

УДК 621.863.2

ЗМЕНШЕННЯ ОПОРІВ ҐРУНТУ ЗУБУ РОЗПУШНИКА В РЕЖИМІ ЗАГЛИБЛЕННЯ РОБОЧОГО ОРГАНА

А.В. Фомін, проф., к.т.н., Л.Є. Пелевін, проф., к.т.н.,
Б.М. Мельниченко, асп., М.О. Жмура, студ.,
Київський національний університет будівництва і архітектури

Анотація. Розглянуто особливості робочого процесу розпушників у режимі заглиблення робочого органа. Визначено закономірності опорів ґрунту розпушенню в цьому режимі та в режимі зі збільшеною швидкістю заглиблення робочого органа у ґрунт. Запропоновано конструкцію розпушника, яка забезпечує зменшення опору ґрунту руйнуванню в режимі заглиблення робочого органа.

Ключові слова: розпушник, режим заглиблення, опір ґрунту.

УМЕНЬШЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ ГРУНТА ЗУБУ РЫХЛИТЕЛЯ В РЕЖИМЕ ЗАГЛУБЛЕНИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА

А.В. Фомин, проф., к.т.н., Л.Е. Пелевин, проф., к.т.н.,
Б.М. Мельниченко, асп., М.О. Жмура, студ.,
Киевский национальный университет строительства и архитектуры

Аннотация. Рассмотрены особенности рабочего процесса рыхлителей в режиме заглабления рабочего органа. Определены закономерности сопротивлений грунта в этом режиме и в режиме с увеличенной скоростью заглабления рабочего органа в грунт. Предложена конструкция рыхлителя, обеспечивающая уменьшение сопротивления разрушению в режиме заглабления рабочего органа.

Ключевые слова: рыхлитель, режим заглабления, сопротивление грунта.

DECREASING SOIL RESISTANCE TO RIPPER TOOTH IN THE PENETRATION MODE OF THE WORK TOOL

A. Fomin, Cand., Eng. Sc., Prof., L. Pelevin, Cand., Eng. Sc., Prof.,
B. Melnichenko, postgraduate, M. Zhmura, student
Kyiv National University of Construction and Architecture

Abstract. The specific features of ripper operation in the penetration mode have been considered. The mechanism of soil resistance to ripping in this mode and under the increased penetration speed of ripper work tool has been specified. The ripper design to decrease soil resistance to ripping in the penetration mode of the work tool has been suggested.

Key words: ripper, penetration mode, soil resistance.

Вступ

Особливістю роботи розпушників є часта зміна глибини різання ґрунту. Це обумовлено кількома факторами. По-перше, при гострому стані наконечників зуб розпушника затягується у ґрунтовий масив, за наявності на

наконечнику площадки зносу – виштовхується з масиву. Для встановлення необхідної глибини різання необхідно виглиблювати чи заглиблювати зуб. По-друге, при розробці неоднорідного за міцністю ґрунтового масиву чи за наявності у ньому твердих включень великих розмірів розпушник може буксувати

Дотична сила опору ґрунту площадці зносу за збільшення кута її нахилу до траєкторії переміщення наконечника збільшується; при цьому зменшується нормальна сила опору площадці зносу.

Для встановлення особливостей режиму заглиблення робочого органа розпушника ДП-9С з паралелограмною навіскою виконано кінематичний аналіз процесу заглиблення.

Відповідно до розрахункової схеми (рис. 2) координати різальної кромки наконечника визначаються виразами

$$\begin{aligned} X_E &= d \cdot \sin \alpha; \\ Y_E &= d \cdot \cos \alpha, \end{aligned}$$

де d – пряма, що з'єднує різальну кромку наконечника з нижнім шарніром кріплення навіски; α – кут між прямою d і вертикальною координатною віссю.

Значення d і α залежать від ступеня висунування штоків гідроциліндрів підйому-опускання зуба.

Із $\triangle BED$, за теоремою косинусів

$$d = \sqrt{l^2 + f^2 - 2lf \cos \beta_1}.$$

Відстань l між шарнірами B і D (довжина ведучої ланки BD) за час t після початку заглиблення зуба дорівнює

$$l = l_0 - V_{\text{ш}} t,$$

де l_0 – відстань між шарнірами B і D у положенні, що відповідає початку заглиблення зуба; $V_{\text{ш}}$ – швидкість втягування штоків гідроциліндрів.

