантажень. Основними джерелами навантажень є періодично змінні рушійні сили двигуна та змінні сили опору. Рушійні сили формуються періодичними імпульсами, які отримують поршні двигуна внаслідок згоряння паливно-повітряної суміші. Змінні сили копання ґрунту визначають динамічне навантаження сил опору. В таблиці 1 наведено вірогідні діапазони частот коливань періодичних складових зовнішніх моментів, що діють на елементи привода робочого обладнання землерийної машини.

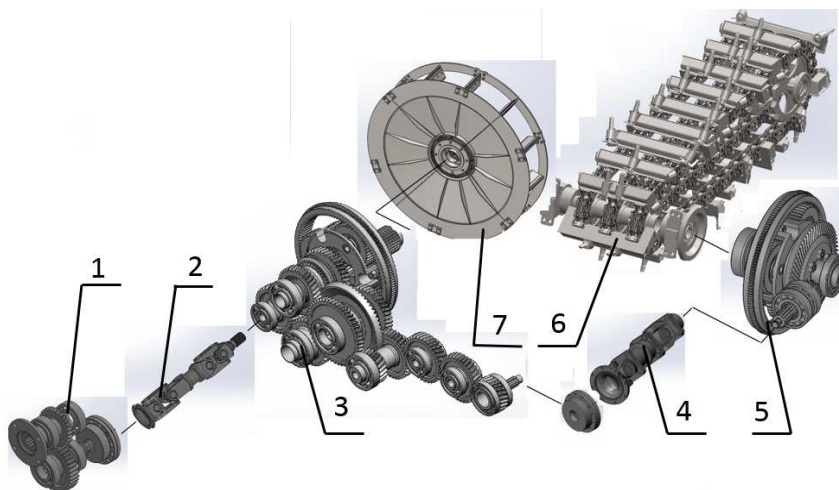
Таблиця 1 – Діапазони частот коливань періодичних складових зовнішніх моментів, що діють на елементи привода робочого органу землерийної машини

Table 1 – Oscillation frequencies ranges of the external moments periodic components that have effect onto the earth-moving machine working member actuator elements

Діапазон частот коливань навантаження, Гц	Фактори, що їх викликають
9...210	Періодична зміна крутного моменту двигуна
4,5...10	Змінний момент сил опору на робочому органі
9...20	Зубці приводної зірочки ланцюгового робочого органу
2...4	Статична неврівноваженість металника
22...44	Лопатки металника

Робоче обладнання землерийної машини складається власне з ланцюгово-балкового робочого органу, металника та приводу з системою механічних передач і валів з розподіленими інерційними та пружними елементами. Без спотворення основних закономірностей динамічних явищ в приводі таку систему можна замінити моделлю, що складається з дискретних елементів, а саме: зосереджених мас з відповідними моментами інерції та пружних безмасових елементів.

Власні моменти інерції деталей агрегатів ґрунторозробного робочого органу визначались за тривимірними геометричними моделями (див. рис. 2). Вбудовані функції CAD програм дозволяють визначати моменти інерції деталей на основі геометрії і густини матеріалу. Коефіцієнти жорсткостей деталей визначаються за відомими розрахунковими формулами [5,8]. Окремо визначаються піддатливості з'єднань та зубчастих передач.



1 - редуктор валу відбору потужності (ВВП), 2,4-вал карданний, 3- коробка роздаточна, 5- редуктор, 6- ланцюговий робочий орган, 7- металник.

1 - reducer, 2,4 - cardan shaft, 3 – transfer gear case, 5 - reducer, 6 - digging chain, 7 rotary thrower.

Рисунок 2 – Ґрунторозробне робоче обладнання землерийної машини

Figure 2 – The earth-moving machine equipment

Побудова динамічної та математичної моделей дискретної динамічної системи виконано засобами мови програмування Modelica [6] – вільно розповсюдженого програмного комплексу, що базується на використанні об'єктно-орієнтованої мови програмування, симуляції, оптимізації та аналізу складних динамічних систем.

