

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РЕЖИМУ РОБОТИ РОЗПУШУВАЧА

Леонід Пелевін, Богдан Мельниченко

Київський національний університет будівництва і архітектури,
03680, Повітрофлотський просп. 31, Київ, Україна, e-mail: Bogdan-Melnichenko@mail.ru

INCREASE OF EFFICIENCY OF THE MODE OF OPERATIONS OF THE RIPPER

Leonid Pelevin, Bogdan Melnichenko

Kyiv National University of Construction and Architecture,
03680, Povitroflotskyi Prospekt, 31, Kyiv, Ukraine

АНОТАЦІЯ. В статті подана розробка гідроприводу для динамічного руйнування ґрунту за методом імпульсного відриву кусків ґрунту при заглибленні та виглибленні зуба розпушника, який дає змогу зменшити навантаження на ланки навіски та зменшити енергоємність розробки ґрунту. Імпульс рідини відбувається за рахунок конструкції циліндричного золотникового розподільника, для якого розроблена методика визначення сумарної відродинамічної сили при несталому русі середовища.

Ключові слова: землерийна машина, розпушувальне обладнання, навіска робочого органа, імпульсна подача гідрорідини, режим заглиблення, зуб розпушника

АННОТАЦИЯ. В статье представлена разработка гидропривода для динамического разрушения грунта методом импульсного отрыва кусков грунта при углублении и выглублении зуба рыхлителя, позволяющий уменьшить нагрузку на звенья навески и уменьшить энергоёмкость разработки грунта. Импульс жидкости происходит за счёт конструкции цилиндрического золотникового распределителя, для которого разработана методика определения суммарной гидродинамической силы при неустоившемся движении среды.

Ключевые слова: землеройная машина, рыхлительное оборудование, навеска рабочего органа, импульсная подача гидрожидкости, режим заглиблення, зуб рыхлителя

ABSTRACT. Purpose. Development of design for hydraulic impulse giving your body of the ripper during recess and it vyhlyblennya Solid spool design by the distributor. Development of methods for determination of total hydrodynamic force acting on the spool distributor. **Methodology/approach.** The survey analysis of existent constructions of rozpushnikiv of active action was conducted. **Findings.** This article is designed for hydraulic dynamic destruction of soil by pulsed tear pieces of ground at recess and vyglubleniem of ripper tooth, which allows to reduce the load on the sample units and reduce the energy intensity of excavation. The momentum fluid is due to the design of cylindrical spool valve, which developed a technique for determining the total hydrodynamic force, with the transient motion of the medium. **Research limitations/implications.** A technical solution that can improve the efficiency of development a ripper by providing an increase of force in the working environment due to pulsed supply of the tooth the ripper. Pulse supply hydraulic fluid is due to the design of spool distributor. **Originality/value.** Methodology was developed to determine the total hydrodynamic force acting on the spool valve, where by to reduce the friction forces can be used a means by which the sleeve and spool set forced vibrations with low frequency.

Key words: digging machine, ripping equipment, the hinge of the working body, feed of impulses of the Hydraulic liquid, the mode of penetration, the ripper tooth.

Отримано 19.11.2013; прийнято 5.03.2014

ВСТУП

Машина з активними робочими органами [1] мають більш удосконалену силову схему взаємодії з середовищем, яке руйнується. В процесі звичайного різання реакція ґрунту, яка досягає в деяких випадках значних величин, діє також на конструкцію всієї машини, і це потребує збільшення маси машини та її габаритів, тому доцільним є розробка і проектування динамічних машин.

Згідно [2] залежно від способу розробки, а саме: при різанні та відриванні ґрунту були визначенні зусилля його руйнування під час процесу занурення зуба розпушника у ґрунт. З аналізу вищенаведеного отримуємо, що руйнування ґрунту відривом, є на 30% менш енергоємним процесом, ніж руйнування різанням.

Таким чином, для зменшення навантажень на ланки навіски, що веде до зменшення енергоємності при заглибленні зуба розпушника в ґрунт, більш доцільним є ро-

зробка та встановлення гідроприводу для імпульсної подачі зуба розпушника.

