

УДК 624

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

## ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВОД РОБОЧОГО ОРГАНУ РОЗПУШНИКА, ЩО ПРАЦЮЄ З ВІДРИВОМ

Одним з шляхів інтенсифікації розробки робочого середовища є використання таких робочих органів принцип яких ґрунтується на використанні ефекту відриву елементів ґрунту від масиву під час його розробки.

Використання дискретних дозволяє зменшити витрати енергії на розробку будівельних матеріалів, а також суттєво збільшити продуктивність машин при незмінних типорозмірах робочого органу [1].

Особливістю явища відриву елемента масиву в процесі його розробки є наявність скачкоподібної зміни сили різання, що зумовлена різким збільшенням нормальної сили різання  $N$  (рис. 1). При різкому збільшенні нормальної сили різання  $N$  різко збільшується момент від цієї сили чим зумовлюється відрив елемента масиву. При статичному різанні такий ефект не досягається внаслідок збільшення нормальної складової нормальної сили різання  $N$ . Тому доцільно було б використання таких робочих органів, що збільшували б складову нормальної сили різання  $N$ , що діє в площині сколювання.

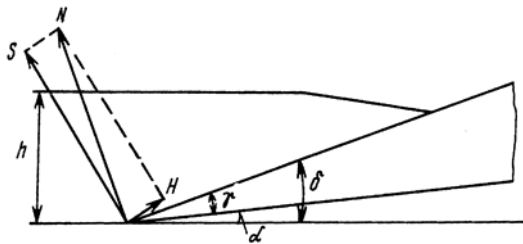


Рис. 1. Складові сил різання  
Швидкість деформування

$$v_D = v \frac{\sin \delta}{\sin(\delta + \theta)},$$

де  $v$  – швидкість різання;  $\delta$  – кут різання;  $\theta$  – кут між напрямом деформування та напрямом різання.

Збільшуючи швидкість різання, можна розробляти ґрунт з більшим граничним дотичним напруженням. Характер процесу різання залежить від співвідношення швидкостей деформування  $v_D$  та руйнування  $v_p$ . Якщо швидкість деформування будівельних матеріалів ножем в напрямку розробки набагато більше швидкості руйнування, то передня грань ножа зустрічає частини будівельних матеріалів, які встигли відділитись від масиву. В зоні стружкоутворення, де за час деформування елемента стружки, що відділяється напруження досягли граничного значення, виникають пластичні деформації. Частини елемента стружки, що відділяється, в яких пластичні деформації ще не встигли розвинути, можуть руйнуватись під впливом внутрішніх напружень, що виникли внаслідок дії ножа.

Середній період коливань сил різання, що виникають при розробці частини масиву:

$$t = \frac{\lambda}{v}, \text{ де } \lambda = \frac{\mu}{\gamma_{об} \cdot v},$$

де  $\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості;  $\gamma_{об}$  – об'ємна маса робочого середовища.

$$\text{Тоді } t = \frac{\mu}{\gamma_{об} \cdot v^2} = \frac{0,25}{0,015 \cdot 25} = 0,65 \text{ с.}$$

Руйнування будівельних матеріалів проходить в місцях виникання граничних дотичних напружень, тому швидкість руйнування рівна максимальному значенню динамічної швидкості:

$$v_p = \sqrt{\frac{\tau_0}{\gamma_{об}}},$$

де  $\tau_0$  – граничне дотичне напруження.

Щоб досягти резонансу сил різання, необхідно надавати частоту коливань робочому органу з періодом  $t$ . При цьому амплітуда коливань збільшиться без допоміжного зовнішнього впливу на робочий орган.

Також видно, що при збільшенні швидкості різання збільшується частота відокремлення елементу масиву. Однак по мірі збільшення швидкості різання ніж все більше часу рухається через не розроблене середовище. Тож з'являється необхідність надавати ножу імпульсний сигнал для генерації швидкості деформацій, причому доцільно надавати імпульс в напрямку нормальної сили різання  $N$ .

З цією метою використовуються імпульсні приводи [2], причому тип та конфігурація гідропульсатора залежить від того, який рух потрібен на вихідній ланці (коловий, поступальний, періодичний, постійний).