Динамічна модель робочого обладнання створена з компонентів, які в режимі симуляції відтворюють рух елементів механічної системи. Основними елементами моделі є блоки бібліотеки стандартних компонент:

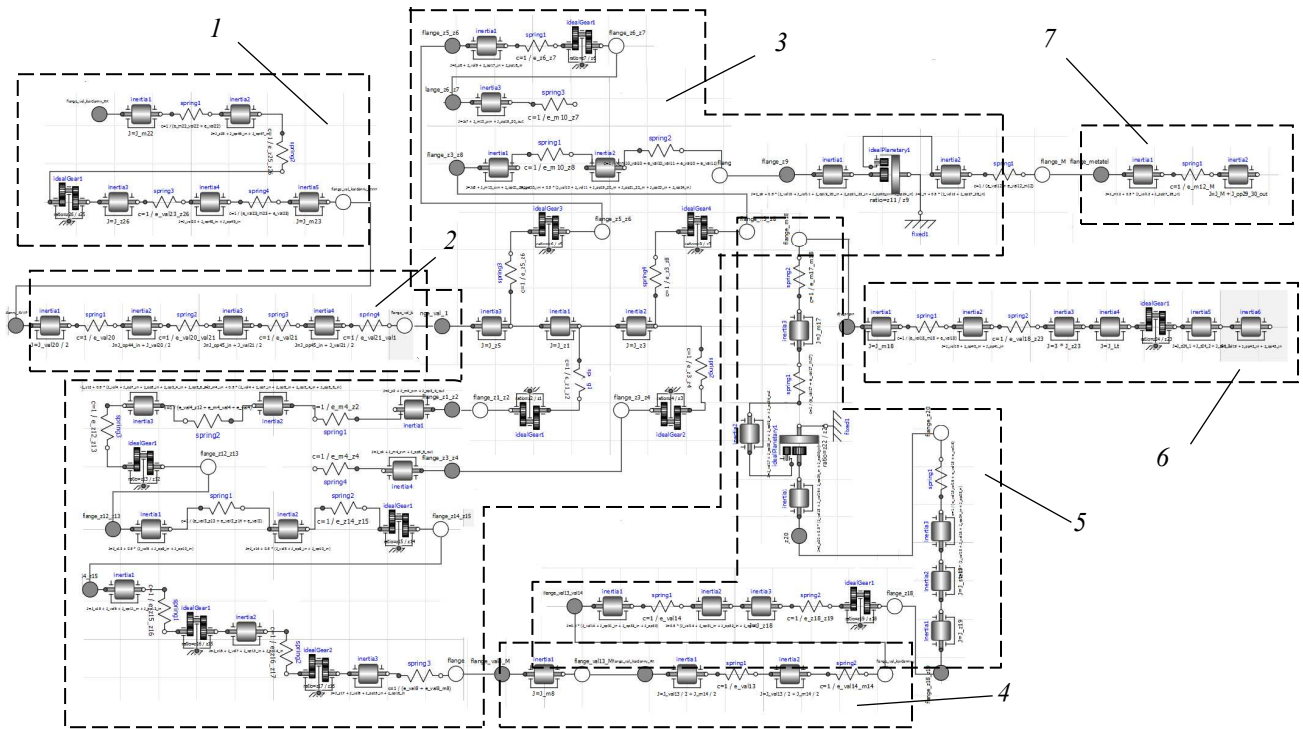
inertia - момент інерції, з параметрами власних моментів інерції зубчастих коліс, муфт, валів, рухомих частин опор;

spring – пружина, з параметрами власних крутильних жорсткостей валів, шліцевих з'єднань та зубчастих передач;

idealGear – зубчата передача, з параметрами передаточного відношення.

Кожен компонент динамічної моделі має опис у вигляді алгебраїчних та/або диференціальних рівнянь, що встановлюють кінематичні та силові залежності. Побудована компонентна модель є системою диференціальних рівнянь, що описують рух елементів в функції реального часу.

Перевагами Modelica є вільний доступ, близькість схематичного представлення компонентної динамічної моделі та динамічної схеми (див. рис. 4, а, б), відкриті коди компонент програми, просте формування динамічних матриць за допомогою методів лінійної алгебри.