МЕТА СТАТТІ

Розробка конструкції гідроприводу для імпульсної подачі робочого органа розпушника під час заглиблення та виглиблення його з масиву, за рахунок конструкції золотникового розподільника.

Розробка методики для визначення сумарної гідродинамічної сили, що діє на золотниковий розподільник.

ВИКЛАД МАТЕРІАЛУ

Ударний робочий інструмент є рухомим відносно базової машини та її частин, що дозволяє отримати практично будь-які зусилля та швидкість на різучій кромці робочого обладнання, що знижує масу машини та збільшує продуктивність.

В КНУБА було розроблено розпушник (рис. 1) з керованим гідроприводом.

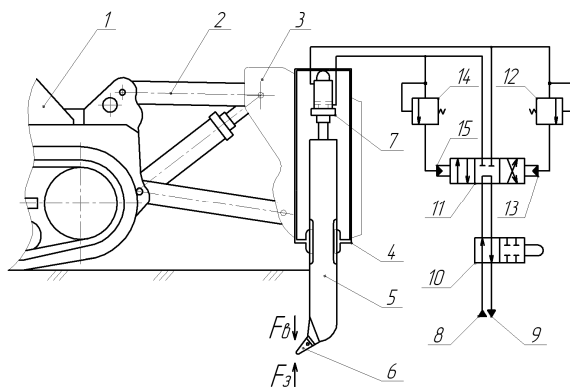


Рис. 1. Розпушник з гідравлічною схемою приводу робочого органа

Fig. 1. The ripper with hydraulic drive circuit working body

Розпушник з керованим гідроприводом [3] є базова машина 1 з навіскою 2, до робочої балки 3 якої шарнірно приєднано раму 4 робочого органа розпушника у вигляді перевернутого стакана. В середині рами 4 робочого органа з можливістю вертикального переміщення розміщено стояк 5 розпушника. На нижній частині стояка 5 встановлено ніж 6, а до верхньої його частини жорстко прикріплено шток гідроциліндра 7, корпус якого своїм днищем жорстко при-

єднано до внутрішньої частини дна стакана рами 4 робочого органа.

Гідроциліндр 7 підключено до гідравлічної системи базової машини 1, від якої підведена напірна магістраль 8 та зливна магістраль 9, і які підключені до двопозиційного двопроводного розподільника 10 з механічним керуванням та трипозиційного двопроводного розподільника 11 з гідравлічним керуванням. Від трипозиційного дволинійного розподільника 11 з гідравлічним керуванням одна магістраль під'єднана до поршневої порожнини гідроциліндра 7, а друга – до штокової. Крім того магістраль, що під'єднується до поршневої порожнини гідроциліндра 7, під'єднана на вхід правого перепускнуго клапана 12, вихід якого підключено до правої камери 13 гідравлічного керування трипозиційного двопроводного розподільника 11 з гідравлічним керуванням, а магістраль (що приєднується до штокової порожнини гідроциліндра 7), під'єднана на вхід лівого перепускнуго клапана 14, вихід якого підключено до лівої камери 15 гідравлічного керування трипозиційного двопроводного розподільника 11 з гідравлічним керуванням.

Двопозиційний двопроводний розподільник 10, що є збірним корпусом 16 в середині якого (з можливістю повздовжнього переміщення) знаходиться золотник 17 (рис. 2), на лівому кінці якого встановлено пружину 18. У двопозиційному двопроводному розподільнику 10 виконані дві вхідні камери, на відстані a одна від одної і дві вихідні камери, що розміщені на відстані b одна від одної, і мають вихідні отвори діаметром c , причому $a = b$. Крім того, золотник 17 має два робочих плунжера 19 (шириною d ($d \geq c$)), що розташовані на золотнику 17 між собою на відстані a , та які виконано у вигляді двох зворотних усічених конусів, що з'єднані поміж собою меншими основами. В такому разі праві великі основи дорівнюють внутрішньому діаметру золотникового отвору k , а ліві (малі основи) менші за діаметр золотникового отвору k і мають зазор $k - l$. Кут конусності більшого зворотного конуса складає $90 - \alpha$, а кут конусності меншого конуса складає α , де α - кут вихідного потоку

рідини. До корпусу 16 жорстко прикріплено корпус механізму приводу 21 золотника 17. Лівий торець золотника 17 жорстко з'єднано з тарілчастим штовхачем 22, причому між корпусом розподільника 16 і тарілчастим штовхачем 22 встановлено пружину 18, а зі зворотної сторони тарілчастого штовхача 22 знаходиться кулачковий механізм 23 з можливістю обертання.

