

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОСИЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА РОБОЧІ ОРГАНИ БУЛЬДОЗЕРА-РОЗПУШУВАЧА

Леонід Пелевін, Микола Карпенко, Станіслав Лаєрик, Микола Пристайло

Київський національний університет будівництва і архітектури,  
03680, Повітофлотський просп. 31, Київ, Україна, e-mail: lavrik.stas@rambler.ru

### STUDY OF ENERGY-POWER LOADINGS TO WORKING BODIES OF BULLDOZER-RIPPER

Leonid Pelevin, Mykola Karpenko, Stanislav Lavryk, Mykola Prystaylo

Kyiv National University of Construction and Architecture,  
03680, Povitoflotskyu prospect 31, Kyiv, Ukraine, e-mail: lavrik.stas@rambler.ru

**АНОТАЦІЯ.** Проведено дослідження розподілу навантаження на робоче обладнання бульдозера-розпушувача, знайдено взаємні кореляційні функції та дисперсії сил опору ґрунту різанню на окремих ділянках робочих органів, розроблено фізичні моделі динамічних робочих органів бульдозера-розпушувача, математичну та фізичну моделі систем автоматичного керування динамічними робочими органами, та розроблено математичну та фізичну моделі системи гасіння зовнішніх знакозмінних коливань, що діють на базову машину.

**Ключові слова:** енергоємність, бульдозер-розпушувач, віброзбудник, гасник, відвал динамічної дії.

**АННОТАЦИЯ.** Проведено исследование неравномерного распределения нагрузки на рабочее оборудование бульдозера-рыхлителя, найдено взаимные корреляционные функции и дисперсии сил сопротивления ґрунта резанию на отдельных участках рабочих органов, разработаны физические модели динамических рабочих органов бульдозера-рыхлителя, математическую и физическую модели систем автоматического управления динамическими рабочими органами, и разработаны математическая и физическая модели системы гашения внешних знакопеременных колебаний, действующих на базовую машину.

**Ключевые слова:** энергоёмкость, бульдозер-рыхлитель, вибровозбудитель, гаситель, отвал динамического действия.

**ABSTRACT. Purpose.** Develop mathematical and physical models of automatic control dynamic working bodies with reduced power consumption. Develop of mathematical and physical model of the extinguishing alternating external vibrations acting on the base machine. **Methodology/approach** Research uneven load distribution on working equipment bulldozer-ripper, found mutual correlation functions and the dispersion of the resistance to cutting in some areas of working bodies. **Findings.** Developed mathematical and physical models of bulldozer-ripper working equipments a dynamic action and dynamic fluctuations quencher. **Research limitations/implications.** Based on research developed new operational structure earthmover dynamic action with reduced power consumption design soil **Originality/value.** Research in this area will reduce the energy intensity ground elaboration, and reduce the transmission of vibrations to the base of working machines

**Key words:** energy intensity, bulldozer-ripper, vibrofeeders, quencher, blade dynamic action.

## ВСТУП

В залежності від потужності та конструкції землерийні машини можуть працювати в різних ґрунтах – від болотистих і піщаних до мерзлих та скельних. Статичне руйнування при розробці мерзлих та скельних ґрунтів має високу енергоємність. Альтернативою статичному руйнуванню ґрунту є динамічне руйнування, при якому зменшується зусилля, яке потрібно прикласти до ґрунту та зменшується енергоємність розробки ґрунту.

На робочі органи бульдозера-розпушувача діють великі навантаження,

особливо при роботі в ґрунтах з включеннями. Ці навантаження передаються на базову машину, що супроводжується передчасним спрацюванням деталей базової машини, які не беруть участь у руйнуванні ґрунту.

Тому розробка динамічних робочих органів бульдозера-розпушувача і розробка системи гасіння коливань робочих органів є актуальними задачами.

## МЕТА РОБОТИ

Мета роботи полягає в проведенні дослідження закономірностей навантажень на робочі органи бульдозера-розпушувача і

розробці на цій основі математичної та фізичної моделі систем автоматичного керування робочими органами зі зменшеною енергоємністю та системи гасіння зовнішніх коливань, що діють на базову машину.

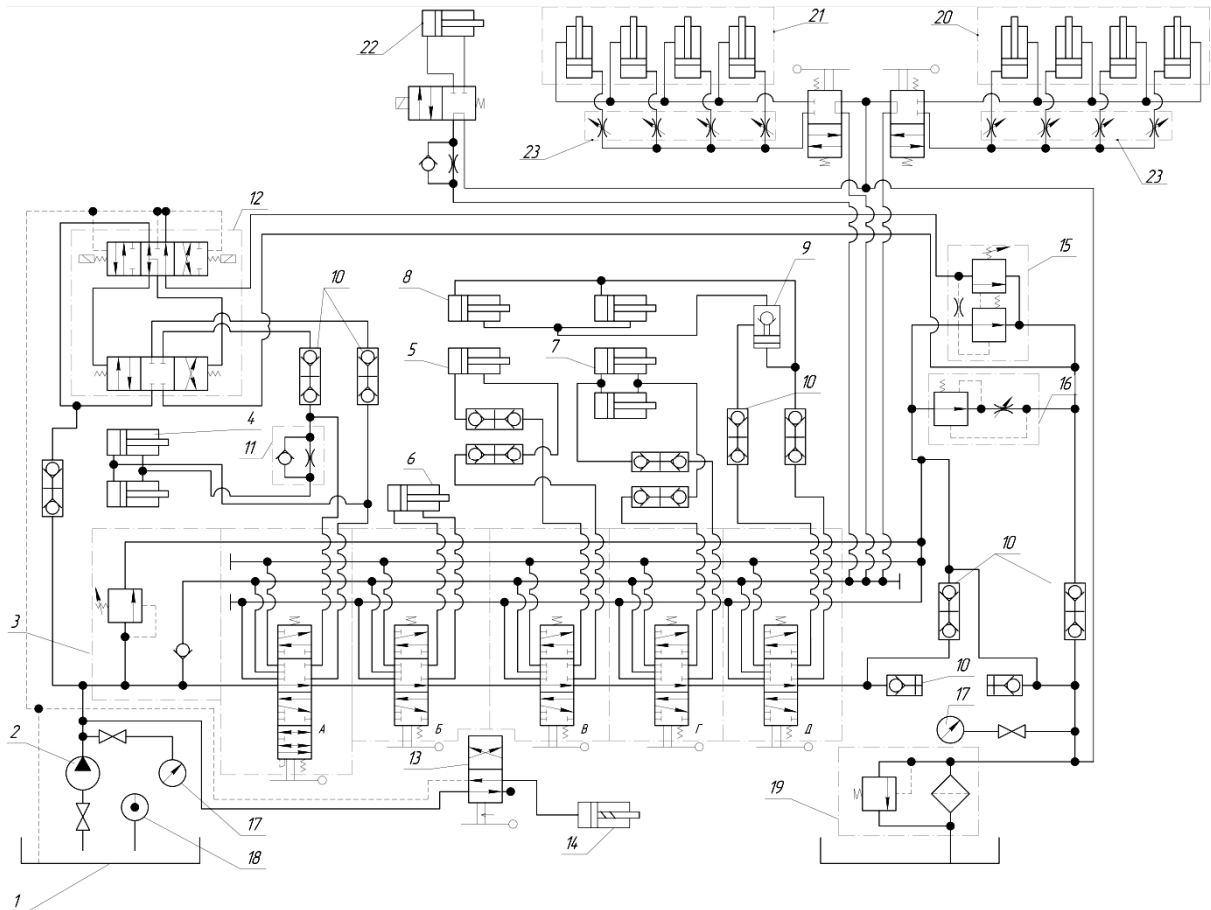
### ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Зменшення енергоємність розробки ґрунту досягається за допомогою двох спосо-