Коливальні контури: 1 - редуктор валу ВВП, 2,4-вал карданний, 3- коробка роздаточна, 5- редуктор, 6- ланцюговий робочий орган, 7- металник.

The oscillating circuits: 1 - reducer, 2,4 - cardan shaft, 3 - transfer gear case, 5 - reducer, 6 - digging chain, 7 - rotary thrower.

Рисунок 3 – Схематичне представлення компонентної динамічної моделі землерийного робочого обладнання

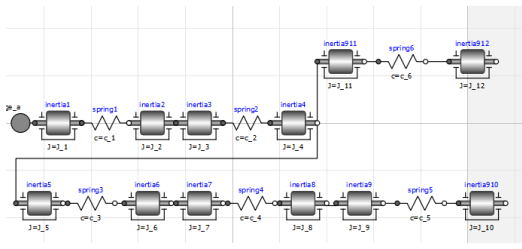
Figure 3 – Component dynamic model of the earth-moving working equipment schematic

Методом парціальних частот [8] кількість інерційних елементів динамічної моделі землерийного робочого обладнання скорочена до 7-ми (див. рис. 4, б).

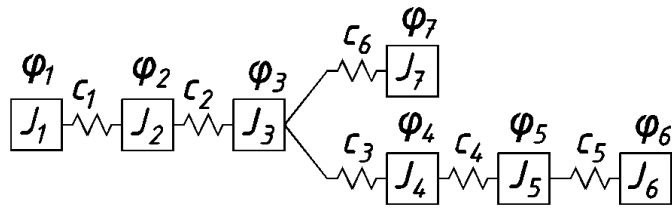
Зведені моменти інерції зосереджених мас скороченої динамічної моделі:

$J_1$  - ведучих мас редуктора ВВП;  $J_2$  - ведених мас редуктора ВВП та частини карданної передачі;  $J_3$  – ведучих мас роздаточної коробки та частини карданної передачі;  $J_4$  - ведених мас роздаточної коробки привода ланцюгового робочого органу та частини карданної передачі;  $J_5$  - ведучих мас редуктора та частини карданної передачі;  $J_6$  - ведених мас редуктора та ланцюгового РО;  $J_7$  - ведених мас роздаточної коробки привода металника разом з металником.

Зведені жорсткості скороченої динамічної моделі:  $c_1$  - валів та з'єднань редуктора ВВП;  $c_2$  - валу карданного до роздаточної коробки;  $c_3$  - валів та з'єднань роздаточної коробки привода ланцюгового РО;  $c_4$  - валу карданного до редуктора ланцюгового РО;  $c_5$  - валів та з'єднань редуктора та турасного валу ланцюгового РО;  $c_6$  - валів та з'єднань роздаточної коробки привода металника.



а



б

Рисунок 4а – Схематичне представлення скороченої компонентної динамічної моделі землерийного робочого обладнання

Рисунок 4б – Скорочена динамічна схема землерийного робочого обладнання

Figure 4a – Reduced component dynamic model reduced of the earth-moving working equipment schematic

Figure 4b – The earth-moving equipment reduced dynamic layout

Диференціальні рівняння руху еквівалентної системи робочого обладнання (див. рис. 4, б):

$$\begin{aligned}
 J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + c_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0, \\
 J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - c_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + c_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0, \\
 J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 - c_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + c_3 \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) &= 0, \\
 J_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 - c_3 \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + c_4 \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) &= 0, \\
 J_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 - c_4 \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) + c_5 \cdot (\varphi_5 - \varphi_6) &= 0, \\
 J_6 \cdot \ddot{\varphi}_6 - c_5 \cdot (\varphi_5 - \varphi_6) &= 0, \\
 J_7 \cdot \ddot{\varphi}_7 - c_6 \cdot (\varphi_6 - \varphi_7) &= 0.
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Матричне представлення диференціальних рівнянь:

$$[J] \cdot \{\ddot{\varphi}\} + [c] \cdot \{\varphi\} = \{0\},
 \tag{2}$$

де  $[J]$  – матриця інерції;  
 $[c]$  – матриця жорсткості;  
 $\{\varphi\}$  – вектор-стовпець узагальнених координат.

