

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНОГО ОБЛАДНАННЯ

АННОТАЦІЯ. Розглянуто нові види сполучень ґрунторозроблювальних та транспортувальних робочих органів. Проведено аналіз робочого процесу та побудовано розрахункові схеми енергоємності робочого процесу розробки траншеї.

Ключові слова: енергоємність, різальний елемент, периферійний робочий орган, торцевий робочий орган, ґрунтовий цілик.

АННОТАЦИЯ. Рассмотрены новые виды соединений ґрунторазрабатывающих и транспортирующих рабочих органов. Проведен анализ рабочего процесса и построены расчетные схемы энергоёмкостей рабочего процесса разработки траншеи.

Ключевые слова: энергоёмкость, резательный элемент, периферийный рабочий орган, торцевой рабочий орган, почвенный целик.

SUMMARY. The new types of connection elaborative and transporting are considered executive branches. Conducted analysis of working process and calculation charts and executed calculation of energycapacities of development of trench process are built.

Key words: power-hungryness, cutting element, peripheral working organ, butt-end working organ, the soil completely.

Вступ

Створення ґрунторозроблювальних та транспортувальних робочих органів, а також різних їх комбінацій, що реалізують нові принципи роботи, є резервом для зниження енергоємності робочого процесу та розширення технологічних можливостей землерийної техніки.

Мета роботи - це встановлення залежностей для формування параметрів низькоенергоємних процесів робочих органів землерийно-транспортного обладнання у вигляді «ґрунторозроблювального робочого органа вирізувального типу – похилий короткий стрічковий конвеєр» (ГРОВОТ). Ціллю даного дослідження є визначення раціональних сполучень параметрів робочих органів, отримання таких їх взаємоузгоджених значень, де величина енергоємності процесу розробки профілю забою (відокремлення ґрунтового цілика від масиву і його транспортування) буде найменшою.

Виклад основного матеріалу. Аналізуючи відомі роботи з питань дослідження робочих органів землерийно-транспортних машин можна прийти до висновку, що компоновкою ґрунто-розроблювального органа вирізувального типу (конструктивне виконання – вібраційний ріжучий периметр) з

встановленим похилим стрічковим конвеєром підпорядкована схемі виконання робіт по утворенню і засипанню траншеї і реалізує низькоенергоємний принцип роботи. Сполучення таких робочих органів є складна динамічна модель з чисельними зв'язками і обмеженнями та розгалуженою структурою, яку доцільно зображувати у вигляді системи (рис.1).

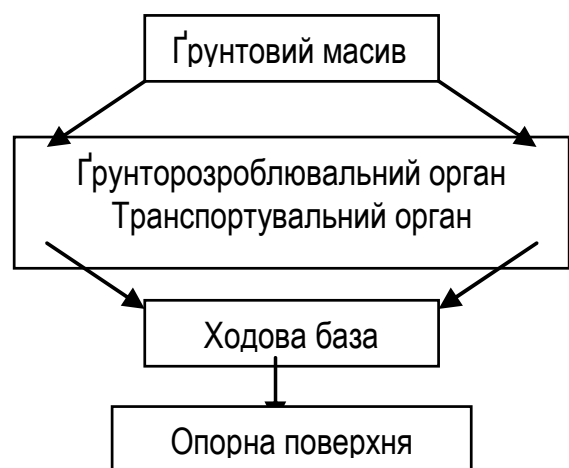


Рис.1 Динамічна модель компоновки робочого органа

Вивчення та аналіз цієї системи дало можливість сформулювати наступні принципи роботи землерийно-транспортного обладнання:

– руйнування ґрунтових зв'язків у масиві здійснюється робочим органом тільки за встановленим периметром. При цьому керуване зміщення $B_{зм}$ його ріжучих елементів (від горизонтальних до вертикальних) забезпечує мінімальні силові та енергетичні параметри процесу. В умовах глибокого блокування вирізання (відсутність стружкоутворення та взаємодії між вертикальними профілями) відбувається перетин об'ємів порушеної (ущільненої) структури ґрунту від розрізання вертикальними і горизонтальними профілями. У цьому об'ємі ґрунтова маса знаходиться під дією накладання полів напружень, що викликані складовими зусиллями розрізання ґрунту ріжучими профілями, яке визначає вплив від взаємодії ріжучих елементів (профільей) периметра на параметри процесу вирізання (рис. 2, 3); – зусилля розробки профілю завою реалізується транспортуючим робочим органом як додаткова тяга машини P_T . Процес транспортування ґрунтового цілика (вирізаного за периметром), що завантажується на пересувний похилий конвеєр, у випадку $V_m > V_n$, може бути представлений за схемою (рис. 3) та описуватись за нерівністю:

$$G_T (\sin \alpha_0 + f_{к.с.} \cos \alpha_0) < P_T \leq G_T \cdot (\sin \alpha_0 + f_{к.с.} \cos \alpha_0) + [P' + P'' - (G_T + G_K) f_{к.к.} \cos^{-1} \alpha_0], \quad (1)$$

