

**Техніка для земляних і дорожніх робіт**

УДК 624.132

*В.М. Смірнов, канд. техн. наук, професор КНУБА**В.П. Головань, канд. техн. наук, доцент КНУБА**О.Ю. Вольтерс, доцент КНУБА***ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ПРОЦЕСУ КОПАННЯ ҐРУНТУ СКРЕПЕРОМ**

Ефективність використання скреперів при виконанні земляних робіт у будівництві залежить від конструктивних особливостей їх робочих органів – ковшів, які взаємодіють з ґрунтом ріжучою частиною, заслінкою та внутрішньою поверхнею.

На початку копання ковшем основна частина зусилля створюється за рахунок подолання опору ґранта різанню. Далі в процесі завантаження ковша збільшується опір призми волочіння, яка виникає перед ним та опір його заповненню.

Із аналізу навантажень на елемент робочого органу під час процесу копання впливають пропозиції по оптимізації форми ковша, використання телескопічної системи заповнення, двохщільного завантаження, використання підгрібаючих пристроїв і ряд інших [1].

Важливою є також розробка нових методів взаємодії скреперних робочих органів з ґрунтом.

Обґрунтування і розробка методу безпосередніх розрахунків сил копання ковшем скрепера існуючої конструкції, а також інших землерийних машин приведені раніше [1]. Суть розрахунків полягає в тому, що питома сила копання являє собою суму двох – питомої сили різання і питомої сили на подолання інших опорів. Дослідженнями встановлено, що окремі складові середньої сили копання $\bar{P}_{\text{коп}}$ – середня сила різання $\bar{P}$, сила на подолання опору призми волочіння $P_{\text{пр}}$ і сила для заповнення ковша $P_{\text{зан}}$ – змінюються в часі. У скреперів середня сила різання на початку періоду копання швидко досягає максимального значення. При врізанні робочого органу в ґрунтовий масив ця сила не є нульовою внаслідок затуплення різальних кромки. Сила $P_{\text{пр}}$ і $P_{\text{зан}}$ змінюються від нуля до максимуму наприкінці періоду копання. Згідно з дослідженнями процесу різання ґрунтів і розрахунків [1] середня питома сила різання $\bar{P}$ залежить від середньо-максимального питомого опору вільному різанню m_6 , а складові середньої питомої сили копання $P_{\text{пр}}$ і $P_{\text{зан}}$ практично не залежать від опору різанню. Тому середню питому силу копання запропоновано подати у вигляді лінійної функції

$$\bar{P}_{\text{коп}} = cm_6 + (P_{\text{пр}} + P_{\text{зан}}), \quad (1)$$

де c – коефіцієнт пропорційності.

Крім того, дослідженнями встановлено, що сили на подолання опорів переміщенню призми волочіння і заповненню ковша є пропорційними щільності ґрунту в розпушеному стані $\gamma_{\text{сп}}$

$$P_{\text{пр}} + P_{\text{зан}} = D \cdot \gamma_{\text{сп}}, \quad (2)$$

де D – коефіцієнт, що залежить від розмірів, конструкції та умов роботи робочого органу машини. На основі залежностей (1) і (2) маємо

$$\bar{P}_{\text{коп}} = cm_6 + D\gamma_{\text{сп}}. \quad (3)$$

Одержані результати обчислень коефіцієнтів c і D з використанням експериментальних даних для скреперів та інших землерийних машин наведені в таблиці 5.2 [1]. Знаючи коефіцієнти, за формулою (3) можна отримати співвідношення між середньою питомою силою копання та окремими її складовими. Так, в роботі [1] показано,



що для скреперів середня питома сила різання $\bar{P}$ сягає 28...53% від середньої питомої сили копання $\bar{P}_{\text{кон}}$, а сумарна питома сила для переміщення призми волочіння і заповнення ковша до 70%, причому переважна частина цієї величини припадає на питому силу для заповнення ковша $P_{\text{зап}}$. Тому для інтенсифікації процесу копання ковшем скрепера слід розробити такий пристрій, який крім впливу на величину середньої питомої сили різання, сприяв би підвищенню ефективності заповнення ковша. Збільшення для цього товщини зрізу вимагає наявності запасу потужності, що не завжди можливо, особливо при роботі на ґрунтах з підвищеною міцністю, а використання машини-штовхача потребує додаткового парку машин.

На наш погляд, для підвищення ефективності копання ґрунту ковшем скрепера слід запропонувати оснащення його вібраційним або ударно-вібраційним пристроєм, який одночасно може діяти на різальну кромку та днище ковша, або на весь ківш в цілому. В останньому випадку зростає необхідна потужність приводу збудника коливань. Напрямок коливань потрібно вибирати, виходячи з двох умов. По-перше – потрібно забезпечити максимально можливе динамічне зусилля визначеного напрямку яке необхідне для руйнування ґрунту. По-друге – лінія дії збуджуючої сили, яка викликана коливаннями, повинна складати кут $\beta = 20...30^\circ$ з напрямком руху ґрунту в ковші при його заповненні. Остання умова необхідна для забезпечення повного або часткового примусового пересування ґрунту в ковші в заданому напрямку його завантаження подібно до принципу дії вібраційного конвеєра [3,4].

