

УДК 624.13

Л.Є. Пелевін, канд. техн. наук, професор КНУБА
В.П. Рашківський, канд. техн. наук

ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛЕННЯ ВНУТРІШНІХ НАПРУЖЕНЬ В ЕЛЕМЕНТАХ НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ ТРАНШЕСКОПАЧА З ТОРЦЕВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ У ВИГЛЯДІ ДИСКУ

Актуальність роботи

Для території України характерні роботи по механізованій розробці ґрунтів III-IV категорій [1].

Важливим чинником, що забезпечує ефективну роботу дискових робочих органів землерийних машин є рішення кінематичної схеми навішування, що дозволяє здійснювати оптимальну траєкторію заглиблення робочого органу, а також що дає можливість варіювати, в широких межах, кут нахилу диска і поворот його в плані, якщо діаметр диска перевищує задану ширину траншеї [2].

Відомо, що дискові робочі землерийні робочі органи (рис. 1, а) ефективно працюють при швидкостях впровадження різального елемента від 2 м/с до 35 м/с [3, 4]. Проте робота в такому швидкісному режимі має окрім позитивних якостей (зниження енергоємності процесу, підвищення продуктивності машини) деякі негативні якості, що полягають в наявності динамічних навантажень на навісне обладнання робочого органа машини [5].

Метою роботи є синтез навісного обладнання траншеєскопача та визначення внутрішніх навантажень в його елементах при можливій роботі в динамічному режимі.

Виклад основного матеріалу

Для синтезу розрахункової схеми представимо навісне устаткування у вигляді плоского механізму, що складається з декількох ланок, сполучених між собою шарнірами, включаючи опорні шарніри кріплення до базової машини. Базова машина в число ланок, створюючих механізм, не входить [7].

Положення навісного обладнання з ланками заданої довжини розраховуються залежно від