бів:

- збільшення потужності базової машини;
- конструювання нових робочих органів.

Із врахуванням неможливості безкінечного підвищення потужність базової машини більш доцільний другий спосіб. Тому існує задача створення нових математичних моделей та конструкцій робочих органів, які дозволяють зменшити енергоємність розробки ґрунту.



**Рис. 1.** Гідравлічна схема бульдозера-розпушувача

1 – бак; 2 – насос постійної подачі; 3 – секційний розподільник; 4 – гідроциліндри підйому і опускання відвалу бульдозера; 5, 6 – гідроциліндри нахилу і перекосу відвалу; 7 – гідроциліндри блокування підвіски ходового механізму гусеничного рушія; 8 – гідроциліндри підйому і опускання рами розпушувача; 9, 10 – гідрозамок; 11 – дросель зі зворотним клапаном; 12 – трипозиційний золотник з електрогідравлічним керуванням; 13 – двопозиційний золотник; 14 – гідроциліндр односторонньої дії з пружинним поверненням; 15 – додатковий запобіжний клапан; 16 – дросель з регулятором; 17 – манометри; 18 – термометр; 19 – фільтр з переливним клапаном; 20 – віброзбудники відвалу; 21 – віброзбудники динамічних зубів розпушувача; 22 – гасник динамічних коливань; 23 – блок регульованих дроселів

**Fig. 1.** The hydraulic circuit bulldozer-ripper

1 – tank; 2 – pump a constant supply; 3 – sectional distributor; 4 – hydraulic lifting and lowering the blade bulldozer; 5, 6 – hydraulic tilt and skew blade; 7 – lock suspension cylinders navigation mechanism caterpillar mover; 8 – hydraulic lifting and lowering a ripper frame; 9, 10 – hidro lock; 11 – Throttle with return valve; 12 – three-position valve with electro-power management; 13 – two-position valve; 14 – cylinder single-acting with spring revert; 15 – additional safety valve; 16 – throttle with regulator; 17 – pressure gauges; 18 – thermometer; 19 – filter with overflow valve; 20 – vibrofeeders dump; 21 – vibrofeeders dynamic ripper teeth; 22 – quencher dynamic fluctuations; 23 – block variable throttle

Відомо, що при роботі розпушувача на його робочий орган діють великі динамічні навантаження, які передаються від робочого органа на базову машину. Тому необхідно встановлювати амортизуюче обладнання, яке буде зменшувати передачу коливань від робочого органа на базову машин.

На рис.1 наведено розроблену гідравлічну схему бульдозера-розпушувача, особливість якої полягає у наявності вібробудників відвалу і зубів розпушника з системою їх керування та регульованого гасника динамічних коливань. До теперішнього часу сила опору різанню робочим органом відвального типу розглядалася як єдина сила, прикладена в центрі різальної кромки ножа чи зуба. Однак при великій ширині різальної кромки робочих органів такий підхід є занадто спрощеним.

Відомі залежності [1, 2] досить повно описують випадкову силу опору різанню на кожній окремо взятій ділянці ножа. Однак, щоб охарактеризувати навантажений стан ножа в цілому, при розрахунку на міцність відвалу бульдозера або при створенні навантажень на стенді під час випробувань відвалів необхідно знати нормовані взаємні кореляційні функції  $r_{p_i p_j}(\tau)$  для сил опору на різних ділянках ножа або відповідні нормовані взаємні спектральні щільності  $g_{p_i p_j}(\omega)$ . Відповідно гіпотезі [3], сили опору різанню на окремих ділянках ножа статистично незалежні і, отже, функції  $r_{p_i p_j}(\tau)$  і  $g_{p_i p_j}(\omega)$  тотожно рівні нулю. Ця найбільш проста гіпотеза не узгоджується з фізичною суттю процесу різання зв'язних ґрунтів, а деякі висновки з неї суперечать експериментальним даним.

При виборі найбільш відповідного виду функцій  $r_{p_i p_j}(\tau)$  були прийняті до уваги такі міркування:

1) функції  $r_{p_i p_j}(\tau)$  повинні мати такий же характер зміни, як і нормована кореляційна функція  $\rho_{p_i}(\tau)$ , але менші ординати, тому кореляція між окремими значеннями сил опору на різних ділянках ножа свідомо буде слабкіша, ніж на одній і тій же ділянці;

2) можна очікувати, що при  $\tau = 0$  кореляція між силами  $p_i$  і  $p_j$  не є негативною і

швидко зменшується в міру збільшення відстані між розглянутими ділянками ножа.

Відповідно до цих міркувань для опису нормованих взаємних кореляційних функцій  $r_{p_i p_j}(\tau)$  запропонована формула

$$r_{p_i p_j}(\tau) = e^{-\beta|i-j|} \rho_{p_1}(\tau), \quad (1)$$

де  $\rho_{p_1}(\tau)$  – нормована кореляційна функція сили опору різанню для окремої ділянки ножа;  $\beta$  – емпіричний коефіцієнт, що залежить від властивостей ґрунту і довжини ділянок.

Якщо позначити  $|i-j|=K$ , формулу (1) можливо представити у вигляді

$$r_{p_i p_j+K}(\tau) = e^{-\beta K} \rho_{p_1}(\tau). \quad (2)$$

Коефіцієнт  $\beta$  можна знайти дослідним шляхом з використанням залежності між дисперсіями загальної сили опору різанню та сили опору на окремій ділянці ножа.