де V_m - швидкість транспортування ґрунтового цілика; V_n - швидкість переміщення землерійно-транспортного обладнання; P' - реакція ґрунту на рифленнях стрічки; P'' - сила тертя ґрунту по стрічці; G_m - вага ґрунту на транспортуючому органі; G_K - вага конвеєра; $f_{к.с.}$ - коефіцієнт тертя кочення вантажонесучого полотна по роликкоопорах конвеєра; $f_{к.к.}$ - коефіцієнт тертя кочення опорної бази конвеєра по поверхні.

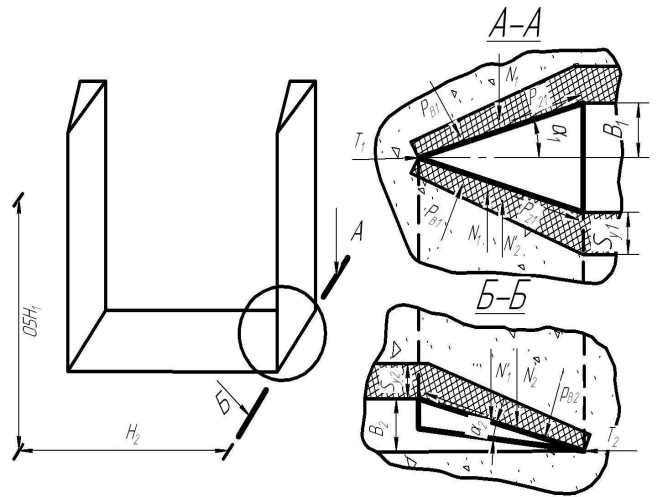


Рис. 2 Розрахункова схема заглиблення вібраційного робочого органа вирізувального типу

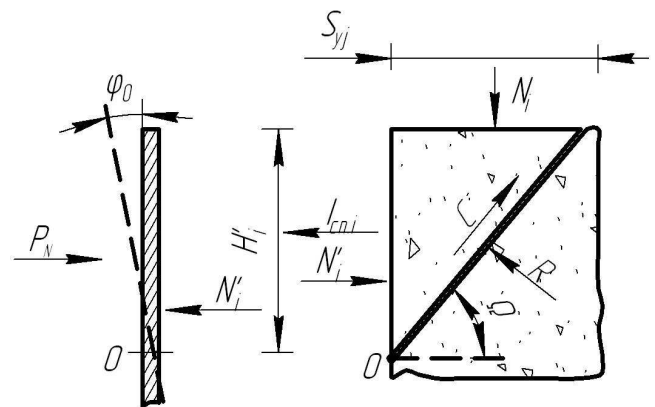


Рис. 3 Розрахункова схема до визначення впливу взаємодії ріжучих елементів ГРОВОТ на параметри процесу вирізування

Встановлено також, що найбільший вплив на ефективність робочого процесу має умови взаємозв'язку параметрів вирізування та транспортування розроблюваного середовища.

Процес транспортування ґрунтового цілика (вирізаного ГРОВОТ), що завантажується на пересувний похилий конвеєр, у випадку $V_T > V_n$, може бути представлено за схемою (рис. 4) та визначатися за формулою:

$$G_T (\sin \alpha_0 + f_{к.с.} \cos \alpha_0) < P \leq G_T \cdot (\sin \alpha_0 + f_{к.с.} \cos \alpha_0) + [P' + P'' - (G_T + G_K) f_{к.к.} \cos^{-1} \alpha_0]. \quad (2)$$

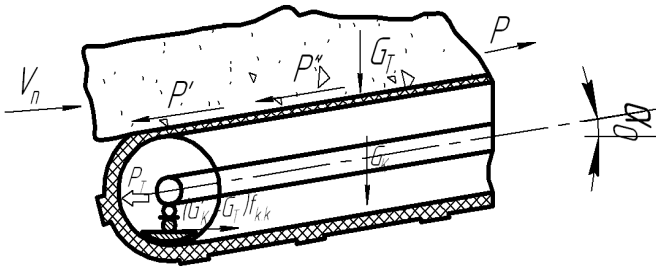


Рис. 4 Схема до визначення умов наявності зусилля на переміщення транспортувального виконавчого органа (похилий короткий стрічковий конвеєр)