Відстань f між шарніром B і різальною кромкою наконечника є величиною постійною (якщо не враховувати укорочення наконечника при зносі). Кут β_1 дорівнює

$$\beta_1 = \beta - \beta_2,$$

причому $\beta_2 = \text{const}$, а β залежить від довжини ланок BC , CD і BD

$$\beta = \arccos \frac{l^2 + b^2 - c^2}{2lb}.$$

Таким чином

$$d = \sqrt{l^2 + f^2 - 2lf \cos \left(\arccos \frac{l^2 + b^2 - c^2}{2lb} - \beta_2 \right)}.$$

Відповідно до розрахункової схеми кут α визначається залежністю

$$\alpha = \frac{3\pi}{2} - \theta - \xi - \eta.$$

Кут $\theta = \text{const}$, а кути ξ і η визначаються з виразів

$$\xi = \arccos \frac{k^2 + l^2 - a^2}{2kl}; \quad \eta = \arccos \frac{l^2 + d^2 - f^2}{2ld},$$

де k – відстань між шарнірами A і D ; a – довжина ланки AB .

Таким чином

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{3\pi}{2} - \theta - \arccos \frac{k^2 + l^2 - a^2}{2kl} - \\ &\quad - \arccos \frac{l^2 + d^2 - f^2}{2ld}. \end{aligned}$$

Горизонтальна $V_{3Г}$ і вертикальна $V_{3В}$ складові швидкості заглиблення зуба

$$V_{3Г} = \dot{X}_E; \quad V_{3В} = \dot{Y}_E.$$

За наведеною методикою виконано розрахунки величини кута ψ для умов роботи на першій передачі. Цю передачу обрано виходячи з того, що вона забезпечує максимальну силу тяги машини, і на практиці розпушник, частіше за все працює на ній. Результати розрахунків представлено на рис. 3.

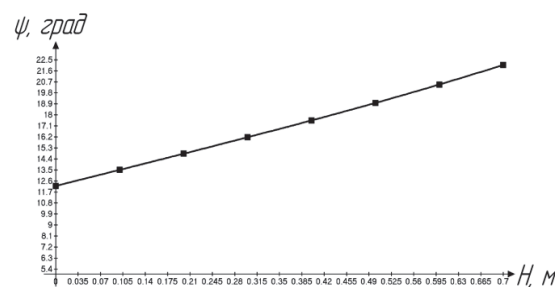


Рис. 3. Залежності величини кута ψ від заглиблення зуба розпушника H ($V_p = 0,472 \text{ м/с}$)

7. Дотична сила опору ґрунту площадці зносу в режимі заглиблення, кН

$$R_{P_{\text{пл}}} = R_{P_{\text{пл.ст}}} k,$$

де k – коефіцієнт, що враховує значення кута нахилу площадки зносу до дійсної траєкторії переміщення наконечника.

8. Нормальна сила опору ґрунту площадці зносу, Кн

$$R_{N_{\text{пл}}} = R_{P_{\text{пл}}} \operatorname{ctg}(\delta_1 + \mu).$$

9. Дотична сила опору ґрунту наконечнику, кН

$$R_p = R_{P_{\text{пл}}} + R_{N_{\text{пл}}}.$$

10. Нормальна сила опору ґрунту наконечнику, кН

$$R_N = R_{N_{\text{пл}}} - R_{N_{\text{пл.г}}}.$$

11. Горизонтальна і вертикальна складові сил опорів ґрунту наконечнику, кН (рис. 4)

$$\begin{cases} R_{p_T} = R_p \cos \psi - R_N \sin \psi \\ R_{N_B} = R_p \sin \psi + R_N \cos \psi \end{cases}, \text{ при } R_N > 0;$$

$$\begin{cases} R_{p_T} = R_p \cos \psi + |R_N| \sin \psi \\ R_{N_B} = R_p \sin \psi - |R_N| \cos \psi \end{cases}, \text{ при } R_N < 0.$$

Результати розрахунків за наведеною методикою представлено на рис. 5.

