

ГІДРОПРИВІДНИЙ ВІБРОЗБУРЮЮЧИЙ ПРИСТРІЙ КОЛИВАЛЬНИХ РУХІВ ВІДВАЛІВ КАНАВОКОПАЧА

В статті розглянута конструкція та принцип роботи канавокопача з гідропривідним активним робочим органом, який містить інерційний віброзбудувач та блок автоматичного управління. Наведено математичні вирази, які характеризують та обґрунтовують робочі параметри гідропривідного віброзбудувача з двохступеневим двохпозиційним золотником.

Вступ

Канавокопачами розробляють ґрунти в виїмках або насипах для утворення каналів, переміщення ґрунта в сторону створення дамб і кавальєрів із заданими проектними перерізом і укосами. Розрізняють канавокопачі з пасивними та активними робочими органами [1,2]. Активний робочий орган, завдяки суміщенню динамічних навантажень від нього з тяговим зусиллям машини, характеризується невеликою енергоємністю та дозволяє ущільнювати ґрунт укосів каналів, тим самим зменшуючи їх фільтраційні характеристики.

Зниження енергоємності канавокопачів досягається зменшенням тягового зусилля шляхом використання гідропривідного віброзбудувача обладнання, виконавчі органи якого з'єднані з відвалами леміха [3,4]. Для забезпечення оптимальних режимів роботи канавокопача з віброактивним робочим органом доцільно використовувати гідравлічні блоки автоматичного керування частотою й енергією віброзбудувача [5,6].

В зв'язку з цим доцільним є розробка математичної моделі робочого процесу віброзбудувача пристрою коливальних рухів відвалів канавокопача з гідроприводом.

Основна частина

На рис. 1 наведено конструктивну схему плужного канавокопача з гідропривідним активним робочим органом, який для зменшення тягового зусилля містить інерційний збудувач та блок автоматичного управління з двохступеневим двохпозиційним золотником [6]. Конструктивна схема канавокопача включає шарнірно сполучені між собою відвали 1 з леміхами 2, які за допомогою паралелограмної підвіски з'єднуються з рамою та з тягачем. Гідропривідний віброзбудувач містить гідроциліндр двосторонньої дії 3, шток 4 з поршнем і корпус 5 з тягою 6, які шарнірно з'єднані з відвалами 1, і блок автоматичного управління, який приводить в дію гідроаккумулятор 7, зворотний клапан 8 і двокаскадний гідророзподільник 9. Основний каскад гідророзподільника 9 забезпечений стаканом 10 з осьовим 11 та радіальними каналами 12, кільцевими розточуваннями 13 та 14 на зовнішній поверхні, та глухим осьовим свердленням, в якому розміщений підпружинений пружиною 15 плунжер 16. У корпусі гідророзподільника 9 виконані кільцеві зливна 17 та напірна 18 проточки. Управляючий каскад гідророзподільника 9 містить двопозиційний триходовий золотник у вигляді підпружиненого регульованого пружиною 19 плунжера 20 з двома кільцевими проточками 21 і 22, сполученими між собою лисками 23. Золотник управляючого каскаду виконаний з можливістю верхнім торцем з конічною посадочною поверхнею 24 перекидати зв'язок верхнього кільцевого розточування 25 із зливом, а нижнім торцем входить в надклапанну порожнину 26, сполучену з його кільцевим розточуванням 25 і контактувати з плунжером 16 основного каскаду. Нижнє кільцеве розточування 27 сполучене з напірною гідромагістраллю 28. Стакан 10 основного каскаду установлений з можливістю періодично сполучати штокові 29 порожнини гідроциліндра 3 із зливом або гідроаккумулятором 7, зв'язаним за допомогою зворотного клапана 8 з напірною гідромагістраллю 28. Крім того, стакан 10 може підторцевувати порожнину 30, з'єднану з напірною гідромагістраллю 28 і гідролінією 32 з поршневою 31 порожниною гідроциліндра 3, сполучати із зливом.