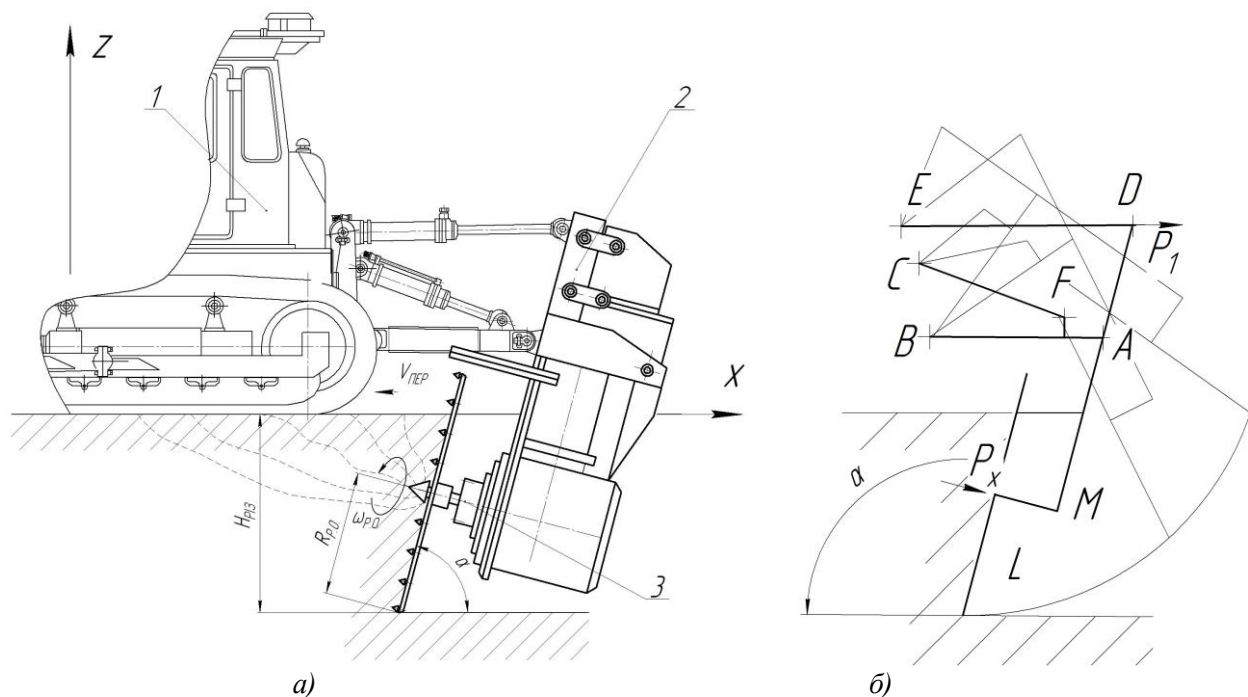


Рисунок 1. Траншеєскопач з торцевим робочим органом у вигляді диска: а – загальний вид; б – розрахункова схема навісного обладнання.

зміни довжини керуючих гідроциліндрів (рис. 1, б). При дослідженні зміни положення робочого органу проводимо послідовний автоматичний перебір можливих поєднань довжин ланок, кожну з яких змінюємо із заданим кроком. Таким чином, число розрахункових положень навішування визначається вибраним кроком зміни довжини управляючого гідроциліндра і включає весь діапазон зміни положень навісного устаткування – від максимально піднятого (транспортне положення) до опущеного (при відриванні траншеї).

Параметрами, що характеризують траєкторію заглиблення дискового робочого органу, є кут повороту нижньої тяги α відносно вісі x (рис. 1, б) і відстань d між шарніром кріплення гідроциліндра і центром диска L , які визначаються з виразів:

$$d = \sqrt{l^2 + f^2 - 2lf \cos(\arccos[(l^2 + b^2 - c^2)/2lb]) - \beta_2}$$

$$\alpha = \frac{3\pi}{2} - Q - \arccos[(K^2 + l^2 - a^2)/2Kl] - \arccos[(l^2 + d^2 - f^2)/ld]$$

де l, f, b, c, K, a – лінійні параметри навіски; Q і β_2 – кутові параметри навіски.

Необхідною умовою експлуатації навішування є заглиблення робочого органу на глибину $H = 0,8D$, де D – діаметр диска, а також перевід робочого органу в транспортне положення, при якому відстань між опірною поверхнею ґрунту і нижньою точкою робочого органу складе 300...400 мм. В результаті кінематичного розрахунку одержані лінійні розміри елементів навіски, при яких дотримуються вище перелічені умови експлуатації навісного обладнання при різних значеннях діаметра диска.

При використанні дискового навісного обладнання необхідно забезпечити максимальне зчеплення рушіїв базової машини з ґрунтом, яке може зменшуватися внаслідок вивішування базової машини відносно крайньої точки бази трактора (рис. 1, а).

Отже, необхідно вирішити конкуруючі задачі: по-перше, реалізувати максимальну силу на робочому органі, а по-друге, забезпечити максимальне зчеплення рушіїв базової машини з ґрунтом. Аналіз залежностей показує, що це можливо при максимальному наближенні робочого органу до базової машини.

Розроблена конструкція дискового навісного устаткування (рис. 2), яка дозволяє вирішити дану задачу. Стійка має можливість не тільки вертикального переміщення в направляючих, але і повороту в плані в шарнірах. Це дає можливість розробляти траншеї