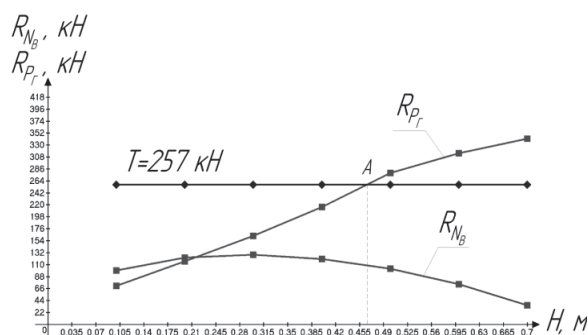


Рис. 5. Залежності горизонтальної R_{p_T} і вертикальної R_{N_B} складових сил опорів ґрунту від заглиблення зуба розпушника для паралелограмної навіски

Аналіз залежностей дотичних сил опорів ґрунту від заглиблення зуба показує, що го-

ризонтальна складова сил опорів ґрунту R_{p_T} буде дорівнювати величині максимальної сили тяги розпушника T ($T=275$ кН) приблизно за глибини заглиблення робочого органа $H \approx 0,47$ м (точка A на рис. 5). Таким чином, максимальна глибина різання ґрунту для заданих умов становить $0,47$ м.

Для забезпечення більшої величини заглиблення робочого органа пропонується наведене нижче технічне рішення. Зменшення величини кута ψ можна досягти збільшенням швидкості пересування розпушника V_p і зменшенням горизонтальної складової швидкості заглиблення робочого органа $V_{зг}$ у випадку, коли ця складова має від'ємне значення. Збільшення швидкості V_p за рахунок роботи на передачах із більшою швидкістю не є доцільним, оскільки при цьому зменшується сила тяги машини. Пропонується рішення про забезпечення збільшення швидкості пересування тільки робочого органа. Конструктивно це досягається таким чином (рис. 6).

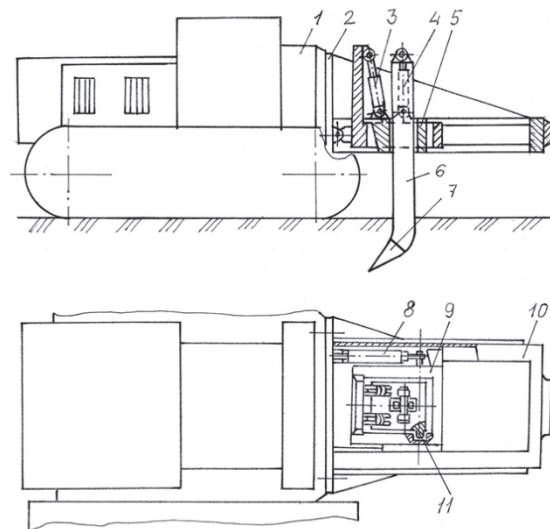


Рис. 6. Конструктивна схема запропонованого навісного пристрою розпушника: 1 – базовий трактор; 2 – опорна рама; 3 – гідроциліндри зміни кута різання; 4 – гідроциліндри зміни глибини різання; 5 – касета; 6 – стояк; 7 – наконечник; 8 – гідроциліндри переміщення каретки; 9 – каретка; 10 – тягова рама; 11 – вісь

Навісний пристрій складається з опорної рами 2, закріпленої на тракторі 1, тягової рами 10, робочого органа у вигляді стояка 6 з наконечником 7 і гідроциліндрів керування.

Тягову раму виконано П-подібною з напрямними, в яких встановлено каретку 9 з касетою 5. Робочий орган встановлено в касеті. Робочий орган утримується в касеті двома гідроциліндрами 4, за допомогою яких також змінюється глибина різання. Переміщення каретки відносно опорної рами виконується двома гідроциліндрами 8. Касета утримується в каретці на осі 11 за допомогою двох гідроциліндрів 3. Додаткове призначення цих гідроциліндрів полягає у зміні кута різання. Запропонована конструкція дозволяє змінювати швидкість пересування робочого органа незалежно від швидкості руху базової машини за допомогою гідроциліндрів 8.

Крім того, така конструкція забезпечує можливість вертикального заглиблення робочого органа, за якого відсутня горизонтальна складова швидкості заглиблення. Кут ψ у цьому випадку буде мати постійну величину. Розрахунки сил опорів ґрунту розпушником із запропонованою конструкцією навіски наведено на рис. 7. У розрахунках взято, що величина додаткової швидкості пересування робочого органа дорівнює швидкості пересування машини, тобто сумарна швидкість робочого органа дорівнює $2V_p = 0,974$ м/с.