Стакан 10 основного каскаду в початковому положенні перекриває зв'язок кільцевої розточки 13 та сполучений за допомогою радіальних 12 і осьового 11 каналів з підторцевою порожниною 30, з кільцевою зливною 17 проточкою, а також з гідроаккумулятором 7 за допомогою напірної 18 проточки і кільцевого розточування 14 із штоковою 29 порожниною. У свою чергу штокову 29 порожнину за допомогою гідролінії 33, кільцевого 14 розточування і зливної проточки 17 з'єднується із зливом. Золотник управляючого каскаду відсікає зв'язок надкляпанної порожнини 26 із зливом. Підторцева порожнина 30 за допомогою осьового каналу 11 сполучена з

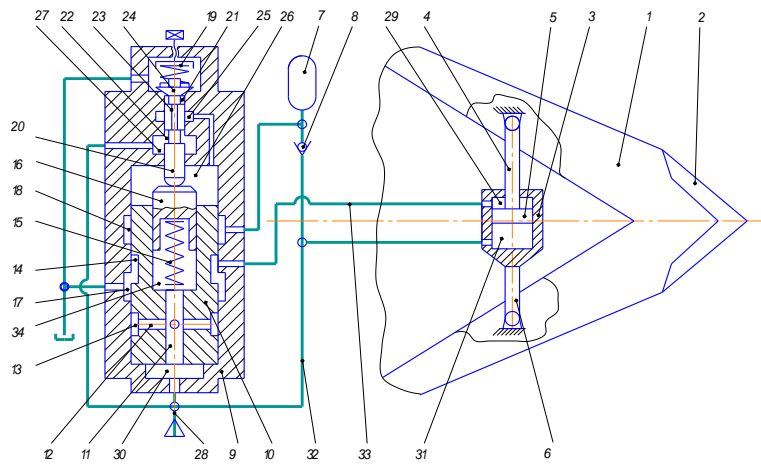


Рис.1. Канавокопач з гідропривідним віброзбудюючим пристроєм

порожниною 34.

Канавокопач з гідропривідним віброзбудюючим пристроєм працює таким чином.

При поступальній ході тягача тягове зусилля через паралелограмну підвіску передається канавокопачу. В результаті відвали 1 утворюють протяжну виїмку за заданим профілем каналу. Одночасно з метою зниження тягового зусилля гідропривідний збудюючий пристрій коливальні рухи передає відвалам в стійкому автоматично-коливальному режимі. При цьому вібраційна дія на поршень 5 гідроциліндра 3 забезпечується тільки при стійкій роботі двокаскадного гідророзподільника 9, що містить основний каскад та управляючий каскад з двопозиційним золотником.

Робота двокаскадного гідророзподільника 9 відбувається таким чином. В початковий момент роботи тиск робочої рідини в надкляпанній порожнині 26 (P_1) рівний початковому тиску рідини в гідромагістралі 28 (P_m), тобто $P_1 = P_m$. На плунжер 20 трьохходового золотника буде діяти сумарне зусилля ($\sum P_{зол}$) від пружини 15 (P_{np1}) та пружини 19 (P_{np2}) та тиску робочої рідини зі сторони надкляпанної порожнини ($F_{кл} P_m$)

$$\sum P_{зол} = P_{np1} - P_{np2} + F_{ст} P_m, \quad (1)$$

де $F_{ст}$ – ефективна площа клапана 10 зі сторони підторцевої порожнини 30.

Зі збільшенням тиску робочої рідини в гідромагістралі 28 до величини, на яку відрегульована пружина 19 ($P'_m = P_p$), порушується рівність діючих сил на плунжер 20 золотника, тобто

$$\sum P_{зол} = P_{np1} - P_{np2} + F_{ст} P'_m > 0. \quad (2)$$

В результаті цього плунжер 20 золотника починає переміщуватися вгору і верхнім торцем з конічною поверхнею 24 відривається від сідла, відкриваючи тим самим зв'язок верхньої кільцевої розточки 25 і з'єднаною з нею порожнину 26 із зливом. Так як робоча рідина починає витікати на злив, то на дросельній щілині плунжера 20, що утворюється кільцевою проточкою 22 й корпусом двокаскадного гідророзподільника 9, виникає перепад тиску робочої рідини ΔP_p . Тоді тиск в надкляпанній порожнині 26 зменшується до величини

$$P'_t = (P'_m - \Delta P_p) < P_1 . \quad (3)$$

Крім того, зусилля на плунжер 20 ще збільшується, тому що тиск робочої рідини починає діяти на всю ефективну площу плунжера 16 (F_{nl}), так як надклапанна порожнина з'єднана зі зливною магістраллю і тиск в ній наближається до зливного

$$\sum P'_{зол} = P_{np1} - P_{np2} + F_{cm}(P'_m - \Delta P_p) + F_{nl}\Delta P_p \gg 0 . \quad (4)$$

Плунжер 20 золотника за рахунок збільшення сили знизу додатково переміститься вгору до повного перекриття дросельної щілини. Тиск робочої рідини в надклапанній порожнині 26 починає падати до зливного. Зі сторони підторцевої порожнини виникає зусилля робочої рідини з гідромагістралі 28 і стакан 10 основного каскаду гідророзподільника переміщується вгору.