Визначення раціональних сполучень параметрів робочих органів має ціль отримання таких їх взаємоузгоджених значень, коли величина енергоємності процесу розробки профілю забою \mathcal{E} (відокремлення ґрунтового цілика від масиву і його транспортування) буде означена областю найменших значень. Для цього порівнюються енергоємності кількох процесів розробки профілю забою певного ґрунтового фону за різних значень кінематичних та геометричних параметрів ґрунторозроблювального і транспортувального органів. Область мінімальних значень енергоємності (\mathcal{E}) буде визначатись розв'язком такої системи нерівностей:

$$\begin{cases} \rho_{в.1} + \mathcal{E}_{т.мін} > \rho_{в.2} + \mathcal{E}_{т.2}; \\ T_{в.1} - P_{т.1} \geq T_{в.2} - P_{т.2}; \\ P_{т.макс} \geq T_{в.1} - T_{в.2} \geq 0; \\ B_{з.м.1} \leq B_{з.м.2}, \end{cases} \quad (3)$$

де $\rho_{в.1}; \rho_{в.2}$ - енергоємність процесів відокремлення цілика ґрунторозроблювальним органом за різних значень опор вирізанню $T_{в.1}$ і $T_{в.2}$; $\mathcal{E}_{т.мін}$ - мінімальне значення енергоємності процесу транспортування, що відповідає рівності швидкості подачі (переміщення землерийно-транспортного обладнання) V_n і транспортування цілика V_m і зусиллю напору конвеєра $P_{м.1}$ близькому до нуля; $\mathcal{E}_{т.2}$ - енергоємність процесу транспортування ґрунтового цілика за наявності сили напору $P_{м.2}$ ($P_{м.2} \geq T_{в.1} - T_{в.2}$ при $V_n \neq V_m$); $P_{т.макс}$ - максимальне зусилля напору конвеєра; $B_{з.м.1}; B_{з.м.2}$ - зміщення, відносно одне одного (вертикальних з гори-

зонтальним), ріжучих профілів периметра порівняно до моделей ґрунторозроблювальних органів.

Із вище зазначеного отримуємо, що складова $\rho_{в.1} + \mathcal{E}_{т.мін}$ нерівності (1) визначає енергоємність процесу розробки профілю забою за рівності $V_n = V_m$ і відсутності взаємозв'язку між параметрами $T_{в.1}$ і $P_{м.1}$, а складова $\rho_{в.2} + \mathcal{E}_{т.мін}$ - енергоємність процесу при $V_n \neq V_m$ і наявності взаємозалежності між $T_{в.2}$ і $P_{м.2}$, тобто часткової реалізації зусилля вирізанню ґрунтового цілика за рахунок його транспортування.

При розв'язанні системи нерівностей необхідно розглядати два можливих варіанта отримання результату. Перший, коли енергоємність визначається для процесів розробки профілю забою за умови накладення на них параметрів обмеження, що вказують на присутність ефекту взаємодії ріжучих профілів ґрунторозроблювального органа (зусилля опору від взаємодії ріжучих елементів $T_{в.3} > 0$), а саме:

$$\begin{cases} \frac{C_0 V_k}{U k_d \cos \theta \sin \theta} < \frac{\cos \alpha_i - f \sin \alpha_i}{k_{ai}} \\ B_{з.м.1} \leq B_i, \end{cases} \quad (4)$$

де C_0 - зчеплення ґрунту; $V_k = V_{кол} + V_n$ - швидкість ґрунторозроблювального органа ($V_{кол}$ - швидкість коливання ріжучого периметра); U - швидкість розповсюдження хвилі деформації в ґрунті; k_d - питомий опір руйнуванню ґрунтового середовища; $\theta = 0,25\pi + 0,5\rho_{вн}$ - кут нахилу лінії сповзання ґрунтового клина ($\rho_{вн}$ - кут внутрішнього тертя); B_i - товщина профілю периметра; α_i - кут між ріжучими гранями профілю периметра ($i=1$ - для вертикальних та $i=2$ - для горизонтального профілів); k_{ai} - коефіцієнт впливу кута загострення ріжучого профілю; f - коефіцієнт тертя сталі об ґрунт.