Згідно відомим особливостям стаціонарних випадкових процесів [4, 5] кореляційна функція загальної сили опору різанню буде мати вигляд

$$K_p(\tau) = \sum_{i=1}^n K_{p_i}(\tau) + 2 \sum_{i < j} R_{p_i p_j}(\tau), \quad (3)$$

де  $K_{p_i}(\tau)$  – кореляційна функція сили на  $i$ -й ділянці ножа;  $R_{p_i p_j}(\tau)$  – взаємна кореляційна функція сил на  $i$ -й і  $j$ -й ділянках ножа.

Праву частину формули (3) можна виразити через нормовані кореляційні функції сил

$$K_p(\tau) = \sum_{i=1}^n D_{p_i} \rho_{p_i}(\tau) + 2 \sum_{i < j} \sqrt{D_{p_i} D_{p_j}} r_{p_i p_j}(\tau), \quad (4)$$

де  $D_{p_i}$ ,  $D_{p_j}$  – дисперсії сил опору різанню на  $i$ -й і  $j$ -й ділянках ножа;  $n$  – загальне число ділянок.

Враховуючи, що в даному випадку статистичні характеристики сил на окремих ділянках ножа однакові і приймаючи до уваги вираз (2), отримаємо

$$K_p(\tau) = D_{p_1} \left[ n \rho_{p_1}(\tau) + 2 \sum_{K=1}^{n-1} (n-K) r_K(\tau) \right], \quad (5)$$

або

$$K_p(\tau) = D_{p_1} \rho_{p_1}(\tau) \left[ n + 2 \sum_{K=1}^{n-1} (n-K) e^{-\beta K} \right]. \quad (6)$$

При  $\tau = 0$  формула (6) дає вираз для дисперсії загальної сили:

$$D_p = D_{p1} \left[ n + 2 \sum_{K=1}^{n-1} (n-K) e^{-\beta K} \right]. \quad (7)$$

Якщо число ділянок  $n$ , на які розділена різальна кромка ножа, досить велике (не менше 5), вхідні до формул (6) і (7) суми зручніше замінити інтегралами. При цьому формула (7) прийме вигляд

$$D_p = D_{p1} \left[ n + 2 \int_{0.5}^{n-0.5} (n-K) e^{-\beta K} dK \right] =$$

$$= D_{p1} \left[ n + \frac{2}{\beta} \left( n - 0,5 - \frac{1}{\beta} \right) e^{-0,5\beta} + \right. \quad (8)$$

$$\left. + \frac{2}{\beta} \left( \frac{1}{\beta} - 0,5 \right) e^{-(n-0,5)\beta} \right].$$

При  $\beta \rightarrow \infty$  (відсутність статистичного зв'язку між окремими силами) вираз у квадратних дужках прямує до  $n$ , а при  $\beta \rightarrow 0$  (абсолютно жорсткий зв'язок) – до  $n^2$ . Якщо  $n=1$ , вказаний вираз також дорівнює одиниці.

В реальних умовах  $n\beta \gg 1$  (кореляційний зв'язок між силами опору різанню на окремих ділянках повністю згасає в межах загальної ширини ножа).

Тому замість формули (8) отримаємо

$$D_p = D_{p1} \left[ n + \frac{2}{\beta} \left( n - 0,5 - \frac{1}{\beta} \right) e^{-0,5\beta} \right]. \quad (9)$$

Рівності (8) і (9) встановлюють співвідношення між величинами  $D_p/D_{p1}$ ,  $n$  і  $\beta$  і можуть бути використані для визначення параметра  $\beta$  за відомим значенням числа ділянок та відношення дисперсій  $D_p/D_{p1}$ . З цією метою на основі формули (9) побудована номограма (рис.2).

Методика визначення параметра  $\beta$  полягає в наступному:

1) призначається число ділянок  $n$ , на які поділяється різальна кромка ножа;

2) експериментальним шляхом визначається дисперсія сили опору ґрунту різанню для ножа в цілому  $D_p$  і для однієї ділянки  $D_{p1}$  при заданій глибині різання;

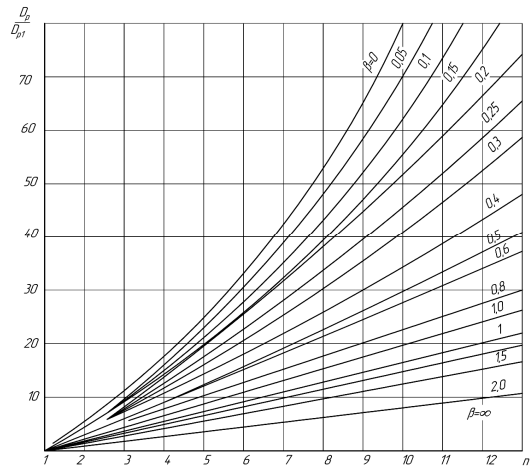


Рис. 2. Номограма для визначення параметра  $\beta$

Fig. 2. Nomogram for determining the parameter  $\beta$

3) за допомогою номограми знаходиться значення параметра  $\beta$ .

Відвал динамічної дії виконаний у вигляді несучої рами, яка поділена на секції; в кожній секції встановлено окремий динамічний елемент, який завдяки віброзбуднику

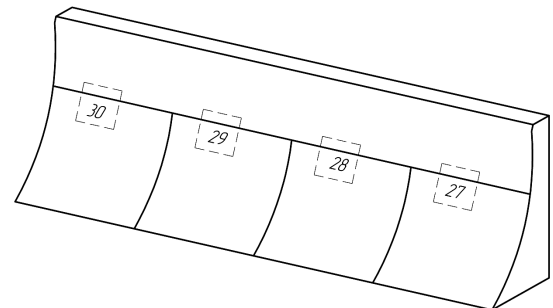


Рис. 3. Схема відвалу бульдозера з чотирма віброзбудниками

Fig.3. Scheme of bulldozer blade with four vibrofeeders

виконує вертикальний зворотно-поступальний рух у рамі по пазу (рис.3).

При дії зовнішніх навантажень на робочий орган число віброзбудників на відвалі може не співпадати з числом навантажених ділянок  $n$ , на які була поділена різальна кромка ножа. В цьому випадку параметр  $\beta$  зміниться і прийме деяке нове значення  $\beta'$ .

Нехай, наприклад, число ділянок  $n$  потрібно зменшити в  $m$  разів ( $m$  – ціле число), інакше кажучи, потрібно об'єднати кожні  $m$  ділянок в одну. У цьому випадку величина  $\beta'$  може бути знайдена таким чином:

1) за формулою (7) при  $m = n$  обчислюється дисперсія  $D'_{pl}$  для нової ділянки і знаходиться відношення  $D_p/D'_{pl}$ ;

2) за допомогою номограми при умові  $n' = n/m$  як  $n$  і  $D_p/D'_{pl}$  як  $D_p/D'_{pl}$  визначається величина  $\beta'$  як нове значення параметра  $\beta$ .