Коливальний рух відвалів 1 канавокопача забезпечується гідроциліндром двосторонньої дії 3 за допомогою блока автоматичного управління з двопозиційним трьохходовим золотником 20. Долаючи силу притискування стакана 10 до сідла від пружини 19 робоча рідина, що надходить під тиском із напірної магістралі переміщує стакан 10, плунжери 16 і 20 вгору. Кільцева розточка 25 та сполучена з нею порожнина 28 з'єднані зі зливом. Виникаючий на кришці стакана 10 перепад тиску $\Delta P_{щ}$ визначається величиною сумарної витрати $\sum Q$, що пропорційна зусиллю пружини 19, тобто

$$\sum Q = \mu f_{щ} \sqrt{2g\Delta P_{щ} / \rho} , \quad (5)$$

де μ – витратний коефіцієнт; $f_{щ}$ – площа дросельної щілини; ρ – густина робочої рідини; g – гравітаційна стала.

Величина сумарної витрати $\sum Q$ через дросельну щілину рівна

$$\sum Q = Q_H + \sum Q_{дод} , \quad (6)$$

де Q_H – витрата робочої рідини в напірній магістралі 28; $Q_{дод}$ – додаткова витрата із гідросистеми віброзбурюючого пристрою канавокопача, яка рівна

$$Q_{дод} = Q_{np} + Q_{mp} , \quad (7)$$

де Q_{np} – витрата рідини з поршневої порожнини 31 при зворотному ході штока 4 при переміщенні відвалів 1; Q_{mp} – додаткова витрата з гідросистеми, що визначається сумарним стискуванням робочої рідини.

З врахуванням формули (7) рівняння (6) має вигляд

$$\sum Q = Q_H + Q_{np} + Q_{mp} . \quad (8)$$

При відкриванні гідророзподільника 9 через відкриту дросельну щілину відбувається витікання сумарної витрати робочої рідини, величина якої визначається відповідно рівняння (4). При цьому основна складова рівняння (4) після витрати із гідромагістралі 28, це витрата робочої рідини, яка витискається з поршневої порожнини 31 гідроциліндра 3, яка є більшою ніж Q_{mp} .

При площі поперечного перерізу поршня 5 F_{np} , витрата з поршневої порожнини 31 при його зворотному ході разом з відвалами 1 рівна

$$Q_{np} = F_{np} V_{cp} , \quad (9)$$

де V_{cp} – середня швидкість переміщення поршня 5 при його зворотному ході.

Зворотній хід поршня 5 відбувається під дією розрядки гідроаккумулятора 7. Тоді середня швидкість переміщення поршня 5 рівна

$$V_{cp} = Q_A / F_{um} \quad , \quad (10)$$

де F_{um} – ефективна площа поршня 5 зі сторони штокової порожнини 29; Q_A – витрата гідроаккумулятора 7, яка визначається із залежності

$$Q_A = \mu_1 f_1 \sqrt{2g\Delta P_A / \rho} \quad , \quad (11)$$

де μ_1 – витратний коефіцієнт; f_1 – площа умовних проходів підвідних каналів при русі робочої рідини в порожнину 29; ΔP_A – тиск робочої рідини в гідроаккумуляторі 7.

При цьому середня швидкість переміщення поршня 5 $V_{cp} = 0$ при тиску в гідроаккумуляторі, що рівний 5

$$\Delta P_A \leq R_{mp} / F_{np} \quad , \quad (12)$$

де R_{mp} – сила тертя поршня 5 об стінки гідроциліндра 3.