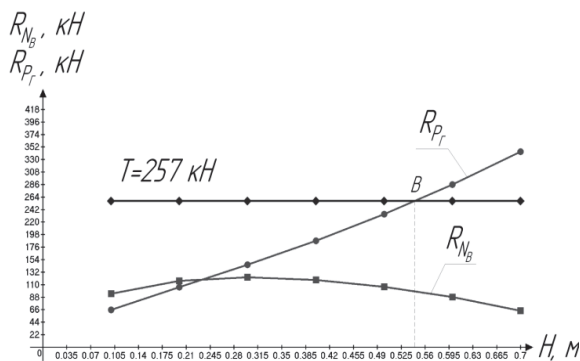


Рис. 7. Залежності горизонтальної і вертикальної складових сил опорів ґрунту від заглиблення зуба розпушника із запропонованою навіскою

Аналіз показує (рис. 7), що запропонована навіска забезпечує збільшення величини максимального можливого заглиблення робочого органа. Для паралелограмної навіски цей показник приблизно дорівнює 0,47 м (рис. 5), для запропонованої — 0,55 м (рис. 7), що забезпечує більшу продуктивність розпушника. Для кількісного порівняння цих показників виконано відповідні розрахунки, які показали, що продуктивність розпушника

із запропонованою навіскою збільшується на 31 % у порівнянні з продуктивністю розпушника із паралелограмною навіскою.

Висновок

У режимі заглиблення робочого органа розпушника траєкторія переміщення наконечника відхиляється від траєкторії переміщення машини. Кількісно відхилення характеризується кутом між траєкторією переміщення наконечника і траєкторією переміщення машини, величина якого залежить від величини швидкостей заглиблення наконечника і пересування розпушника.

У режимі заглиблення робочого органа горизонтальна складова опору ґрунту наконечнику залежить як від дотичної, так і від нормальних сил опорів ґрунту наконечнику відносно траєкторії його переміщення. Це збільшує величину горизонтальної складової опору ґрунту, яка не може перевищувати силу тяги базового трактора. Останньою умовою обмежується величина заглиблення зуба, від якої залежить продуктивність розпушника.

Оскільки горизонтальна складова опорів ґрунту збільшується із збільшенням кута між траєкторіями заглиблення наконечника і переміщення машини, то необхідно конструктивно зменшувати величину цього кута. Для цього запропоновано нову конструкцію навіски, яка забезпечує додаткове збільшення швидкості пересування робочого органа, незалежно від швидкості пересування машини, і вертикальне заглиблення робочого органа.

Порівняльні розрахунки опорів ґрунту для розпушника ДП-9С із традиційною (паралелограмною) навіскою і запропонованою показали, що для прийнятих ґрунтових умов запропонована навіска забезпечує величину максимально можливого заглиблення зуба, більшу на 0,08 м, в порівнянні з цим показником для паралелограмної навіски. Це забезпечує збільшення продуктивності розпушника на 31 %.

Література

1. Захарчук Б.З. Бульдозеры и рыхлители / Б.З. Захарчук, В.А. Телушкин, Г.А. Шлойдо, А.А. Яркін. — М.: Машиностроение, 1987. — 240 с.

2. Ветров Ю.А. Машины для земляных работ / Ю.А. Ветров, А.А. Кархов, А.С. Кондра, В.П. Станевский. – К.: Вища школа 1981. – 384 с.
3. Ветров Ю.О. Машины для земляных работ. Приклады розрахунків: навч. посібник / Ю.О. Ветров, В.В. Власов. – К.: ІСДО, 1995. – 304 с.
4. Фомин А.В. Повышение эффективности гусеничных рыхлителей путем ограничения износа наконечников: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: 05.05.04 «Дорожные, строительные, подъемно-транспортные машины» / А.В. Фомин. – К., 1986. – 22 с.
5. Фомін А.В. Стабілізація режиму заглиблення робочого органа розпушника / А.В. Фомін, Л.Є. Пелевін, Б.М. Мельниченко // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. – 2012. – Вып. 57. – С. 177–179.

Рецензент: Є.С. Венцель, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 17 квітня 2014 р.