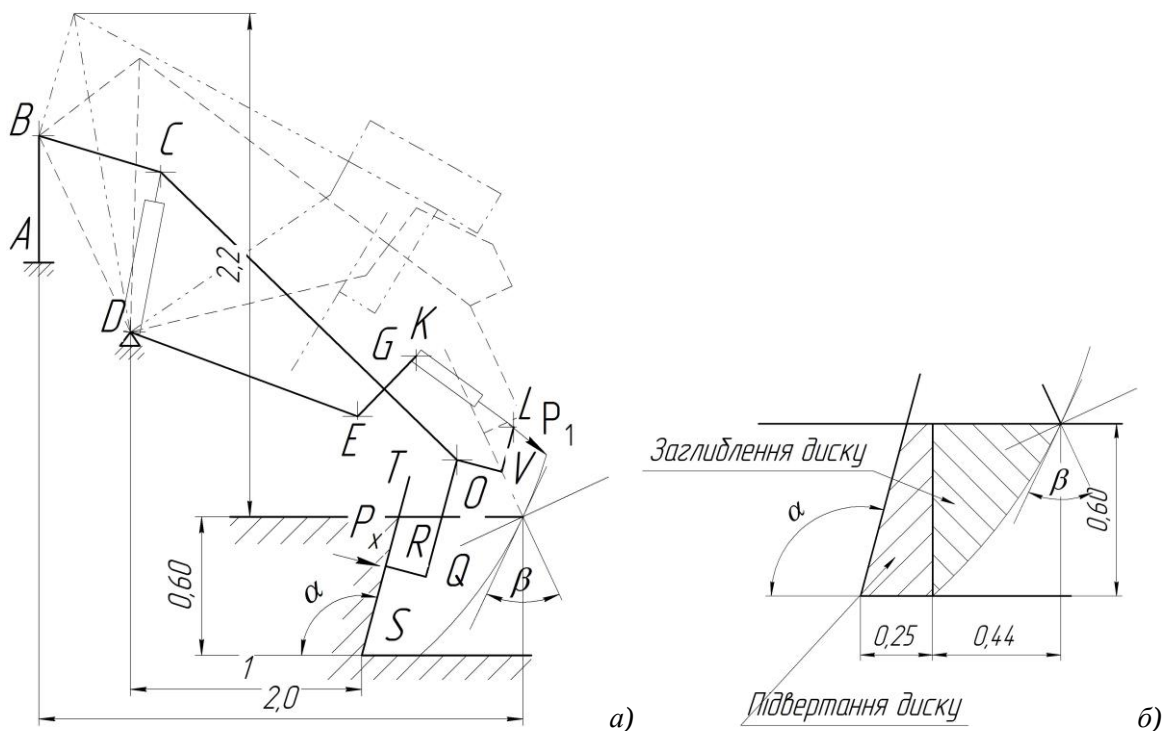


Рисунок 2. Синтезована навіска торцевого робочого органу траншеєкопача: а – схема силового навантаження навіски; б – траєкторія заглиблення диска робочого органу $\varnothing 0,8$ м.



різного профілю. Установка гідроциліндра ГЦ 1 підйому-опускання стійки співвісно з напрямом переміщення стійки дозволяє максимально реалізувати зусилля на штоку.

Зміна кута нахилу диска при заглибленні, в процесі роботи, а також перевод робочого органу в транспортне положення здійснюється гідроциліндром ГЦ 2. Розроблений ґрунт екскавується лопатками і за допомогою відбійного щитка і укладається в бруствер. Дальність укладання ґрунту в бруствер регулюється кутом нахилу відбійного щитка.

Таким чином, синтез навісок дискових робочих органів дозволив розробити таке навісне обладнання, яке дозволяє максимально реалізувати можливості робочого органу і базової машини.

Для розробки міцних ґрунтів та ґрунтів з включеннями підвищеної міцності доцільно використовувати високошвидкісне дискове начіпне обладнання. Натурні випробування такого обладнання показали, що при розробці ґрунтів з включеннями підвищеної міцності фракції до 100 мм включення подрібнюються ґрунторуйнуючими елементами і транспоруючими лопатками виносяться із забою. Однак можливі випадки, коли в ґрунті можуть знаходитися жорсткі перешкоди (залізобетонні стовпи, цегляна кладка та ін.). Для таких випадків необхідно визначити максимальне навантаження при упорі в жорстку перешкоду.