При виборі конструкції віброзбудника слід прийняти до уваги напрямки руху ґрунту в ковші на різних етапах його заповнення [1]. Ґрунт в ковші рухається крізь призму волочіння під деяким кутом α до напрямку копання. Цей кут постійно змінюється і досягає максимальної величини в кінці процесу заповнення ковша. Для таких умов пропонується використати ексцентриковий(кривошипно-шатунний) віброзбудник, схема якого показана на рис.1.

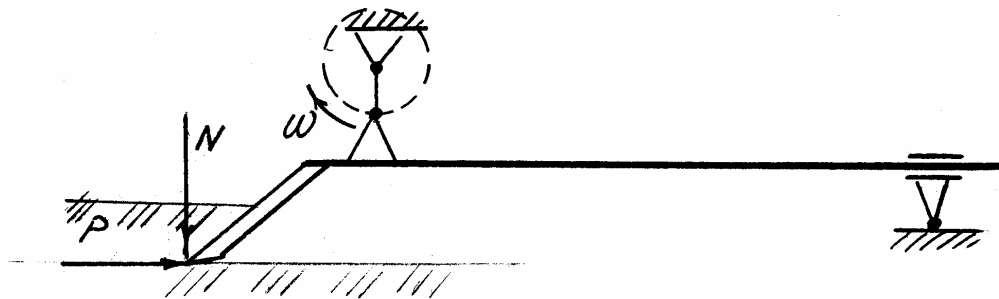


Рис. 1. Схема ексцентрикового віброзбудника

Перевагою ексцентрикових віброзбудників є можливість одержання великого діапазону амплітуди(до 15 мм) і частот коливань(від 400 до 800 за хвилину) та кругова форма коливань, яка найкраще відповідає умовам роботи ковша скрепера.

Для розрахунку вібраційної ґрунторуйнівної частини робочого органу слід враховувати динамічні властивості ґрунтів. Швидкість ріжучого елементу характеризується робочою швидкістю коливань ϑ_k , швидкістю руху машини ϑ_m . Найбільш ефективним є режим коли коли напрямки швидкостей машини і коливань робочого органу співпадають і $\vartheta_k \geq \vartheta_m$, тому для інженерних розрахунків силу опору ґрунту P можна визначити за формулою [2]

$$P = \frac{UK_0S}{2(\vartheta_m + \vartheta_k)k_\alpha}, \quad (4)$$

де S – площа контакту ножа з ґрунтом; U – швидкість розповсюдження деформацій в середовищі; K_0 – питома сила опору середовища динамічному навантаженню; k_α – коефіцієнт загострення робочого органу.

Швидкість коливань робочого органу

$$\vartheta_k = A \cdot \omega, \quad (5)$$

де A – амплітуда коливань; ω – частота коливань.

Потужність для вібраційного руйнування ґрунту

$$N_{\text{риз}} = P \cdot \vartheta_k. \quad (6)$$

Розглянемо динамічний режим роботи ковша скрепера при його заповненні ґрунтом [3]. Розрахункова схема приведена на рис. 2. Ґрунт просувається в ковші по поверхні ґрунту, що спрямована по осі x , під кутом α до горизонту. Якщо цій поверхні надати за допомогою кривошипа коливальний рух з прискоренням $j_{\text{ж}}$, яке спрямоване під кутом β до осі x , то частка ґрунту, що знаходиться на поверхні буде пересуватись вздовж неї. Нормальний тиск N частки ґрунту на поверхню