Після перетворень система (2) набуває виду:

$$[L] \cdot \{\ddot{\varphi}\} + [H] \cdot \{\varphi\} = \{0\},
 \tag{3}$$

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

Множина гармонічних розв'язків рівняння (3) в матричному вигляді:

$$\{\varphi\} = \{\beta\} \cdot e^{-ipt},
 \tag{4}$$

де  $\{\beta\}$  – стовбець постійних, амплітудних коефіцієнтів;  
 $i = \sqrt{-1}$  – уявна одиниця;  
 $p$  – частота;  
 $t$  – час.

Підставивши (4) в (3) та розділивши обидві частини на  $e^{-ipt}$ , отримаємо:

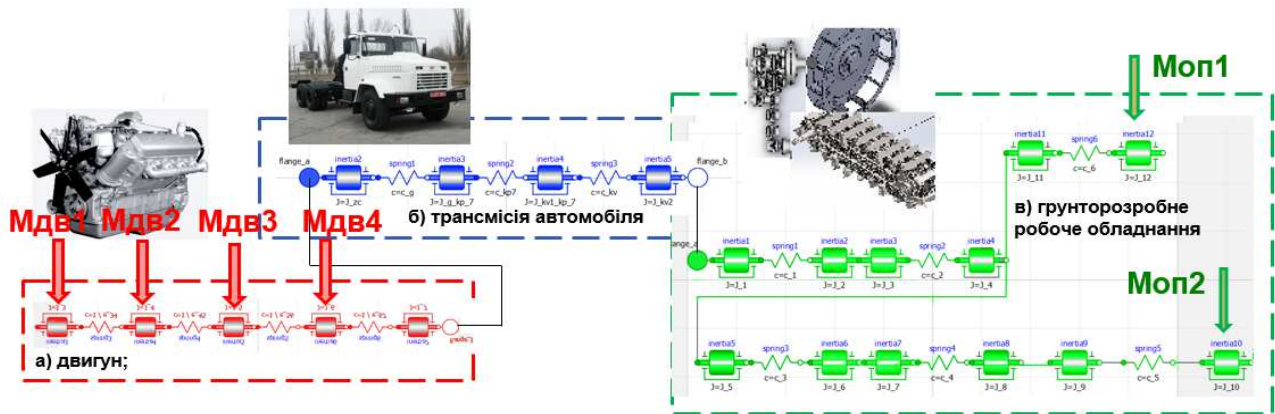
$$(-p^2 \cdot [L] + [H]) \cdot \{\beta\} = 0.
 \tag{5}$$

Формування системи диференціальних рівнянь (1), динамічних матриць (3) та розв’язок системи рівнянь (5) здійснюється засобами Modelica. Результати розв’язків подано в таблиці 2. Характеристиками еквівалентності динамічних моделей, представлених на рис. 3 та рис. 4, є відповідність перших нижчих власних частот, що наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Власні частоти землерийного робочого обладнання  
Table 2 – The earth-moving working equipment natural frequencies

Динамічна модель	Власні частоти форм коливань, Гц									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Оригінальна (рис.3)	23	31,9	76,9	143,5	229,3	269,3	343,8	359,2	435,3	467,7
Скорочена (рис. 4 б)	21	30	81,4	147,6	257,3	308,3	-	-	-	-

Схематичне представлення компонентної динамічної моделі землерийної машини, до складу якої входить силова установка, трансмісія базового шасі та землерийне робоче обладнання, показано на рисунку 5. Розв’язок системи диференціальних рівнянь, які описують рух елементів цієї моделі, у вигляді нижніх частот власних коливань подано у таблиці 3.