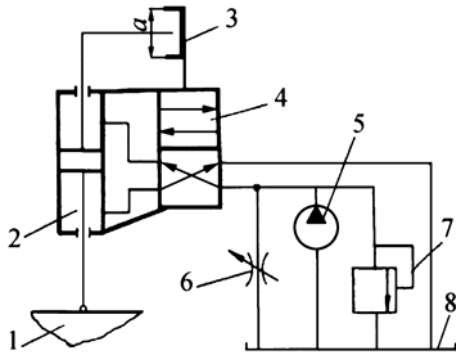


Рис.2. Гідросхема

На рис. 2 зображена гідравлічна схема керування робочим органом в режимі автоколивань. В цій конструкції корпус двоштокового гідроциліндра жорстко прикріплений до корпусу розподільника 4. Нижній шток гідроциліндра 2 з'єднаний з робочим органом 1, верхній відіграє роль важеля позитивного зворотного зв'язку за допомогою муфти 3, що має зазор розміром  $a$ . Муфта жорстко з'єднана з золотником розподільника 4. При вмиканні насоса 5 робоча рідина спрямовується, наприклад, у верхню порожнину гідроциліндра 2.

Коли важіль проходить відстань  $a$  і доходить до нижньої частини муфти 3, то він переміщує золотник розподільника у верхнє положення і робоча рідина надходить до нижньої порожнини гідроциліндру 2 – робочий орган рухається у зворотному напрямку. Таким чином забезпечується автоколивальний процес, частота якого регулюється зміною тиску рідини за допомогою дроселя 6, а амплітуда – величиною зазору  $a$ .

Цикл роботи гідроциліндра складається з наступних елементів [3]:

- 1). розгін вниз;
- 2). рух вниз з постійною швидкістю.

Рівняння руху рухомої частини гідроциліндра має вид:

$$m \frac{dv}{dt} = (F_2 - F_3)(p_H - p_r) - G, \quad (1)$$

де  $F_2$  – робоча площа поршня при підйомі/опусканні;  $F_3$  – робоча площа штока;  $p_H$  – номінальний тиск робочої рідини;  $p_r$  – втрати тиску в штоковій порожнині циліндра на гідравлічні опори;  $G$  - вага рухомих частин.

Для першого періоду маємо:

$$t_1 = \frac{mv_1}{F(p_H - p_g - p_r)}; \quad (2)$$

$$A_1 = mv_1^2 \frac{p_H}{p_H - p_g - p_r}, \quad (3)$$

де  $A_1$  – енергія, що витрачається на розгін штока до швидкості  $v_1$ ;  $p_g$  – тиск, викликаний силою ваги робочого органу та рухомих частин гідроциліндра.

Для другого періоду:

$$t_2 = \frac{H}{v_1}; \quad (4)$$

$$A_2 = \frac{p_g p_H H}{v} = p_g F H. \quad (5)$$

де  $F$  – робоча площа циліндра приводу;  $H$  – хід поршня.

Сумарний час циклу ( $p_r$  нехтуємо через його малу величину):

$$t_{\text{ц}} = \sum t_i = \frac{mv_1}{F(p_H - p_g)} + \frac{H}{v_1}. \quad (6)$$

Відносимо час циклу до часу вільного падіння:

$$t = \frac{mv_2}{Fp_g} = \frac{2H_0}{v_0}; \quad (7)$$

тоді: 
$$\bar{t}_{\text{ц}} = \frac{p_H}{p_H - p_g} + \frac{Hv_0}{2v_1 H_0}, \quad (8)$$

або, прийнявши  $\frac{p_g}{p_H} = k_g$ ,  $\frac{H}{H_0} = k_H$ ,  $\frac{v_1}{v_0} = k_v$ ,

отримаємо 
$$t_{\text{ц}} = \frac{1}{1 - k_g} + \frac{k_H}{2k_v}. \quad (9)$$

Таким же чином отримуємо ККД, враховуючи, що  $A$  виражається так же, як  $mgH_0$ :

$$\eta = \frac{A_0}{A_1 = A_2} = \frac{\frac{1}{2}mv_0^2}{mv_1^2 \frac{1}{1 - k_g} + p_g F H} = \frac{1}{\frac{2k_v^2}{1 - k_g} + k_H}. \quad (10)$$