Схема автоматичного регулювання режиму роботи віброзбудників наведена на рис. 4.

Кількість датчиків визначаються з виразу

$$K = 2n - 1. \quad (10)$$

де  $n$  – кількість навантажених ділянок відвалу.

Датчики 1, 2, 3, 4, 5, 6 і 7 по  $K$  каналам з'єднані з блоком гідронасосів, причому перші два гідронасоси 8 і 9 утворюють групу з коефіцієнтом підсилення 1, наступні два гідронасоси 10 і 11 – групу з коефіцієнтом посилення 2 і т.д., а останній гідронасос має коефіцієнт посилення  $n$ , рівний числу динамічних елементів відвалу. Блок підсилювачів  $K$  каналами з'єднаний з блоком подільників, причому перші два подільники 15 і 16 мають кожен по одному

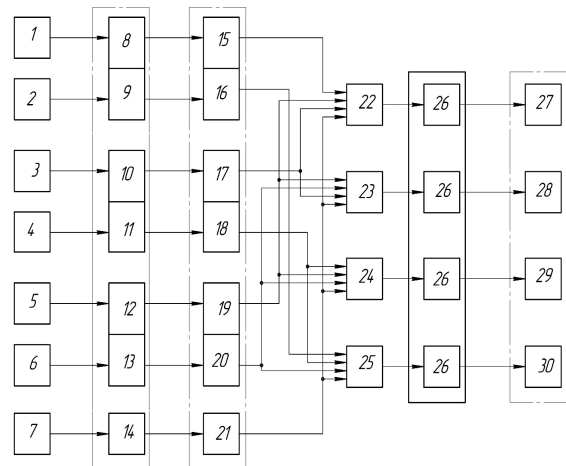


Рис. 4. Блок-схема автоматичного керування режимом роботи віброзбудників

Fig. 4. Principle scheme of automatic control operation mode vibrofeeders

виходу, перший з них (позиція 15) підключений до першого суматора (позиція 22), а другий (позиція 16) – до останнього ( $n$ -го) суматора (позиція 25). Наступні два подільники 17 і 18 мають по два виходи. Перший подільник (позиція 17) з'єднаний з двома першими суматорами (позиції 22 і 23), а другий – з двома останніми (позиції 24 і 25) і т.д., а останній дільник 21 має  $n$  виходів і приєднаний до кожного з суматорів – 22, 23, 24 і 25. Вихід кожного суматора з'єднаний з підсилювачем потужності 26, вихід якого комутується з входами  $n$  віброзбудників 27, 28, 29 і 30.

Таблиця 1. Характеристики елементів схеми

Table 1. Characteristics of the circuit elements

№ групи	Кількість гідронасосів	№ каналу (гідронасоса)	Коефіцієнт підсилення	Коефіцієнт поділу	Кількість виходів поділу	№ суматорів
1	2	1,2	1	1	1	1,n
2	2	3,4	2	1/2	2	1,2,n -1,n
3	2	5,6	3	1/3	3	1,2,3,n -2,n -1,n
·	·	...	...	...	...	...
·	·	...	...	...	...	...
·	·	...	...	...	...	...
n-2	2	K-4, K-3	n-2	1/(n-2)	n-2	1,2,3,...,n -2,3,4,5,...n-1,n
n-1	2	K-2, K-1	n-1	1/(n-1)	n-1	1,2,3,...,n -1,2,3,4,...n-1,n
n	1	K	n	1/n	n	1,2,3,...,n -1,n

Комутації гідронасосів і суматорів, коефіцієнти підсилення і поділу для кожного каналу (насоса) наведені в табл.1.

Задається кількість ділянок відвалу  $n$  на які діє навантаження (рис. 3), при цьому відомо, що опір різанню на окремих ділянках відвалу статистично залежний і кореляція між окремими значеннями сил опору на різних ділянках відвалу буде слабша, ніж на одній і тій самій ділянці.

Крім того, кореляція між окремими ділянками відвалу зменшується за лінійною залежністю зі збільшенням відстані між ними. На віброзбудники встановлюються датчики, причому число їх  $K$  залежить від числа ділянок навантаження відвалу і визначається з виразу (10).

При збільшенні кількості навантажених ділянок  $n$  можна отримати плавніше зниження коефіцієнта взаємної кореляції.

Розглянемо роботу схеми при кількості ділянок відвалу  $n = 4$  (рис. 4).

Необхідна кількість датчиків  

$$K = 2n - 1 = 2 \cdot 4 - 1 = 7.$$

Датчики 1, 2, 3, 4, 5, 6 і 7 передають сигнали з однаковими характеристиками, які надходять до гідронасосів, які збільшують подавання рідини до блоку гідророзподільників. Сигнали з датчиків 1 і 2 передаються до гідронасосів 8 і 9, що мають коефіцієнт підсилення потоку одиницю, і через гідророзподільники 15 і 16 по двом потокам надходять відповідно на суматори 22 і 25, де підсумовуються. Сигнали з датчиків 3 і 4 передаються до гідронасосів 10 і 11, що мають коефіцієнт підсилення потоку два, і поділяються в гідророзподільниках 17 і 18 на два однакових потоки, які надходять на різні суматори – з гідророзподільника 17 на суматор 22 і 23, а з гідророзподільника 18 на суматори 24 і 25. Сигнали з датчиків 5 і 6 передаються до гідронасосів 12 і 13, що мають коефіцієнт підсилення потоку три, поділяються в гідророзподільниках 19 і 20 на три однакових потоки, які також надходять на різні суматори: з гідророзподільника 19 на суматори 22, 23, 24, а з гідророзподільника 20 – на суматори 23, 24, 25.

Сигнал з датчика 7 передається до гідронасоса 14, що має коефіцієнт підсилення чотири, потім поділяються в гідророзподі-

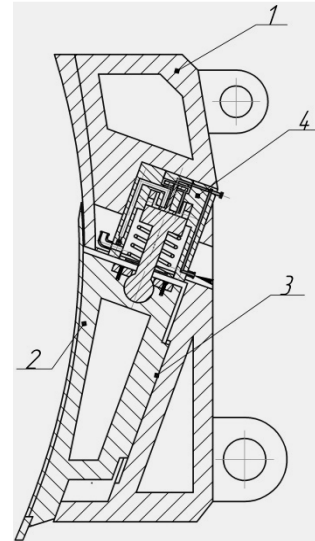


Рис. 5. Відвал динамічної дії  
 Fig. 5. Dynamic action blade

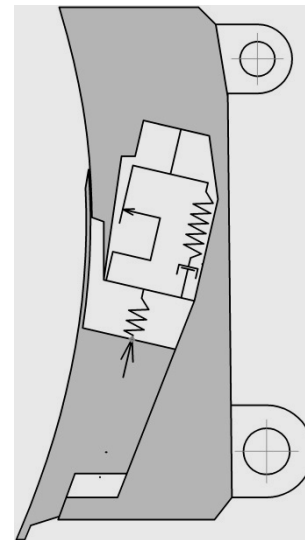


Рис. 6. Пружнов'язкопластична релаксуюча реологічна модель Шведова

Fig. 6. Resiliently visco plastic model of Shvedov

льнику 21 на 4 однакових потоки, що йдуть на всі чотири суматори – 22, 23, 24 і 25.