а – двигун; б – трансмісія автомобіля; в – ґрунторозробне робоче обладнання  
a – engine; б – vehicle’s transmission; в – earth-moving equipment

Рисунок 5 – Компонентна динамічна модель землерийної машини  
Figure 5 – The earth-moving machine’s componential dynamic schematic

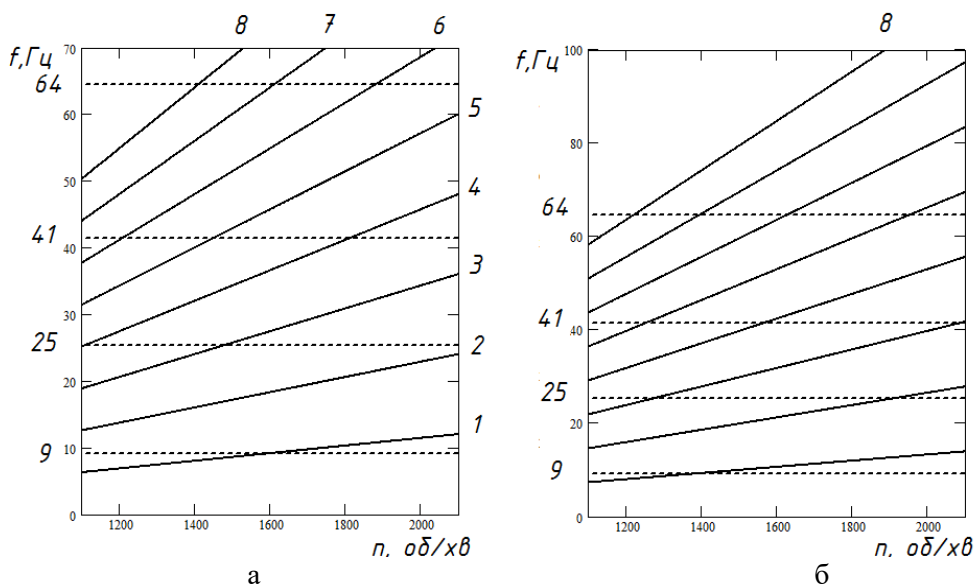
Таблиця 3. – Власні частоти землерийної машини  
Table 3. – The earth-moving machine natural frequencies

Динамічна модель	Власні частоти форм коливань, Гц									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Оригінальна (рис. 5)	9,6	22,9	33,1	55	93	163,3	181,7	199,4	245,4	265,2

Порівняння даних таблиці 1 та 3 вказує на можливість виникнення резонансів при співпадінні частоти вимушених коливань гармонічних складових моментів сил опору на робочому органі з нижчою власною частотою системи двигун – трансмісія автомобіля - ґрунторозробне робоче обладнання.

На рис. 6 подано графіки 1-8 залежності частот коливань  $f$ , Гц гармонічних складових моменту сил опору на робочому органі землерийної машини від частоти обертання валу двигуна  $n$ , об/хв. Штриховими лініями показані власні частоти. Абсциси точок перетину відповідають частотам обертання валу двигуна, за яких виникає резонанс.





а – перша, б – друга передача роздаточної коробки приводу ґрунторозробного робочого обладнання

a – first, б – second gear of the earth-moving equipment's transfer case

1-8 – порядок гармонік моменту сил опору на робочому органі

1-8 harmonic order of earth moving equipment's load moment

Рисунок. 6. – Діаграми критичних швидкостей

Figure 6 – Critical speeds diagram

### Висновки.

1. За діаграмою критичних швидкостей встановлено, що:

- на першій передачі роздаточної коробки робочого обладнання першій частоті власних коливань відповідає перша гармонічна складова моменту сил опору з можливим резонансом при 1589 об/хв двигуна.

- на другій передачі роздаточної коробки робочого обладнання першій частоті власних коливань відповідає перша гармонічна складова моменту сил опору, з можливим резонансом при 1373 об/хв двигуна; другій частоті власних коливань відповідає друга гармонічна складова моменту сил опору з можливим резонансом при 1917 об/хв.

2. При конструюванні трансмісії приводу робочого обладнання землерийної машини безперервної дії необхідно забезпечити можливість виключення резонансних режимів роботи трансмісії машини (перша резонансна частота 9 Гц) шляхом зміни швидкості обертання приводного валу.

### ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Строительные машины: / Д. П. Волков, Н. И. Алешин, В. Я. Крикун, О. Е. Рысиков. – М: Высш. шк, 1988. – 319 с.