Тоді розв'язок системи нерівностей (2) запишеться у вигляді:

$$\rho_{в.2} > \mathcal{E}_{т.2} - \mathcal{E}_{т.мін}, \quad (5)$$

де $\rho_{\text{вз.2}}$ - значення енергоємності, що спричинюється ефектом взаємодії ріжучих профілів. Використовуючи отриманні раніше закономірності /1, 2, 3/, після нескладних перетворень, отримаємо залежність, яка характеризує взаємоузгодженість параметрів робочих органів (грунторозроблювального, транспортуючого) землерийно-транспортного обладнання:

$$B_{\text{зм}} \geq \sum_{i=1}^2 \frac{B_i}{2} - \left[T_{\text{в.1}} - \sum_{i=1}^2 \frac{Uk_{\text{д}} B_i H_i}{i V_{\text{к}} k_{\alpha i}} \cdot (2f \sin^{-1} 2\alpha_i - f \operatorname{tg} \alpha_i + 1) + \frac{(\mathcal{E}_{\text{м.мін}} - \mathcal{E}_{\text{м.2}}) H_1 H_2 (\mu_2 - \mu_1)}{4\pi} \right] \cdot \frac{k_{\text{д}} \cos^2 \theta}{V_{\text{к}}} \times \sum_{i \neq j}^2 \frac{B_j H_j}{m_j k_{\alpha j}} \cdot \frac{\cos \alpha_j}{[Uk_{\text{д}} (\cos \alpha_i - f \sin \alpha_i)] \cdot \frac{k_{\alpha i}}{\sin \theta \cos \theta - c_{\text{д}} u_{\text{к}} k_{\alpha i}} \operatorname{ctg} \alpha_i \sin^2 \alpha_j} \quad (6)$$

де $(\mu_2 - \mu_1)$ - кут контакту ріжучого периметра з ґрунтом, залежним від відношення швидкості подачі V_n до віброшвидкості периметра $V_{\text{кол}}$; m_i , H_i - відповідно маса і довжина ріжучого профілю; $i = 1; 2$ і $j = 1; 2$, причому $i \neq j$.

Визначення $(\mu_2 - \mu_1) = f(V_n V_{\text{кол}}^{-1})$ можливо тільки числовими методами, бо аналітична залежність є трансцендентне рівняння. Коефіцієнти формульних залежностей визначалися за методом найменших квадратів. Отримано:

$$\begin{aligned} & \text{- для } V_{\text{п}} V_{\text{кол}}^{-1} \leq 0,22 \\ & \mu_2 - \mu_1 = 0,6(V_{\text{п}} V_{\text{кол}}^{-1})^{0,53}; \\ & \text{- для } 0,22 < V_{\text{п}} V_{\text{кол}}^{-1} < 0,68 \\ & \mu_2 - \mu_1 = 4,2V_{\text{п}} V_{\text{кол}}^{-1} + 0,9; \quad (7) \\ & \text{- для } 0,68 \leq V_{\text{п}} V_{\text{кол}}^{-1} < 0,84 \\ & \mu_2 - \mu_1 = 4,85V_{\text{п}} V_{\text{кол}}^{-1} + 0,44; \\ & \text{- для } 0,84 \leq V_{\text{п}} V_{\text{кол}}^{-1} < 1 \\ & \mu_2 - \mu_1 = 0,76(V_{\text{п}} V_{\text{кол}}^{-1})^{1,41}. \end{aligned}$$

Аналіз нерівності (5) свідчить про те, що енергоємність процесу розробки профі-

лю забою у діапазоні швидкостей взаємодії грунторозроблювального органа з робочим середовищем, визначеного умовою (4), буде приймати найменше значення (порівнянно з процесом, в якому робочі органи мають $V_n = V_m$), коли зміщення ріжучих профілів відповідає (6), а силові параметри транспортування ґрунтового цілика частково реалізується під час вирізання, тобто:

$$\mathcal{E} = \rho_{\text{в.2}} + \mathcal{E}_{\text{м.2}} \quad (8)$$

Якщо конкретизувати залежність (6) то, наприклад, менш енергоємно розробляти забой 0,3x0,4м в ґрунтовому масиві (характеристики $C_0 = 0,24$ кПа, щільність - $\rho_0 = 1700$ кг/м³, вологість - $W = 20\%$) ріжучими профілями з однаковими кутами загострення при швидкостях $V_n = 0,03$ м/с, $V_{\text{кол}} = 0,22$ м/с, $V_m = 0,48$ м/с, довжині профілів $H_1 = 0,4$ м і $H_2 = 0,3$ м, при зміщенні $B_{\text{зм}} > 0,044$ м ніж коли $V_n = V_m = 0,03$ м/с, $V_{\text{кол}} = 0,22$ м/с, $B_{\text{зм}} = 0$.