Сигнали з виходів суматорів надходять на блок підсилювачів потужності 26, що має однакові коефіцієнти підсилення для всіх чотирьох каналів і потрібен для керування віброзбудниками 27, 28, 29 і 30, які встановлюються на окремі динамічні елементи відвалу бульдозера.

Коефіцієнт взаємної кореляції між ділянками з віброзбудниками 27 і 28 становить

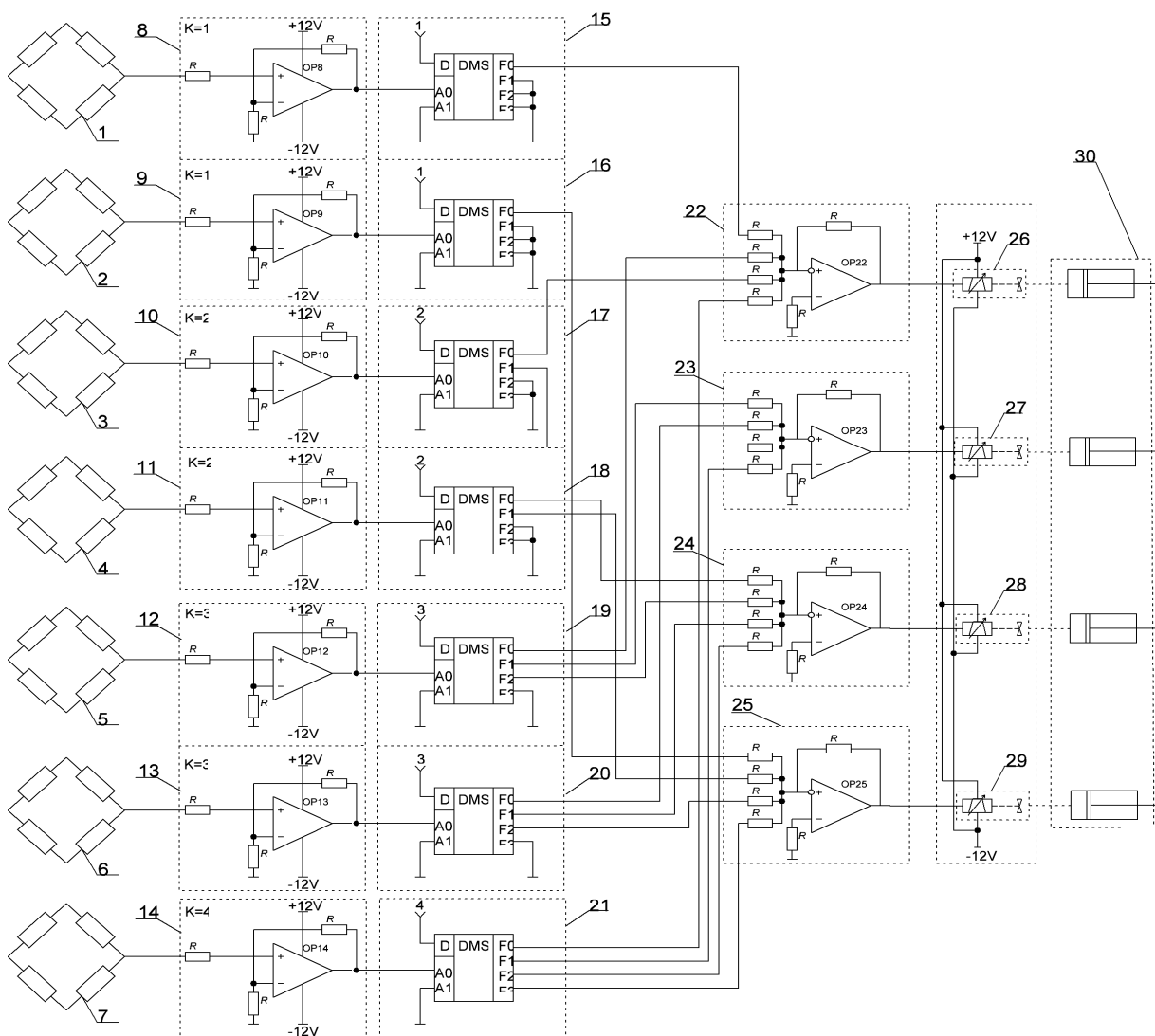
0,75, так як між першим і шостим датчиком немає взаємного зв'язку. Коефіцієнт взаємної кореляції між ділянками з вібробудниками 27 і 28 знижується до 0,5, так як зв'язку немає вже по двом рівням (між першим і шостим, третім і четвертим каналами). Коефіцієнт взаємної кореляції між ділянками з вібробудниками 27 і 30 знижується до 0,25 (зв'язок відсутній вже за трьома рівнями).

Таким чином, кореляція між окремими ділянками відвалу зменшується за лінійною залежністю в міру збільшення відстані

між розглянутими ділянками.

За результатами досліджень розроблено конструкцію відвалу динамічної дії (рис.5). Відвал виконано у вигляді несучої рами 1, в передній частині якої встановлено декілька динамічних елементів 2 з можливістю пересування у рамі 1 по напрямних пазах 3. Приводом для динамічних елементів 2 є вібробудники 4 [6], виконані за пружнов'язкопластичною релаксуючою реологічною моделлю Шведова (рис.6) [7].

На основі блок-схеми автоматичного керування режимом роботи вібробудників



**Рис. 7.** Електрогідравлічна схема автоматичного керування блоком дроселів (див. рис.1):  
1-7 – датчики; 8-14 – підсилювачі сигналу; 15-21 – дільники сигналу; 22-25 – суматори сигналу;  
26-29 – електричні регульовані дроселі; 30 – вібробудники

**Fig. 7.** Electrohydraulic circuit automatic control of block throttles (see fig 1):  
1-7 – sensors; 8-14 – signal amplifiers; 15-21 – dividers signal; 22-25 – signal combiners;  
26-29 – electric adjustable throttles; 30 – vibrofeeders

для відвалу було розроблено електрогідрравлічну схему регулювання блоком дроселів (рис.7), за допомогою якої в залежності від взаємної кореляції кожної ділянки відвалу отримується можливість автоматизації кожного вібробудника.