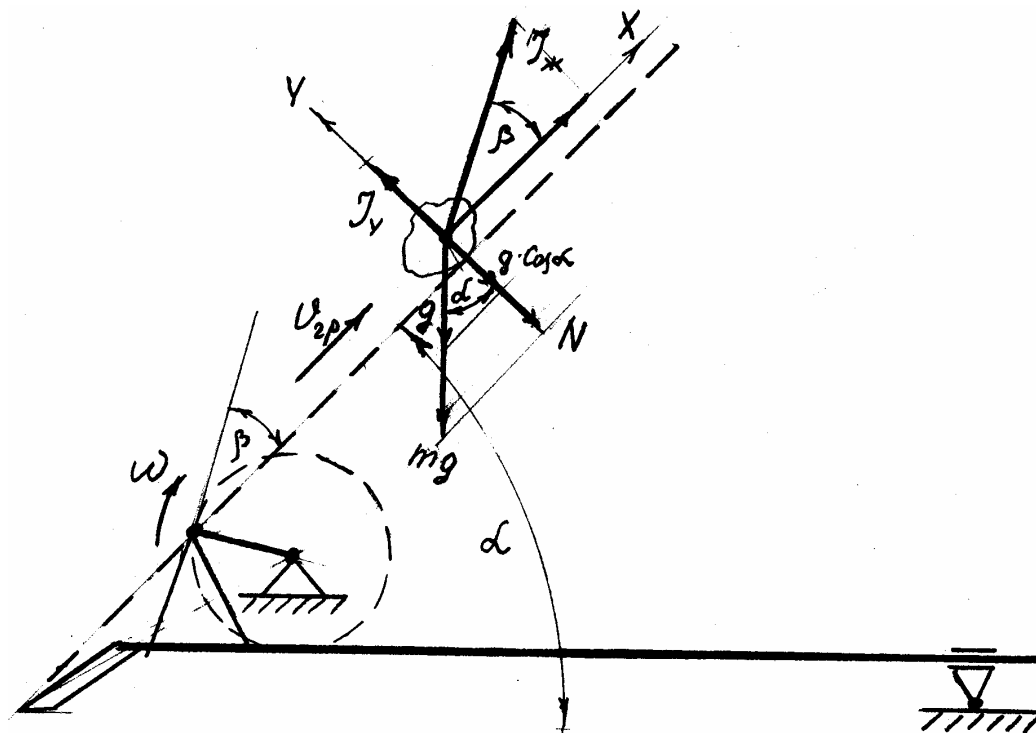


Рис. 2. Схема сил, що діють на частку ґрунту при завантаженні ковша

$$N = m \cdot g \cdot \cos \alpha + m j_y, \quad (7)$$

де m – маса частки ґрунту; g – прискорення вільного падіння; j_y – складова прискорення $j_{\text{ж}}$ по осі y .

Тоді складова прискорення по осі y

$$j_y = -j_{\text{ж}} \sin \beta = -a\omega^2 \sin \varphi \sin \beta, \quad (8)$$

і сила тиску ґрунту на поверхню, по якій він рухається,

$$N = m(g \cos \alpha - a\omega^2 \sin \varphi \sin \beta), \quad (9)$$

де a – амплітуда коливань поверхні; ω – кутова швидкість збудника коливань; $\varphi = \omega t$ – фазовий кут коливань (t – час).

З формули (9), взявши відношення максимальної нормальної складової прискорення поверхні $j_{y \max} = a\omega^2 \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) \sin \beta = a\omega^2 \sin \beta$ до складової прискорення сили тяжіння $g \cos \alpha$, одержимо коефіцієнт Γ режиму роботи ковша скрепера з ґрунтом

$$\Gamma = a\omega^2 \sin \beta / (g \cos \alpha). \quad (10)$$

Коефіцієнт Γ характеризує динамічний режим роботи завантажувального пристрою. На основі досліджень роботи вібраційних конвеєрів [3] встановлено, що коефіцієнт режиму роботи повинен мати значення в теоретичних межах $1 < \Gamma \leq 3,3$.

Швидкість транспортування ґрунту ϑ залежить від його властивостей і кута нахилу напрямку пересування

$$\vartheta \approx (k_1 + k_2 \sin \alpha) a\omega \cos \beta \sqrt{1 - \frac{1}{\Gamma^2}}, \quad (11)$$

де k_1 і k_2 – емпіричні коефіцієнти (приймаються: $k_1 = 0,9 \dots 1,0$; $k_2 = 1,5 \dots 2$) [3].

Потужність приводу, яка необхідна для динамічного завантаження ковша скрепера, визначається за виразом [3]

$$N_3 \approx \frac{C_B Q}{10^3 \eta} \left(K_3 L + \frac{H}{0,36} \right), \quad (12)$$

де C_B – коефіцієнт кусковатості ґрунту ($C_B \approx 1$); $Q = 3,6 F \vartheta \gamma$ – продуктивність потоку (тут F – площа потоку ґрунту; γ – щільність ґрунту); K_3 – дослідний коефіцієнт ($K_3 = 7 \dots 10$); L, H – довжина і висота ковша скрепера відповідно; η – коефіцієнт корисної дії.

Повну потужність приводу збудника коливань N_{np} одержимо з врахуванням потужності для вібраційного руйнування ґрунту N_{piz} (6) та потужності для завантаження ковша N_3 (12)

$$N_{np} = N_{piz} + N_3. \quad (13)$$

Викладені в статті пропозиції по використанню динамічного пристрою для інтенсифікації процесу копання ґрунту скрепером та основи його розрахунку направлені на вдосконалення існуючих конструкцій землерийних машин з метою підвищення продуктивності та забезпечення розробки більш міцних ґрунтів без значного збільшення металоємності.

Для оцінки ефективності роботи таких пристроїв, розробки їх раціональних конструкцій та вдосконалення методів розрахунків необхідно проводити подальші дослідження.

Література

1. Ветров Ю.О., Власов В.В. Машины для земляных работ. Приклады расчетов. Навч. Посібник. - К.: ІСДО, 1995. - 304 с.
2. Баладінський В.Л., Смірнов В.М., Ємельянова І.А. Будівельні машини. Збірник вправ. Навч. посібник. - К.: ІЗМН, 2000. - 124 с.
3. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. - М.: Машиностроение, 1983. - 487 с.