При упорі в жорстку перешкоду нижнім краєм диска диск безумовно руйнуватиметься, оскільки в даному конструктивному виконанні ($\delta = 20$ мм) він може витримати поперечне навантаження всього лише близько 30 кН замість тих, що вимагаються 97...114 кН. Тому розглядається випадок упору в жорстку перешкоду на рівні центру диска.

Перший етап – визначаємо жорсткість металокопструкції навісного устаткування C_M

$$C_M = 1/\delta_{11}, \quad (1)$$

де δ_{11} – переміщення по напрямку прикладеної до центру диска горизонтальної сили $P_x = 1$ кН.

Величина δ_{11} визначається як сума переміщень δ_i для окремих елементів

$$\delta_{11} = \sum_{i=1}^n \delta_i. \quad (2)$$

Доданки δ_i визначаємо методом Мору за формулами:

а) для розтягнутих і стиснутих елементів (верхня і нижня тяга, гідроциліндри підйому і нахилу робочого органу) (рис. 2) з урахуванням змінності перетинів елементів

$$\delta_1 = \frac{\bar{N}_{ki}^2}{E} \sum_{i=1}^n \int \frac{ds}{S_{ki}}; \quad (3)$$

б) для зігнуто-розтягнутих і зігнуто-стиснутих елементів

$$\delta_1 = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^n \int \frac{M_{ki}^2 ds}{I_{ki}} + \frac{1}{E} \sum_{i=1}^n \int \frac{\bar{N}_{ki}^2}{S_{ki}}. \quad (4)$$

У формулах 3 і 4 прийняті наступні позначення: E – модуль пружності першого роду (модуль Юнга); S_{ki} – площа перетину і I_{ki} – момент інерції перетину для k -ї ділянки i -го елемента; N_{ki} , M_{ki} – подовжня сила і згинаючий момент для k -ї ділянки i -го елемента; n_i – число ділянок i -го елемента.

Таким чином, $\delta_{11} = 6,766 \cdot 10^{-5}$ м/кН; $C_M = 1/6,766 \cdot 10^{-5} = 14780$ кН/м.

Другий етап – визначення приведеної жорсткості металокопструкції навісного устаткування і перешкоди за формулою

$$\frac{1}{C_{\text{пп}}} = \frac{1}{C_M} + \frac{1}{C_{\text{п}}}, \quad (5)$$

де C_{II} – жорсткість перешкоди.

Результати визначення величини δ_{11} приведені в таблиці 1.

Розглянемо два типи перешкод:

а) цегляна кладка шириною $b = 80$ см і площею $S = 40$ см² при глибині закладення в землю $H = 120$ см і відстані від землі до точки прикладання сили $h = 0,05$ м ($C_{II} = 20000$ кН/м);

б) залізобетонний стовп шириною $b = 20$ см і площею $S = 40$ см² при глибині закладення в землю $H = 120$ см і відстані від землі до точки прикладання сили $h = 0,01$ м ($C_{II} = 11000$ кН/м).

Таблиця 1

Характеристика елементів синтезованої навіски

Ділянка	Довжина L , м	Повздовжнє зусилля N , кН	Згинаючий момент M , кН·м	Площа перетину F , м ²	Момент інерції перетину I $\cdot 10^{-8}$, м ⁴	$\delta_{11} \cdot 10^5$, м
AB	0,549	-1,05	0...0,927	0,012	2250	3,352
CG	1,5	-2,060	0...0,261	0,01542	3929	0,61
EK	0,025	0,775	0,729...0,713	0,01542	3929	0,158
GO	0,400	2,609	0,346...0	0,01542	3929	0,278
LU	0,2	0,536	0...0,354	0,012	2250	0,18
UO	0,2	1,77	0,354...0,461	0,012	2250	0,734
OQ	0,525	-0,259	0,461...-0,046	0,00362; 0,01542	1646; 3929	0,919
BC	0,55	-1,99	–	0,0175; 0,012; 0,021	–	0,06
CD	0,67	0,118	–	0,0010	–	0,003
DE	1,05	2,947	–	0,0052...0,0 277	–	0,229
KL	0,504	1,849	–	0,0010	–	0,243
					Σ	6,766