2. Вайнсон А.А. Исследование статических и динамических нагрузок органа многоковшового траншеекопателя / А.А. Вайнсон. // М: Госгортехиздат, Сборник трудов МИСИ. – 1960. – №31. – С. 27–52.

3. А.с. СССР № 1293910. Установка для исследования трансмиссий землеройных машин/ Чукичев А.Н., Варава В.И., Клещов В.В., Сергеев М.С., Добрынин Ю.А., Куличенко В.В.; заяв. 26.12.1984, опубл. 23.06.1986, Бюл. № 23.

4. Гришкевич А.И. Проектирование трансмиссий автомобилей. Справочник / А.И. Гришкевич. – Москва: Машиностроение, 1984. – 272 с.

5. Терских В.П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. Справочное пособие / В. П. Терских. – Москва, Ленинград: Машгиз. Ленингр. отд-ние, 1953. – 4 т.

6. Режим доступу: <https://www.modelica.org/>.

7. Волков Д.П. Надежность роторных траншейных экскаваторов / Д. П. Волков, С. Н. Николаев, И. А. Марченко. – Москва: Машиностроение, 1972. – 208 с.

8. Ривин Е. И. Динамика привода станков / Е. И. Ривин. – Москва: Машиностроение, 1966. – 204 с.

## REFERENCES

1. Volkov D.P., Aleshin N.I., Krikun V.Ya., & Rysikov O.E. (1988). *Stroitelnyye mashiny [Construction machines]*. Moskva: Vysshaya shkola [in Russian].
2. Vaynson A.A. (1960). Issledovaniye staticheskikh i dinamicheskikh nagruzok organa mnogokovshovogo transheyekopatelya [Static and dynamic load research multi-level of multi-level trencher]. Sbornik trudov MISI, Collected papers of MICE 31, 27–52 [in Russian].
3. Chukichev A.N. Varava V.I. Kleshchov V.V. Sergeev M.S. Dobrynin Yu.A. & Kulichenko V.V. (1986) *Ustanovka dlya issledovaniya transmissiy zemleroynykh mashin [Mounting for earth-moving machine's transmission research]*. Patent SU, no.1293910 [in Russian].
4. Grishkevich A.I. (1984). *Proyektirovaniye transmissiy avtomobiley [Vehicle transmissions designing]*. Moskva: Mashinostroyeniye [in Russian].
5. Terskikh V.P. (1953). *Raschety krutilnykh kolebaniy silovykh ustanovok. [Calculation of torsional vibrations of power plants]*. Moskva: Mashgiz [in Russian].
6. Retrieved from <https://www.modelica.org/>
7. Volkov D.P., Nikolaev S.N., & Marchenko I.A. (1972). *Nadezhnost rotornykh transheynykh ekskavatorov [Dependability of wheel trenchers]*. Moskva: Mashinostroyeniye [in Russian].
8. Rivin E.I. (1966). *Dinamika privoda stankov [Machine drive's dynamics]*. Moskva: Mashinostroyeniye [in Russian].

## РЕФЕРАТ

Гончар М.О. Динамічна модель мобільної землерийної машини безперервної дії з ланцюгово-балковим робочим органом / М.О. Гончар, В.Є Високович, В.А. Ніколаєнко // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2019. – Вип. 3 (45).

В статті подано методику створення і дослідження динамічної моделі мобільної землерийної машини безперервної дії з ланцюгово-балковим робочим органом.

Об'єкт дослідження: динамічні навантаження в трансмісії приводу ґрунторозробного робочого обладнання мобільної землерийної машини безперервної дії з ланцюгово-балковим робочим органом.

Мета роботи: Визначення резонансних частот мобільної землерийної машини безперервної дії з ланцюгово-балковим робочим органом за допомогою створеної її динамічної моделі.

Задача створення землерийних машин безперервної дії на базі трансмісії вантажного автомобіля не розглядалась і є новою. В процесі розробки ґрунту трансмісія землерийної машини сприймає динамічні навантаження, що відрізняються від навантажень автомобіля. Тому поєднання автомобіля і ґрунторозробного робочого органу в землерийну машину за критеріями потужності і швидкості є недостатнім і потребує більш глибокого аналізу.