Для забезпечення зменшення енергоємності розробки ґрунту розпушувачем розроблено нову конструкцію зуба динамічної дії.

Енергоємність різання ґрунту чисельно дорівнює середній питомій силі різання [8].

При статичному різанні енергоємність залежить від середньої сили різання  $P_{\text{ср}}$  і площі перерізу зрізу в масиві  $F_{\text{зр}}$ :

$$e = \frac{P_{\text{ср}}}{F_{\text{зр}}} \quad (11)$$

При динамічному різанні енергоємності дорівнюватиме

$$e = \frac{P_{\text{ст}} - P_{\text{д}}}{F_{\text{зр}}}, \quad (12)$$

де  $P_{\text{д}}$  – динамічна сила різання, що створюється передньою гранню наконечника.

Зуб (рис. 8) [9] виконаний за реологічною моделлю Шведова і складається з центральної частини 1, яка закріплена на стояку 2 пальцем 3, та бокових частин 4, з'єднаних між собою перемичкою 5. Перемичка 5 прикріплена до штовхача вібробудника 6. Живлення вібробудника б здійснюється від гідросхеми базової машини через напірний канал 7 та зливний канал 8.

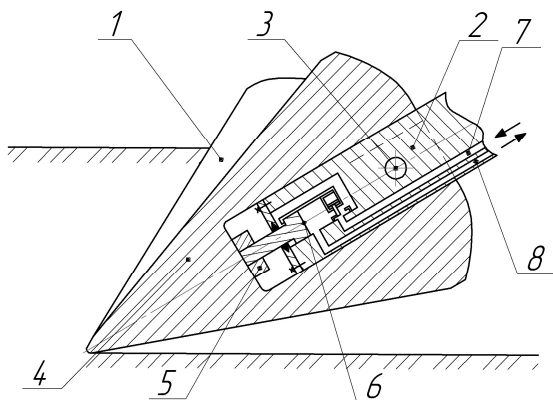


Рис. 8. Динамічний зуб розпушувача

Fig. 8. Dynamic ripper tooth

Руйнування ґрунту наконечником звичайної конструкції відповідає схемі статич-

ного різання. При застосуванні наконечника запропонованої конструкції завдяки наявності динамічного навантаження на ґрунт опори ґрунту зменшуються і зменшується енергоємність різання ґрунту відповідно на 10...12% (рис. 9).

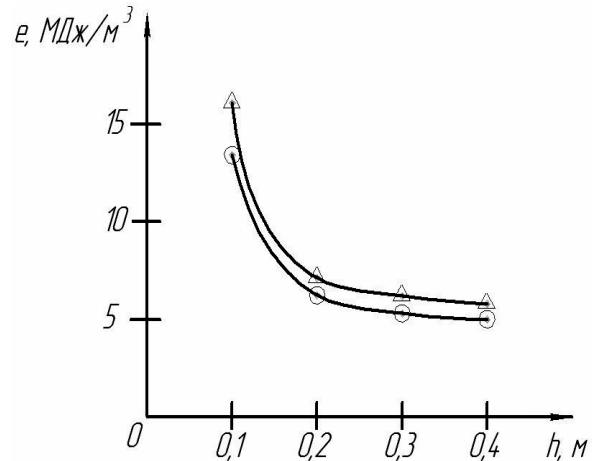


Рис. 9. Графік залежності енергоємності розробки ґрунту від глибини розпушення: Δ – простим гострим наконечником; O – динамічним наконечником

Fig. 9. Graph of the energy intensity of the development of soil of loosening depth: Δ – simple sharp tip; O – dynamic tip

Якщо розпушник має кілька зубів, наприклад, чотири то режим їх динамічного впливу на робоче середовище можна автоматизувати за допомогою електрогідрравлічної схеми керування блоком дроселів (рис. 7) за принципом, наведеним вище.

При проектуванні гідравлічних систем гасіння динамічних коливань необхідно враховувати їх характеристики, до яких, зокрема, відносяться швидкість передавання сигналів і сумарна швидкодія системи, коливання тиску в різноманітних точках системи (включаючи гідравлічні удари), усталеність системи і якість перехідних процесів.

Рух виконавчого механізму гасника завжди починається з деяким запізненням відносно вхідного сигналу. Величина запізнення дозволяє виконати динамічний розрахунок системи, визначити сумарний час спрацьовування, а також необхідність введення відповідних ланок для компенсації запізнювання залежно від частоти керую-



чого сигналу і встановлення часу подачі відповідних імпульсів.

Для виконання розрахунків необхідно знати розміри трубопроводів, гідравлічні і механічні опори, властивості робочої рідини і гідравлічних апаратів, характеристики джерел гідравлічної енергії [10].

Сумарний час запізнення спрацьовування системи гасіння коливань може бути в першому наближенні визначено за формулою

$$t_3 = \frac{\Delta V + V_1}{Q_H + 0,5Q_B}, \quad (13)$$

де  $\Delta V$  – зменшення об'єму рідини в системі при збільшенні тиску на величину  $\Delta p$ ;  $V_1$  – об'єм рідини, потрібної для заповнення додаткових об'ємів у системі;  $Q_B$  – виток в системі за робочим тиском;  $Q_H$  – номінальна витрата рідини в системі

$$Q_H = \frac{17,1 \cdot N_H}{P_H}, \quad (14)$$

де  $N_H$  – потужність гідроприводу;  $P_H$  – номінальний тиск гідросистеми.

Об'єм рідини, потрібної для заповнення додаткових об'ємів у системі  $V_1$ , дорівнює 5...10% від всього об'єму рідини в гідросистемі  $V$ . Загальний об'єм рідини в гідросистемі розраховується за формулою

$$V = V_{\text{труб}} + V_{\text{облад}}, \quad (15)$$

де  $V_{\text{облад}}$  – об'єм гідравлічної рідини, що знаходиться у обладнанні гідросистеми;  $V_{\text{труб}}$  – об'єм гідравлічної рідини, що знаходиться у трубопроводі гідросистеми, який розраховується за формулою

$$V_{\text{труб}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L, \quad (16)$$

де  $L$  – сумарна довжина трубопроводів системи;  $D$  – внутрішній діаметр трубопроводу гідросистеми, який визначається за формулою

$$D = 4,5 \cdot \sqrt{Q_H / W}, \quad (17)$$

де  $W$  – швидкість руху рідини в гідросистемі при заданному тиску.

$$V_1 = (0,05 \dots 0,1) \cdot V. \quad (18)$$

В першому наближенні час запізнення спрацьовування визначається за формулою

$$t_3 = \frac{\Delta V + V_1}{Q_H} \cdot \frac{1}{1 - \frac{Q_B}{2Q_H}}. \quad (19)$$

З урахуванням, що

$$Q_B = K_B \cdot P, \quad (20)$$

де  $P$  – робочий тиск у системі;  $K_B$  – коефіцієнт витoku рідини.

$$K_B = j \cdot \frac{61,2 \cdot N_H}{P^2}, \quad (21)$$

де  $j$  – коефіцієнт, що змінює одиниці вимірювання з л/хв на м<sup>3</sup>/с і має значення 0,278.