Витрата з поршневої порожнини 31 відповідно до (5) та з врахуванням (6) і (7) рівна

$$Q_{np} = \mu_1 f_1 \sqrt{2g\Delta P_A / \rho} \cdot F_{np} / F_{um} \quad . \quad (13)$$

Тоді рівняння (8) з врахуванням залежностей (5) і (13) буде мати вигляд

$$\mu f_{uc} \sqrt{2g\Delta P_{uc} / \rho} = Q_H + \mu_1 f_1 \sqrt{2g\Delta P_A / \rho} \cdot F_{np} / F_{um} \quad . \quad (14)$$

Отже, перепад тиску на дросельній щілині кромки стакану 10, який необхідно подолати зусиллям стиснутої пружини 19 для того щоб повернути в початкове положення гідророзподільник 9, рівний

$$\Delta P_{uc} = \frac{F_{np}^2 (Q_H + \mu_1 f_1 \sqrt{2g\Delta P_A / \rho})^2}{F_{um}^2 \mu^2 f_{uc}^2 2g\sqrt{\rho}} \quad . \quad (15)$$

Коли шток 4 разом з відвалами 1 канавокопача переміститься в крайнє положення до жорсткого опирання, його швидкість різко падає до нуля, тобто $V_{cp} = 0$. Витрата робочої рідини з поршневої порожнини 31 також різко падає до нуля ($Q_{np} \rightarrow 0$). Це призводить до різкого зменшення перепаду тиску на дросельній щілині до величини

$$\Delta P'_{uc} = Q_H^2 / \mu^2 f_{uc}^2 \frac{2g}{\rho} \quad . \quad (16)$$

Конструктивні особливості двокаскадного гідророзподільника 9 забезпечують виконання нерівності

$$P_{np2} > \Delta P'_{uc} F_{cm} \quad , \quad (17)$$

де P_{np2} – зусилля пружини 19; F_{cm} – ефективна площа стакану 10 зі сторони підторцевої порожнини 30.

Під дією пружини 19 основний каскад гідророзподільника 9 перекриває дросельну щілину та переміщує стакан вниз до опускання на сідло. Закінчення витрати робочої рідини з поршневої порожнини 31 віброзбурюючого пристрою відвалів 1 призводить до зниження перепаду тиску не тільки на дросельній щілині, але й тиску в підторцевій порожнині 30 до значення, яке не встигає збільшитися до величини

$$\Delta P''_{uc} = P_{np2} / F_{cm} \quad . \quad (18)$$

Така величина тиску виключає опускання стакану 10 гідророзподільника 9 на сідло за час t_1 . Це обумовлено гідравлічною жорсткістю системи, яка забезпечується наявністю зв'язку поршневої порожнини 31 гідроциліндра 3 з гідророзподільником 9. Внаслідок цього, після забезпечення умови $Q_{np} \rightarrow 0$, тиск в гідросистемі при працюючому гідронасосі піднімається до величини $\Delta P''_{uc}$ за час t_2 , який більше ніж час t_1 опускання стакану 10 на сідло.

Висновки

Запропоновано конструкцію плужного канавокопача з гідроприводним активним робочим органом, який з метою зменшення енергоємності технологічного процесу канавокопання містить інерційний збурювач та блок автоматичного управління з двохступеневим двохпозиційним золотником.

Аналіз математичної моделі роботи гідророзподільника свідчить про його роботоздатність.

Література

1. Машины вибрационного и виброударного действия / Р. Д. Искович-Лотоцкий, И. Б. Матвеев, В. А. Крат. – К.: Техника, 1982. – 207 с.
2. Машины для специальных земляных работ: Учебник для вузов / Ю. А. Ветров, В. Л. Баладинский. – К.: Вища школа, 1980. – 191 с.
3. Мелиоративные и строительные машины / Б. А. Васильев, И. И. Мер, Г. Т. Прудник, Г. А. Рябов. – М.: Агропромиздат, 1986. – 431 с.
4. Будівельна техніка: Навчальний посібник / В. Л. Баладінський, О. М. Лівінський, Л. А. Хмара та ін. – К.: Либідь, 2001. – 368 с.
5. Технологія будівельного виробництва: Підручник / В. К. Черненко, М. Г. Ярмоленко, Г. М. Батура та ін.; За ред. В. К. Черненка, М. Г. Ярмоленка. – К.: Вища школа, 2002. – 430 с.: іл.
6. А.С. №1765319 СССР: Е 02 F 9/22 Канавокопатель / А. Ф. Пономарчук, Г. С. Ратушняк, И. В. Коц, А. А. Малярчук. – №4374061 – 03; Заявл. 01.02.88; Опубл. 30.09.92, Бюл. №36.