Створення землерийної машини не можливе без проведення її динамічного аналізу. Для такого аналізу розроблено дискретну динамічну модель, що складається з пружних та інерційних елементів. Кількість елементів моделі обмежено частотними діапазонами гармонічних складових рушійних сил двигуна та сил опору копання. За допомогою програмного комплексу Modelica визначено частоти власних крутильних коливань системи двигун-трансмісія-ґрунторозробне робоче обладнання. На основі аналізу визначено можливість виникнення резонансів при співпадінні частоти вимушених коливань гармонічних складових моментів сил опору на робочому органі з нижчою власною частотою системи та вказано рекомендації з уникнення резонансів шляхом зміни швидкості обертання приводного валу. Побудована динамічна модель необхідна для проведення подальшого динамічного аналізу з метою визначення коефіцієнту динамічності за її елементами.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ, ЗЕМЛЕРИЙНА МАШИНА, КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ

## ABSTRACT

Honchar M.O., Vysokovych Y.V., Nikolaienko V.A. The dynamic model of mobile continuous earth-moving machine with a chain-type trenching equipment. Visnyk of National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. Kyiv. National Transport University. 2019. Vol. 3 (45).

This article depicts creation and research procedure of the dynamic model of mobile continuous earth-moving machine with a chain-type trenching equipment.



The object of research are dynamic loads in the drive of mobile continuous earth-moving machine with a chain-type trenching equipment.

The purpose of the work: the resonance frequencies defining in the mobile continuous earth-moving machine with a digging chain using created dynamic model.

The creation of continuous earth-moving machine with a digging chain on a motor truck chassis basis is a new one. During excavation the earth-moving machine's drive takes up dynamic loads that differ from a car's loads. That is why a car and the earth-moving equipment's conjunctions to the machine on the power and speed criteria is insufficient and needs deeper research.

The earth-moving machine creation is impossible without the dynamic analysis. The discrete dynamic model that consists of inertia's and spring's elements was created for that analysis. The model elements number is limited by the engine and digging resistance powers frequency range of harmonic components define. Vibration fluctuation frequencies of the system engine-transmission-earth-moving equipment were defined by Openmodelica covered software. According to this analysis the resonances emergence opportunity was determined. These resonances are possible if harmonic load forced vibration frequencies in the earth-moving equipment coincide with lower natural frequencies. Resonance avoidance recommendations using rotation velocity drive shaft are given. Build dynamic model is necessary for the further dynamic analysis determination of the dynamic factors.

KEYWORDS: DYNAMIC MODEL, CHAIN TRENCHER, TORSIONAL VIBRATION.

### РЕФЕРАТ

Гончар М.А. Динамическая модель мобильной землеройной машины непрерывного действия с балочно-цепным рабочим органом / М.А. Гончар, В.Е. Высокович, В.А. Николаенко // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник – К.: НТУ, 2019. – Вып. 3 (45).

В статье представлена методика создания и исследования динамической модели мобильной землеройной машины непрерывного действия с балочно-цепным рабочим органом.

Объект исследования: динамические нагрузки в трансмиссии привода рабочего оборудования мобильной землеройной машины непрерывного действия с балочно-цепным рабочим органом.

Цель работы: Определение резонансных частот мобильной землеройной машины непрерывного действия с балочно-цепным рабочим органом с помощью созданной динамической модели.

Задача создания землеройных машин непрерывного действия на базе трансмиссии грузового автомобиля не рассматривалась и характеризуется новизной. В процессе разработки грунта трансмиссия землеройной машины воспринимает динамические нагрузки, которые отличаются от нагрузок автомобиля. Поэтому сочетание автомобиля и рабочего органа по разработке грунта в землеройную машину по критериям мощности и скорости недостаточно и требует более глубокого анализа.