В такому разі зменшення об'єму рідини в системі при збільшенні тиску на величину  $\Delta p$  розраховується за формулою

$$\Delta V = \delta \cdot S_1 \cdot L, \quad (22)$$

де  $\delta$  – коефіцієнт зменшення обсягу рідини, який залежить від робочого тиску;  $S_1$  – поперечний переріз внутрішнього діаметра трубопроводу гідросистеми.

Величина  $S_1$  розраховується за формулою

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}. \quad (23)$$

Спрощене рівняння визначення запізнення спрацьовування має вигляд

$$t_3 = \frac{\delta S_1 L + V_1}{Q_H - 0,5 K_B P}. \quad (24)$$

Із залежності витікає, що для зменшення часу запізнення спрацьовування необхідно, щоб:

- 1) робочі канали і трубопроводи були максимально короткими і жорсткими;
- 2) об'ємні втрати були знижені до мінімуму;
- 3) подача насоса повинна бути значною.

Швидкодія гасника динамічних коливань визначається для кожної конкретної системи за умови, що сигнал може передаватися з визначеним запізненням, але швидкодія повинна бути такою, щоб не порушувати стабільності роботи усього контуру.

Для цього потрібно знати період сколювання елемента ґрунту, тобто потрібно знайти час, за якого робочий орган розпушувача робить один повний цикл свого руху. Цей параметр є величиною обернено-залежною до середньої частоти коливань

максимумів сили різання ґрунту  $\bar{n}_M$  і визначається за формулою

$$T_c = \frac{1}{\bar{n}_M}; \quad (25)$$

$$\bar{n}_M = \frac{\bar{n}_0}{0,63 \dots 0,87}, \quad (26)$$

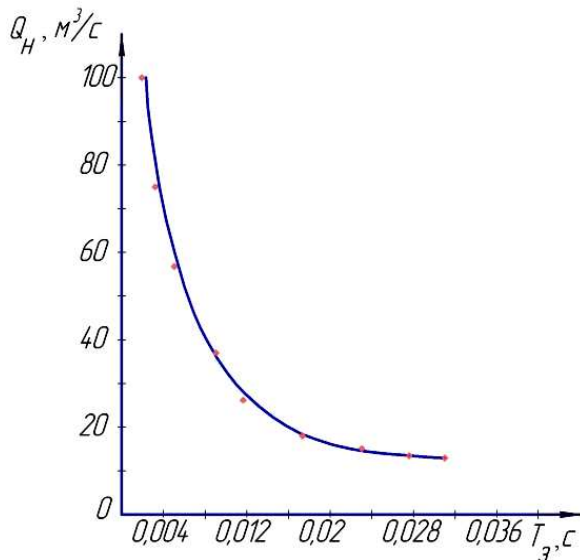
де  $\bar{n}_0 = (2,0 \dots 2,8) \frac{V_{\text{роб.ор.}}}{H}$  – середня частота коливань сили різання ґрунту,  $H$  – глибина розпушення,  $V_{\text{роб.ор.}}$  – швидкість робочого органа.

Припустимо, що певний динамічний орган працює у скельному ґрунті на глибині  $H = 0,3$  м. Швидкість робочого органа дорівнює  $V = 3$  м/с.

Вихідні дані гідросистеми гасіння динамічних коливань:

$N_H = 100$  кВт;  $P_H = 25$  МПа;  $P = 30$  МПа;  $L = 20$  м;  $W = 4.25$  м/с.

Для таких умов період сколювання елемента ґрунту складає 0,09 с, а час запізнення спрацювання гасника коливань – 0,0041с, тобто 1/22 періоду сколювання. Це говорить про те, що система вчасно спрацьовує та гасить коливання.



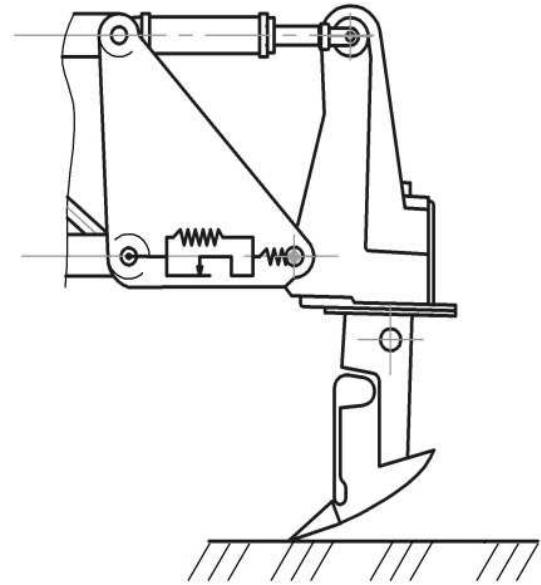
**Рис. 10.** Графік залежності часу запізнення спрацювання гідравлічної системи гасіння динамічних коливань від подачі гідравлічної рідини системи

**Fig. 10.** Graph of the time delay operation hydraulic blanking dynamic fluctuations of supply of hydraulic fluid

На основі результатів розрахунків побудований графік залежності часу запізнення спрацювання гідравлічної системи гасіння динамічних коливань від подачі гідравлічної рідини системи (рис. 10).

Для зменшення впливу коливань, які діють на базову машину, розроблена нова конструкція гасника динамічних коливань [11].

Гасник виконаний за пружнов'язкопластичною реологічною моделлю Бингама (рис.11) [7].



**Рис.11.** Пружнов'язкопластична реологічна модель Бингама

**Fig.11.** Resiliently visco plastic model of Binhmana

## ВИСНОВКИ

Розроблена електрогідравлічна схема дозволяє аналізувати навантажений стан кожної окремої ділянки ножа робочого органа відвального типу і кожного динамічного зуба розпушника та їх динамічних елементів і автоматизувати роботу кожного віброзбудника залежно від сили опору ґрунту різанню на кожній окремій ділянці відвалу та на кожному окремому зубі. За допомогою запропонованої схеми можливо атоматизувати режим роботи робочого обладнання зі зменшеною енергоємністю розробки ґрунту.