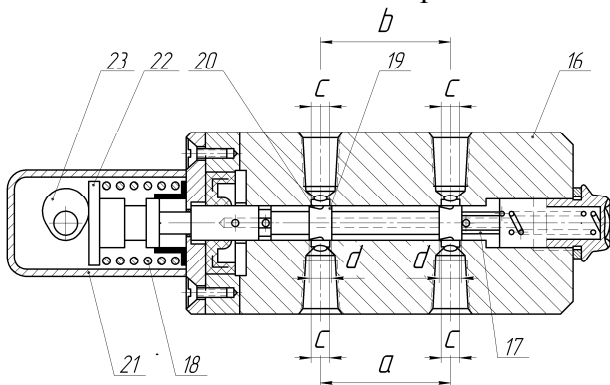


Рис. 2. Переріз керованого розподільника

Fig. 2. Section managed distributor

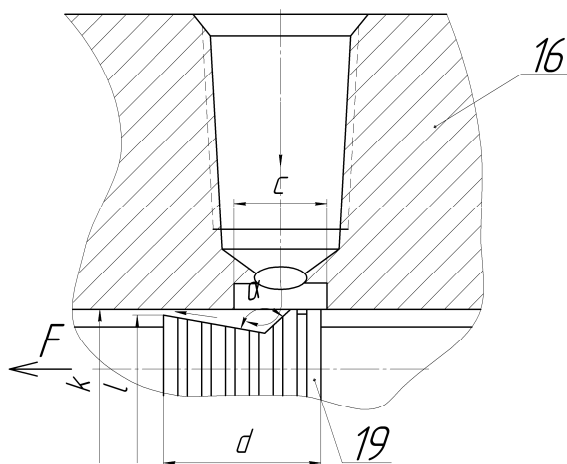


Рис. 3. Фрагмент золотника керуючого розподільника

Fig. 3. Control valve distributor

Розпушник з керованим гідроприводом працює наступним чином.

Перед початком роботи шток гідроциліндра навіски 2 висунуто на максимальну довжину, навіска розпушника 2 піднята, стояк розпушника 5 з ножем 6 знаходяться вище рівня ґрунту, двопозиційний двопровідний розподільник 10 з механічним керуванням знаходиться в крайньому правому

положенні, а трипозиційний двопровідний розподільник 11 (з гідравлічним керуванням) знаходиться в середньому положенні. Кулачок 23 із тарілчастим штовхачем 22 не рухаються, і центруються пружиною 18, поршень гідроциліндра 7 знаходиться в середньому положенні. За час руху базової машини 1 та включенні гідронасосу (на кресленні не показано) базової машини 1 стояк розпушника 5 з ножем 6 починає заглиблюватись в ґрунт, після чого машиніст приводить до дії кулачок 23 двопозиційного двопровідного розподільника 10.

В процесі заглиблення стояка 5 з ножем 6 в ґрунт, на нижню грань ножа 6 діє реакція опору заглиблення F_3 , що намагається заштовхнути стояк 5 у раму робочого органа 4, який призводить до руху стояк розпушника 5, та заштовхування штока гідроциліндра 7 у його корпус, завдяки чому збільшується тиск у поршневій порожнині гідроциліндра 7 і камера керування 13 перемикає трипозиційний двопровідний розподільник 11 у праве положення. За цим гідрорідина від бака через двопозиційний двопровідний розподільник 10 та трипозиційний дволінійний розподільник 11 подається до поршневої порожнини гідроциліндра.