Создание землеройной машины невозможно без проведения ее динамического анализа. Для такого анализа разработана дискретная динамическая модель, состоящая из упругих и инерционных элементов. Количество элементов модели ограничено частотными диапазонами гармонических составляющих движущих сил двигателя и сил сопротивления копания. С помощью программного комплекса Modelica определены частоты собственных крутильных колебаний системы двигатель-трансмиссия- рабочее оборудование по разработке грунта. На основании анализа определена возможность возникновения резонансов при совпадении частоты вынужденных колебаний гармонических составляющих моментов сил сопротивления на рабочем органе с низшей собственной частотой системы и указано рекомендации по избеганию резонанса путем изменения скорости вращения приводного вала. Построена динамическая модель необходима для проведения дальнейшего динамического анализа с целью определения коэффициента динамичности по ее элементам.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, ЗЕМЛЕРОЙНАЯ МАШИНА, КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ

**АВТОРИ:**

Гончар Михайло Олександрович, кандидат технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор кафедри теоретичної та прикладної механіки, e-mail: gmo48@ukr.net, тел: +380672342879, Україна, 01103, м. Київ, вул. Михайла Бойчука, 42, к. 601. orcid.org/0000-0002-5288-6486.

Високович Євген Вадимович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри дорожніх машин, e-mail: vysokovych@gmail.com, тел.: +380677537367, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к.231. orcid.org/0000-0002-6522-4537/

Ніколаєнко Володимир Анатолійович, Національний транспортний університет, старший викладач кафедри теоретичної та прикладної механіки, e-mail: vanikolaienko@ukr.net, тел: +380679786117, Україна, 01103, м. Київ, вул. Михайла Бойчука, 42, к. 601. orcid.org/0000-0003-3983-0434.

**АВТОРЫ:**

Гончар Михаил Александрович, кандидат технических наук, профессор, Национальный транспортный университет, профессор кафедры теоретической и прикладной механики, e-mail: gmo48@ukr.net, тел: +380672342879, Украина, 01103, г. Киев, ул. Михаила Бойчука, 42, к. 601. orcid.org/0000-0002-5288-6486.

Высокович Евгений Вадимович, кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, доцент кафедры дорожніх машин, e-mail: vysokovych@gmail.com, тел.: +380677537367, Украина, 01010, г. Киев, ул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 231. orcid.org/0000-0002-6522-4537.

Николаенко Владимир Анатольевич, Национальный транспортный университет, старший преподаватель кафедры теоретической и прикладной механики, e-mail: vanikolaienko@ukr.net, тел: +380679786117, Украина, 01103, г. Киев, ул. Михаила Бойчука, 42, к. 601. orcid.org/0000-0003-3983-0434.

**AUTHORS:**

Honchar Mykhailo Oleksandrovych, Candidate of Technical Sciences, National Transport University, Professor of Theoretical and Applied Mechanics e-mail: gmo48@ukr.net, tel: +380672342879, Ukraine, 01103, Kyiv, street Mykhaila Boichuka, 42, of. 601. orcid.org/0000-0002-5288-6486.

Vysokovych Yevhen Vadymovych Candidate of Technical Sciences, National Transport University, Associate Professor of Road Machines, e-mail: vysokovych@gmail.com, tel: +380677537367, Ukraine, 01010, Kyiv, street. M. Omelanovich-Pavlenko, 1, of. 226. orcid.org/0000-0002-6522-4537.

Nikolaienko Volodymyr Anatoliiovych, National Transport University, Senior Lecturer of Theoretical and Applied Mechanics, e-mail: vanikolaienko@ukr.net, tel: +380679786117, Ukraine, 01103, Kyiv, street Mykhaila Boichuka, 42, of. 601. orcid.org/0000-0003-3983-0434.

**РЕЦЕНЗЕНТИ:**

Венцель Є. С., доктор технічних наук, професор кафедри будівельних та дорожніх машин ім. А.М. Холодова, Харків, Україна.

Сахно В. П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, Київ, Україна.

**REVIEWERS:**

Ventsel Y. S., Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Construction and Road Machines named after A. M. Kholodov, Kharkiv, Ukraine.

Sakhno V. P., Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, Head of Department of Automobiles, Kyiv, Ukraine.