Запропоновані конструкції робочих органів бульдозера-розпушника дозволяють

зменшити енергоємність розробки ґрунту на 10...12%.

Регульована гідравлічна система гасіння динамічних коливань дозволяє вчасно гасити коливання, що передаються від робочого органу на базову машину.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. *Ветров Ю.А.* Резание ґрунтов землеройными машинами. - М.: Машиностроение, 1971. - 357 с.
2. *Власов В.В., Пелевин Л.Е.* Моделирование нагрузок при стендовых испытаниях узлов землеройных машин // Тез. докл. на Респ. семинаре молодых ученых по проблемам механизации и автоматизации земляных работ в строительстве. - К.: КИСИ, 1988. - с. 10-11.
3. *Ничке В.В.* Надежность прицепного и навесного оборудования тракторов. - Харьков: Вища школа, 1985. - 152 с.
4. *Власов В.В., Пелевин Л.Е.* Статистическое описание сил сопротивления резанию на отвале бульдозера // Тез. докл. на Респ. семинаре молодых ученых по проблемам механизации и автоматизации земляных работ в строительстве. - К.: КИСИ» 1988. - с.11-12.
5. *Власов В.В., Крупко В.А., Смирнов В.Н.* Прогнозирование сил резания при разработке сложноструктурного ґрунтового массива // Горн., строит. дор. и мелиорат. машины: Респ. межвед. научн.-техн. сб. - К.: Техника, 1989, вш.42. - с.41-45.
6. *Патент № 94096* України, МПК<sup>7</sup> E02F 5/30. Вібробудник / Л.С. Пелевін, С.В. Лаврик; заявник і патентовласник КНУБА; заявл. 29.05.2014; опубл. 27.10.2014, Бюл. №20.
7. *Баловнев В.И.* Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин: Учебное пособие для студентов вузов. - М.: Высш. школа, 1981. - 335 с.
8. *Ветров Ю.О. Власов В.В.* Машины для земляных работ. Приклады розрахунку: Научный посібник. - К.:ІСДО, 1995. -304 с.
9. *Пелевін Л.* Гідравлічний гасник динамічних коливань / Л. Пелевін, М. Карпенко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. - К., 2014. - №83. - С. 97-103.
10. *Пелевин Л.С., Смирнов В.М., Гаркавенко О.М., Фомин А.В.* Гидро- та пневмоприводы строительных машин: Учебник. - 2-е изда-

ние, дополненное. - К.: КНУБА, 2002. - 328 с.; іл.

11. *Патент № 90197* України, МПК<sup>7</sup> E02F 5/30. Розпушник з гасником динамічних коливань / Л.С. Пелевін, М.М. Карпенко; заявник і патентовласник КНУБА; заявл. 16.01.2014; опубл. 12.05.2014, Бюл. №9.

#### REFERENCES

1. *Vetrov Ju.A., 1971.* Rezanie gruntov zemlerojinyimi mashinami [Digging earthmoving machinery]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 357. - (in Russian)
2. *Vlasov V.V., Pelevin L.E., 1988.* Modelirovanie nagruzok pri stendovyih ispyitaniyah uzlov zemlerojinyih mashin [Simulation of loads during bench testing of the earth-moving machines]. Tez. dokl. na Resp. seminar molodyih uchenyih po problemam mehanizatsii i avtomatizatsii zemlyanyih rabot v stroitelstve [Abstracts of the republican seminar of young scientists on mechanization and avtomatizatsii excavation in construction]. Kyiv, KISI, 10-11. - (in Russian)
3. *Nichke V .V. 1985.* Nadezhnost pritsepnogo i navesnogo oborudovaniya traktorov [The reliability of the trailer and tractor attachments]. Kharkiv, Vishcha shkola Publ., 152. - (in Russian)
4. *Vlasov V.V., Pelevin L.E. 1988.* Statisticheskoe opisanie sil soprotivleniya rezaniyu na otvale buldozera [Statistical description of the forces of resistance to cutting on the blade dozer]. Tez. dokl. na Resp. seminar molodyih uchenyih po problemam mehanizatsii i avtomatizatsii zemlyanyih rabot v stroitelstve [Abstracts of the republican seminar of young scientists on mechanization and automation excavation in construction]. Kyiv, KISI Publ., 11-12. - (in Russian)
5. *Vlasov V.V., Krupko V.A., Smirnov V.N. 1989.* Prognozirovanie sil rezaniya pri razrabotke slozhnostrukturnogo gruntovogo machini [Prediction of cutting forces in the development of complex soil mass]. Gorn., stroit. dor. i meliorat. Mashinyi [Mining, road construction and melioration machines], Tehnika Publ., No.42, 41-45. - (in Russian)
6. *Pelevin L.E., Lavrik S.V., 2014.* Vibrozbudnik [Vibrofeeders]. Patent Ukraine No.94096, МПК<sup>7</sup> E02F 5/30. - (in Ukrainian)
7. *Balovnev V.I., 1981.* Modelirovanie processov vzaimodejstvija so sredoj rabochih organov dorozhno-stroitel'nyh mashin: Uchebnoe posobie dlja studentov vuzov [Modeling of

- processes of interaction with the environment of working bodies of road-building machinery: Textbook for students]. Moscow, Vishcha shkola Publ., 335. – (in Russian)
8. *Vetrov Ju.O. Vlasov V.V. 1995. Mashini dlya zemlyanih robit. Prikladi rozrahunku: Nauchniji posibnik [Machines for excavation. Examples of calculation: Scientific guide]. Kyiv, ISDO Publ., 304. – (in Russian)*
  9. *Pelevin L, Karpenko M., 2014. Gidravlichny gasnik dinamichnih kolyvan [The hydraulic quencher dynamic vibration]. Girnichi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashyny [Mining, constructional, road and melioration machines], No.83, 97-103. – (in Ukrainian)*
  10. *Pelevin L.E., Smirnov V.M., Garkavenko O.M., Fomin A.V. 2002. Gidro- ta pnevmoprivody stroitel'nyh mashin: Uchebnyk. 2-e izdanie, dopolnennoe [Hydro pneumatic drives construction machinery. Textbook. 2-th edition complemented by]. Kyiv, KNUCA Publ., 328. – (in Ukrainian)*
  11. *Pelevin L.E., Karpenko M.M., 2014. Rozpushnyk z hasnykom dynamichnykh kolyvan [Rozpushnyk quencher with dynamic fluctuations]. Patent Ukraine No.90197, MPK<sup>7</sup> E02F 5/30. – (in Ukrainian)*