В такому разі, завдяки конструкції двопозиційного двопровідного розподільника 10, гідрорідина подається імпульсно (рис. 4), а саме: при обертанні кулачка 23 за годинниковою стрілкою відбувається осьове переміщення тарілчастого штовхача 22 із золотником 17 вправо, внаслідок чого відкривається напірна магістраль 8 і робоча рідина від бака з гідрорідиною через нагнітальний канал (в режимі заглиблення стояка 5 з ножем 6) подається до поршневої порожнини гідроциліндра 7, а в режимі виглиблення стояка 5 з ножем 6 подається до штокової порожнини гідроциліндра 7. Після обертання кулачка 23 на деякий кут ($\approx 180^\circ$), золотник 17 разом із тарілчастим штовхачем 22 під дією пружини 18 переміщається в нульове положення, завдяки чому перекривається напірна магістраль.

Окрім того, завдяки виконаним конусним фаскам 20 [3], на робочих поясах золотника 17 відбувається плавність імпульсів та зменшення зусиль перемикаання золот-

ника, тим самим зменшуються зусилля тертя між кулачком 23 та тарілчастим штовхачем 22, що збільшує довговічність конструкції двопозиційного двопровідного розподільника 10.

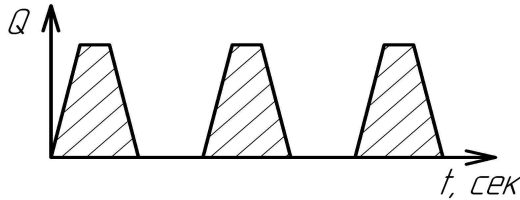


Рис. 4. Графік залежностей подачі рідини Q від часу t

Fig. 4. A chart of dependences of serves of Q is from time t

В процесі виглиблення стояка 5 розпушника на верхню частину ножа б розпушника діє реакція опору виглиблення F_B , що намагається витягнути стояк 5 із рами робочого органа 4, що призводить до руху стояка розпушника 5 та витягування штока гідроциліндра 7 з його корпусу, завдяки чому збільшується тиск у штоковій порожнині гідроциліндра 7 і камера керування 12 перемикає трипозиційний двопровідний розподільник 11 у ліве положення, після чого процес відбувається аналогічно заглибленню.

Для визначення сумарної гідродинамічної сили, що діє на циліндричний золотник слідкуючого розподільника при несталому русі середовища, виділимо між буртиками золотника два об'єми A і B (рис. 5).

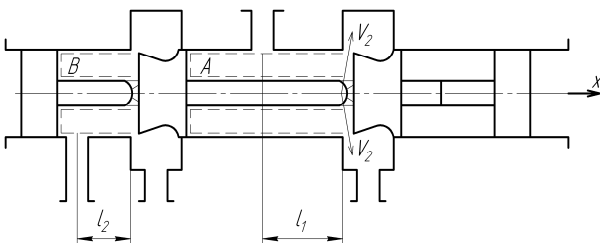


Рис. 5. Схема розподільника

Fig. 5. Chart of distributor

Згідно з теоремою про зміну об'єма кількості середовища, що протікає через границі об'ємів, отримуємо:

для об'єму A:

$$P_{ml} + \rho Q_{3l} V_2 \cos \theta = P_{3l};$$

для об'єму B:

$$P_{mn} + \rho Q_{3l} V_2 \cos \theta = P_{3l}.$$

Якщо прийняти:

$$Q_{3l} + \rho Q_{3l} V_2 \cos \theta = P_{3l},$$

то отримаємо:

$$Q_3 = F_k V_k.$$

З врахуванням напрямку руху середовища рідини, отримаємо:

$$P_{ml} = -\rho l_1 \frac{dQ_3}{dt};$$

$$P_{mll} = -\rho l_2 \frac{dQ_3}{dt}.$$

Для спрощення приймемо, що швидкості і кути відхилення потоку однакові, тобто:

$$V_1 = V_2 = V_3 \text{ і } \theta_1 = \theta_2 = \theta_3.$$

Тоді можна визначити повну гідродинамічну силу, що діє з боку потоку на золотник:

$$P_{г.д.} = -2\rho Q_3 V_3 \cos \theta_3 - \rho (l_1 - l_2) \frac{dQ_3}{dt}.$$

У випадку, коли $p_1 = p_2$, отримаємо:

$$P_{г.д.} = -2C_{од} x_3 - K_m \frac{dx_3}{dt},$$

де $C_{од} = \mu_3 l_{ок} (p_n - p_{зп}) \cos \theta$;

$$K_m = \rho (l_1 - l_2) \mu_3 l_{ок} \frac{\sqrt{p_n - p_{зп}}}{\rho}.$$

(1)

За постійним перепадом тиску ($p_n - p_{зп}$) для слідкуючих гідророзподільників це рівняння лінійне. Проте, в загальному випадку перепад тиску - мінливий, тому рівняння стає нелінійним. Лінеаризацію його можна здійснити розкладанням у ряд Тейлора за двома змінними.