Другий випадок, що підлягає розгляду, визначається розв'язком системи нерівностей (2) за умови:

$$\begin{cases} \frac{C_0 V_{\text{к}}}{Uk_{\text{д}} \cos \theta \sin \theta} > \frac{\cos \alpha_i - f \sin \alpha_i}{k_{\alpha i}}; \\ B_{\text{зм.і}} \leq B_i, \end{cases} \quad (9)$$

тобто, коли силові і енергетичні параметри процесу не залежать від просторової орієнтації ріжучих профілів грунторозроблюючого органа.

Аналіз цього випадку свідчить про те що система (3) не має розв'язку. Це пояснюється тим, що $\mathcal{E}_{\text{м.2}} > \mathcal{E}_{\text{м.мін}}$, а тому при $\rho_{\text{вз.2}} = 0$ неможливе виконання нерівності (5). Тому енергоємність розробки забою буде визначатися (залежати) лише можливістю створення землерийно-транспортним обладнанням зусилля напору необхідної величини. В цьому випадку:

$$\mathcal{E} = \rho_{\text{в.1}} + \mathcal{E}_{\text{м.1}}, \quad (10)$$

де $\rho_{\text{в.1}}$ - енергоємність відокремлення ґрунтового цілика від масиву за опором вирізання $T_{\text{в.1}}$; $\mathcal{E}_{\text{м.1}}$ - енергоємність транспортування ґрунтового цілика при $V_n = V_m$.

Таким чином із залежності (10) можна зробити висновок, що в даному випадку відсутній взаємозв'язок між силовими параметрами вирізання ($T_{e,1}$) та транспортування ($P_{m,1}$) ґрунтового цілика, так як найменші значення енергоємності процесу розробки профілю забою будуть існувати $V_n = V_m$.

Розрахункові дані отримані на основі викладених досліджень дали змогу порівняти значення енергоємностей процесів розробки забою для двох типів землерийно-транспортного обладнання: перший тип – ґрунторозроблювальний фрезерного типу (конструктивне виконання фрези Ланца) з відцентровим металником; другий тип – ґрунторозроблювальний динамічний орган вирізаючого типу з встановленим послідовно похилим стрічковим конвеєром.

Для першого типу енергоємність процесу розробки профільної траншеї в ґрунті типу «середній суглинок» (0,04...0,05 МПа) визначається як

$$\mathcal{E}' = \rho_\phi + \mathcal{E}_m = 374,4 + 75,6 = 450 \text{ Н/м}^2,$$

де $\rho_\phi = 0,104$ кВт/год·м⁻³ – енергоємність в області оптимальних значень параметрів руйнування ґрунту парою фрез Ланца, що перехрещуються; $\mathcal{E}_m = 0,021$ кВт/год·м⁻³ – енергоємність в області оптимальних значень процесу транспортування ґрунту металником.

Для другого типу енергоємність процесу визначається як:

$$\mathcal{E}'' = \rho_{e,min} + \mathcal{E}_{m,min}.$$

Маємо: при $C_0 = 42$ кПА -
 $\mathcal{E}'' = 83,45 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-2}$, а при $C_0 = 48$ кПА -
 $\mathcal{E}'' = 95,53 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-2}$.

Висновки

Отримані значення енергоємностей процесів розробки профільної траншеї ($\mathcal{E}'' = 84 - 95,5 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-2}$ без врахування втрат на руйнівний опір у структурних зв'язках) дають підставу стверджувати, що процес вирізання ґрунтового цілика з подальшим його безподрібненим транспортуванням у 4-5 рази менш енерговитратний порівняно з фрезуванням робочого середовища і подальшим його здрібненим відцентровим транспортуванням.

Література

1. Баладінський В.Л., Русан І.В. Визначення силових параметрів процесу вібровирізання ґрунтового цілика – Гірн., будів., дорожні та меліоративні машини.- К. Віпол, вип. 49, 1995.-С.19-22.
2. Русан І.В. Транспортування ґрунтового цілика похилим коротким стрічковим конвеєром - Гірн., будів., дорожні та меліоративні машини.- К. Віпол, вип. 49, 1997.- С.67-72.
3. Русан І.В. Визначення енергетичних параметрів процесу вібровирізання -
4. Гірн., будів., дорожні та меліоративні машини. КДТУБА. 53, 1999.-С.6-11.

Рецензент: О.М. Гаркавенко, к.т.н., доцент (КНУБА, Київ)

Отримано: 05.07.2010 р.