Для спрощення аналізу виразимо  $k_H$  через  $k_g$  та  $k_v$ . Виходимо з значення  $H_0$ :

$$H_0 = \frac{mv_1^2}{2F(p_H - p_g)} + H + \frac{mv_1^2}{2Fp_g}. \quad (11)$$

Ділимо на  $H_0 = \frac{mv_0^2}{2Fp_g}$  та перетворимо до вигляду:

$$1 = \frac{k_v^2 k_g}{1 - k_g} + k_H + k_v^2; \quad k_H = \frac{1 - k_g - k_v^2}{1 - k_g}. \quad (12)$$

Підставляємо значення  $k_H$  в рівняння (9) та (10) та отримуємо:

$$\bar{t}_{\text{ц}} = \frac{2k_v + 1 - k_g - k_v^2}{2k_v(1 - k_g)}; \quad \eta = \frac{1 - k_g}{k_v^2 + 1 - k_g}.$$

Приймаючи  $k_v = 0,3$  та  $k_g = 0,3$ , маємо  $t_{\text{ц}} = 2,8$  та  $\eta = 0,88$ .

$$t_{\text{ц}} = \bar{t}_{\text{ц}} \sqrt{\frac{H}{2g}} = 2,8 \sqrt{\frac{1}{2 \cdot 9,8}} = 0,63 \text{ с}; \quad n = \frac{60}{0,63} = 95 \text{ хід/хв}, \quad t = \frac{1 \cdot 60}{95} = 0,63 \text{ с}.$$

Така схема може використовуватись для приводу активного зуба розпушника, що зображений на рисунку 3. При цьому зуб розпушника виконаний з дво частин: рухомої 4 та нерухомої 3. рухома частина 4 здійснює коливання навколо вісі 5 відносно стійки 1. Коливання відбуваються через штовхаючі ланки 2, що з'єднані з одного боку з проушинами зуба розпушника, а з іншого – з проушиною гідроциліндра.

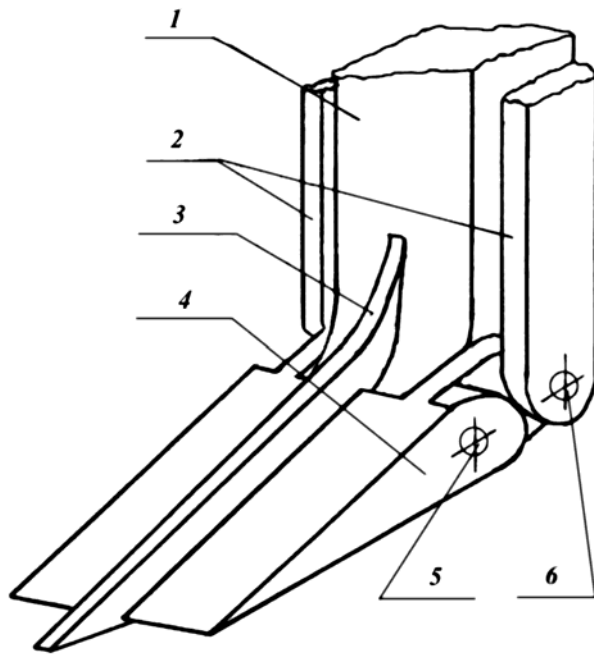


Рис.3. Робочий орган

Після того, як рухомі частини зуба розпушника 4 починають руйнувати ґрунт спільно з нерухою частиною 3 вмикається автоколивальний привод зуба розпушника і рухома частина зуба починає виконувати коливальні рухи з частотою отриманою при підрахунках. При цьому на робочій поверхні рухомих частин зуба 4 виникають нормальні сили різання  $N$  (рис. 1), які можна розкласти на складові, що діють в площині

сколювання та нормальні до площині сколювання  $H$ .

Під час примусового повороту рухомої частини зуба 4 нормальна сила  $N$ , що забезпечує відрив елемента масиву, збільшується, збільшуючи цим самим момент відриву елемента ґрунту від поверхні масиву, що значно знижує енергоємність процесу руйнування ґрунту, так як відрив є найменш енергоємним способом руйнування ґрунту.

#### Список літератури

1. Ветров Ю. А. Машины для земляных работ. – К.: Вища школа, 1976.
2. Матвеев И. Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. – М.: Машиностроение, 1974.
3. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1987.
4. Станевський В. П. Совершенствование рабочего процесса землеройных машин. – К.: Вища школа, 1984.