Таким чином, осьова незрівноважена сила залежить від конструктивних параметрів золотника і параметрів потоку робочої рідини. Основним з них є: перепад тисків робочої рідини до і після прохідного перерізу; густина робочої рідини; хід плунжера; прохідний переріз; радіальний зазор між буртиками і гільзою; радіус скруглення робочих кромek буртиків; відстані l_1 і l_2 по осі золотника. Для несталого потоку робо-

чої рідини має значення величина швидкості зміни витрати $\frac{dQ}{dt}$.

Аналіз доводить, що в гідродинамічній силі можна виділити складову, дія якої аналогічна дії пружини, що прагне повернути золотник у нейтральне положення. Тому $C_{сд}$ можна назвати коефіцієнтом жорсткості гідродинамічної пружини. Другий член у правій частині формули (1) еквівалентний силі рідинного тертя. Причому коефіцієнт k_m може змінювати свій знак, що призведе до так званого ефекту негативного демпфірування золотника.

Слідкуючий золотник, зазвичай, має "силовий, зворотній зв'язок" за перепадом тиску, що буде позитивним за протидіючим навантаженні на гідроциліндр і негативним при навантаженні.

Компенсувати незрівноважену гідродинамічну силу можна, якщо ввести силу, яка їй дорівнює, але протилежно спрямована зовнішній. Виконати це досить складно, тому що ця сила нелінійна і, крім цього, перепад тиску в золотнику є величиною змінною і зв'язаний складним законом із відкриттям золотника і витратою рідини, яка протікає через нього. Найбільше використовується засіб зменшення гідродинамічних сил, коли поверхням золотника і втулки, що обтікаються середовищем, надають такий профіль, щоб незрівноважені гідродинамічні сили частково або цілком зрівноважувалися.

На рухливі елементи гідросистем діють сили тертя, викликані тертям бічних поверхонь рухливих елементів. Тертя ковзання може бути розділене на сухе, напівсухе і рідинне. У випадку, якщо дотичні поверхні працюють за умов достатнього змащення, можна вважати, що тертя рідинне. Сили рідинного тертя зумовлюють появу на рухливих елементах гідропристроїв сили, що демпфірує (дисипативної сили). Вона пропорційна швидкості переміщення рухливого елемента. Дисипативна сила завжди притаманна у реальній конструкції. Вона має здатність робити вільні переміщення системи збіжними, якщо член, що демпфірує у

правій частині диференціального рівняння руху системи, має мінусовий знак.

Для аналізу диференціальних рівнянь руху рухливих елементів необхідно вірно визначати коефіцієнт в'язкого тертя k_b . Розглянемо переміщення круглого золотника у втулці, між якими є гарантований зазор, обумовлений різницею внутрішнього радіуса гільзи R_2 і радіуса буртиків золотника R_1 .

Елементарна втрата енергії руху:

$$dE = h_n dG,$$

де h_n - втрата енергії по довжині потоку;

dG - елементарна вага робочої рідини;

$$dG = \rho g f_{\Gamma} V; dt = \rho g f_{\Gamma} dx;$$

де f_{Γ} - площа радіального зазору між плунжером і гільзою; x - переміщення золотника.

Тому для радіального зазору у кільцевій щілині

$$f_{\Gamma} = \pi(R_2^2 - R_1^2), \text{ то } dE = h_n \rho g \pi (R_2^2 - R_1^2) dx.$$

Зміна кінетичної енергії на відрізьку шляху дорівнює роботі сили на цьому відрізьку, тобто:

$$dE = P_b dx,$$

де P_b - сила в'язкого тертя.