У першому випадку маємо:

$$\frac{1}{C_{II}} = \frac{1}{14780} + \frac{1}{20000} = 1,1766 \cdot 10^{-4};$$

$$C_{II} = 8499 \text{ кН/м.}$$

У другому випадку

$$\frac{1}{C_{II}} = \frac{1}{14780} + \frac{1}{11000} = 1,5857 \cdot 10^{-4};$$

$$C_{II} = 6306 \text{ кН/м.}$$

Третій етап – визначення найбільшої сили $P_{X \max}$ при упорі центру диска в жорстку перешкоду.

У роботі [6] силу $P_{X \max}$ згідно одномасної динамічної моделі рекомендується визначати за формулою:

$$P_{X \max} = T\varphi + P_{d \max} = G\varphi + V_0 \sqrt{m_1 G_n}, \quad (6)$$

де G – зчіпна вага базової машини; φ – коефіцієнт зчеплення; V_0 – початкова швидкість базової машини; m_1 – маса базової машини з навісним робочим устаткуванням.

Статична $T\varphi$ і динамічна $P_{X \max}$ складові досягають максимумів не одночасно, причому максимум однієї з цих складових відповідає приблизно 0,2 іншій. Тому сила $P_{X \max}$ визначається за формулою:

$$P_{X \max} = \max \begin{cases} 0,2G\varphi + V_0 \sqrt{m_1 G_n} \\ G\varphi + 0,2V_0 \sqrt{m_1 G_n} \end{cases}$$

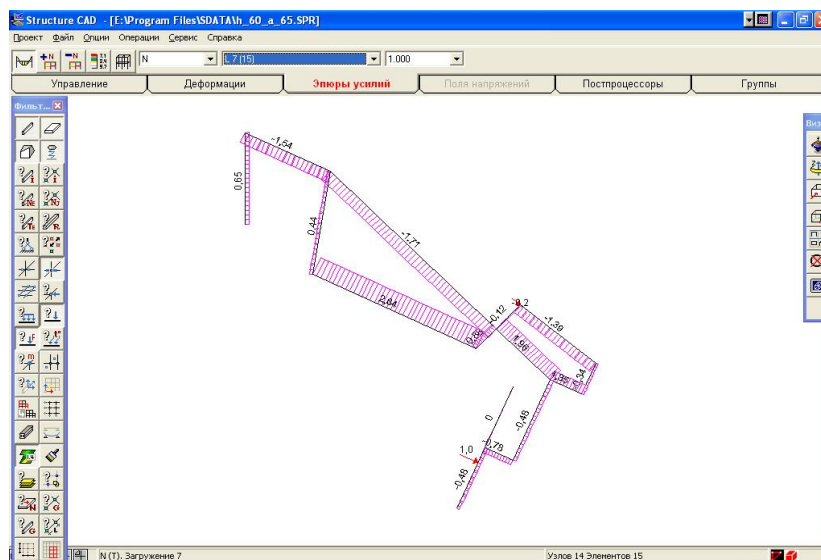
Для розрахунків приймаємо наступні значення φ і V_0 : $\varphi = 0,65$; $V_0 = 0,36$ км/год = 0,10 м/с, або $V_0 = 1$ км/год = 0,278 м/с. Результати розрахунків зводимо в таблицю 2.

Таблиця 2

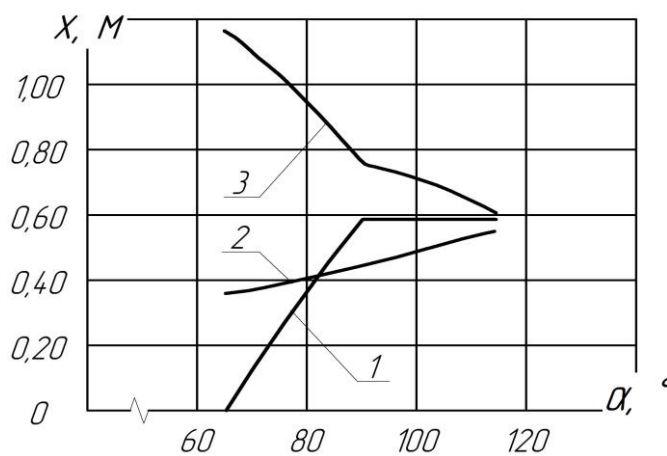
Результати розрахунків максимального зусилля $P_{\max}$.

Тип перешкоди	Цегляна кладка		Залізобетонний стовп	
Швидкість V_0 , км/год	0,36	1,00	0,36	1,00
$P_{X \max}$, кН	97,8	114,0	96,8	107,4

Найбільші нормальні напруження в окремих елементах металоконструкції навісного устаткування опинилися при цьому наступними (рис. 3, а):



а)



б)

Рисунок 3. Результати аналізу синтезованого навісного обладнання: а – приклад отриманої епюри внутрішніх напружень в елементах навіски торцевого робочого органу від одиничної зовнішньої сили; б – залежності висування штоків силових гідроциліндрів навіски (2, 3) від траєкторії руху нижньої точки диску (1).



- в рамі AB $\sigma = 362,3$ МПа;
- в стійці VO $\sigma = 70,5$;
- у важелі LVO $\sigma = 192,1$ МПа;
- в стійці приводу QC $\sigma = 263,6$ МПа;
- у верхній тязі BC $\sigma = 5,2$ МПа;
- в нижній тязі DE $\sigma = 64,6$ МПа;
- в штоках гідроциліндрів підйому CD $\sigma = 13,4$ МПа;
- в штоках гідроциліндрів нахилу робочого органу $\sigma = 209,9$ МПа;

Висновки: проведений силовий аналіз синтезованої навіски торцевого робочого органу траншеєкопача дозволяє мінімізувати її матеріалоемність за умови динамічності процесу руйнування ґрунту, при забезпеченні відповідності кута заглиблення найменш енергоємному процесу, а також визначити закони висування штоків силових гідроциліндрів навіски (рис. 3, б) відповідно до мінімізації траєкторії руху робочого органу для розробки системи автоматизованого процесу заглиблення диску.

Література

1. Кириченко І.Г., Назаров Л.В., Нічке В.В. та ін. Наукові основи створення високоефективних землерійно-транспортних машин. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 588 с.
2. Гаркавенко О.М. Розробка та створення швидкісних обрешуючих дискових робочих органів землерійних машин безперервної дії: Автореф. дис. ... канд. техн. наук/ КДТУБА. – К., 1996. – 20 с.
3. Баладинский В.Л., Смирнов В.Н., Доу А.М., Спектор М., Вольф Л. Теория разрушения рабочих сред. –К.: Техніка будівництва, 1999. – 230 с. – Бібліогр.: с. 173–175.
4. Власов В.В. Об учете обратной связи в динамической системе землеройная машина – ґрунт//Горн., строит. и дор. машины: вып. 18. Респ. межвед. научн.-техн. сб. – К.: Техника, 1974, С. 44-50.
5. Ловейкін В.С., Пелевін Л.Є., Рашківський В.П. Моделювання динаміки руху траншеєкопача з торцевим робочим органом// Зб. "Гірничі, будівельні, шляхові та меліоративні машини", вип.70. Всеукраїнський збірник наукових праць. Київ, 2007, С. 78-83.
6. Холодов А.М. Основы динамики землеройно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 280 с.