Оскільки $P_b = k_b x$, тоді $P_b = k_b x dx$.

Після підставлення отримаємо:

$$h_n \rho g \pi (R_2^2 - R_1^2) dx = k_b x dx.$$

Для ламінарного режиму руху рідини:

$$P_0 = \frac{8\pi(R_2^2 - R_1^2)}{R_2^2 + R_1^2 - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln \frac{R_2}{R_1}}}.$$

Тоді:

$$k_b = \frac{8\mu z a \pi (R_2^2 + R_1^2)}{R_2^2 + R_1^2 - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln \frac{R_2}{R_1}}},$$

де z - число буртиків на золотнику; a - ширина одного буртика.

Наведена формула для визначення коефіцієнта в'язкого тертя є наближеною, тому що тут не враховувались різниця витоків робочої рідини через радіальні зазори, що вини-

кає під час зсуву золотника з нейтралі, обтікання рідиною торців золотника, а також наявність вікон у гільзі.

Для зменшення сил тертя застосовують чутливі елементи, у яких плунжер обертається навколо своєї осі, а втулка - нерухома або навпаки.

Зі схеми розподільника (рис. 5) маємо:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{u}{x},$$

де u - швидкість поперечного руху (лінійна швидкість обертання кулачка).

Приймаючи, що між втулкою і золотником має місце тертя. Силу тертя P_1 відповідно до гідродинамічної теорії тертя можна визначити за формулою [3]:

$$P_1 = \frac{\mu f_b V}{l},$$

де f_b - площа зіткнення буртиків з втулкою, l - товщина прошарку змащення, що перевищує висоту нерівностей прилеглих поверхонь втулки і буртиків.

ВИСНОВКИ

1. Розроблено технічне рішення, яке дозволяє підвищити ефективність роботи розпушника за рахунок забезпечення збільшення силового впливу на робоче середовище внаслідок імпульсної подачі зуба розпушника. Імпульсна подача гідродідини відбувається за рахунок конструкції золотникового розподільника.

2. Розроблена методологія для визначення сумарної гідродинамічної сили, що діє на золотниковий розподільник, згідно якої для зменшення сил тертя можна користуватися засобом, за яким золотнику або втулці задаються вимушені коливання за малою частотою.

ЛІТЕРАТУРА

1. Пелевін Л.Є., Мельниченко Б.М. «Аналіз конструкцій розпушників активної дії» Всеукраїнський науковий збірник «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини № 81», 2013, стр.71-77.
2. Пелевін Л.Є., Мельниченко Б.М. «Динамічне руйнування ґрунту під час заглиблення зуба розпушника» Всеукраїнський науковий збірник «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини № 79», 2012, стр.68-73.
3. Пелевін Л.Є., Мельниченко Б.М. Розпушник з керованим гідроприводом. UA 88411 U.
4. Бутко В.С. Динаміка та регулювання гідропневмосистем. Конспект лекцій. Ч.1. – Київ 2003. – 64с.
5. Башта Т.М. «Машиностроительная гидравлика». Справочное пособие. Изд. Машиностроение - Москва 1971 - с.352.

REFERENCES

1. Pelevin L.E., Melnichenko B.N. 2013. Analiz konstruktij rozpushnykiv aktyvnoi dii. Vseukrainskij naukovyj zbirnyk Girnychi, budivelni, dorozhni ta melioratyvni mashyny no.81, 71-77.
2. Pelevin L.E., Melnichenko B.N. 2012. Dynamichne ruynuvannja ґruntu pid chas zaglyblenja zuba rozpushnyka Vseukrainskij naukovyj zbirnyk Girnychi, budivelni, dorozhni ta melioratyvni mashyny no.79, 68-73.
3. Pelevin L.E., Melnichenko B.N., 2013. Rozpushnyk z kerovanyim gidropryvidom. UA 88411 U.
4. Butko V.S., 2003. Dynamika i reguljuvannja gidropnevmosystem. Konspekt lektzij. vol. 1, Kyiv, 64.
5. Bashta T.M., 1971. Mashynostroitel'naja gidravlika. Spravochnoe posobie. Moscow, Mashynostroenie Publ., 352.