

УДК 621.924.93

УДОСКОНАЛЕННЯ ЗАСОБУ ГІДРОАБРАЗИВНОГО ПЕРФОРУВАННЯ СТІЛЬНИКОВИХ ПАНЕЛЕЙ ІЗ ДЖЕРЕЛОМ ЖИВЛЕННЯ ІМПУЛЬСНОЇ ДІЇ

Ю. О. Павлюченко

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600, Україна. E-mail: pavlyuchenko-ya@utg.ua

Представлено результати досліджень енергоефективності процесів гідроабразивного перфорування отворів малого діаметра із використанням джерела живлення імпульсної дії та показано, що удосконалення даної технології вбачається у пошуку раціональних схем, параметрів та режимів роботи гідросистеми, що направлені на мінімізацію втрат споживаної потужності пристроєм. Показано будову і принцип роботи гідросистеми із під'єднаним клапаном-відсікачем гідроабразивного струменя. Виконано дослідження впливу часу між етапами відкриття щілин гідророзподільника та клапана на робочому органі. Показано, що відкриття розподільника відбувається більш динамічно, ніж відкриття клапана, у той же час як положення золотника клапана може викликати появу його неусталеного руху, що в кінцевому рахунку призведе до порушення умов формування швидкоплинного двофазного струменя.

Ключові слова: гідроабразивне різання, перфорування, імпульсна дія.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СРЕДСТВ ГИДРОАБРАЗИВНОГО ПЕРФОРИРОВАНИЯ СОТОВЫХ ПАНЕЛЕЙ С ИСТОЧНИКОМ ПИТАНИЯ ИМПУЛЬСНОГО ДЕЙСТВИЯ

Ю. А. Павлюченко

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского
ул. Первомайская, 20, г. Кременчуг, 39600, Украина. E-mail: pavlyuchenko-ya@utg.ua

Представлены результаты исследований энергоэффективности процессов гидроабразивной перфорации отверстий малого диаметра с использованием источника питания импульсного действия и показано, что усовершенствование данной технологии предусматривается в поиске рациональных схем, параметров и режимов работы гидросистемы, направленных на минимизацию потерь потребляемой мощности устройства. Показано устройство и принцип работы гидросистемы с подключенным клапаном-отсекателем гидроабразивной струи. Выполнено исследование влияния времени между этапами открытия щелей гидрораспределителя и клапана на рабочем органе. Показано, что открытие распределителя происходит более динамично, чем открытие клапана, в то время как положение золотника клапана может вызывать появление его неординарного движения, что в конечном счете приведет к нарушению условий формирования двухфазной струи.

Ключевые слова: гидроабразивное резание, перфорация, импульсное действие.

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ. У сучасному виробництві турбоагрегатів широко застосовують звукопоглинаючі панелі, що конструктивно являють собою одно-, дво-, або тришарові стільникові оболонки у вигляді кожухів, обтікачів, діафрагм та т.п.

Головним способом поліпшення шумопоглинальної здатності панелей залишається перфорування внутрішнього елемента багат шарового екрану з утворенням комірок нерегулярної структури. Як правило, перфорація являє собою масив отворів невеликого діаметра (біля 1,2...2,0 мм), виконаних із кроком 10 мм x 10 мм по всій площині оболонки із внутрішнього боку. Виконання отворів механічним способом – свердлуванням в ручному або в автоматичному режимі є вкрай нетехнологічним і низькопродуктивним через значні розміри обшивки (понад 2–5 м).

У ряді робіт показані певні напрацювання щодо використання для перфорування засобів гідроабразивної обробки. Так, автором [1–2] показано, що гідроабразивний струмінь високопродуктивно та якісно здійснює формування малих отворів методом копіювання, забезпечуючи при цьому задовільну якість обробки.

У [3] зазначено, що виконання отворів гідроабразивним струменем ефективне для однорідних матеріалів. Але, зважаючи на досить низьку потужність різання, циклічність обробки, а також постійну значну потужність, яка витрачається гідроагрегатом

для підтримки тиску в контурі високого тиску (біля 35–40 кВт), к.к.д. пропонованого процесу є вкрай низьким.

Вирішення проблеми підвищення ефективності та к.к.д. процесу вбачається у використанні засобів та пристроїв для отримання імпульсних струменів рідини високого тиску, які з успіхом використовуються в різних галузях народного господарства. Однак для розв'язання даної задачі подібні пристрої не є ефективними, оскільки передбачають роботу джерела живлення в режимі, близькому до режиму постійної потужності.

У той же час за рахунок імпульсно-періодичної дії витрати потужності можна значно скоротити, забезпечивши такі пристрої елементами запасання енергії в технічній системі за проміжок часу між імпульсами.

Оскільки ефективність виконання отворів буде обумовлюватися як режимами витікання рідини при зміні тиску від джерела, так і параметрами гідросистеми в цілому, актуальною є науково-технічна задача пошуку раціональних схем, параметрів та режимів роботи гідросистеми, направлена на мінімізацію втрат споживаної потужності пристроєм.

Метою роботи є підвищення енергоефективності гідроабразивного прошивання отворів у тонколистових заготовках та стільникових конструкціях за рахунок нових технічних рішень засобів утворення струменя.

МАТЕРІАЛ І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ.

Якщо генерація високого тиску в магістралі живлення струминної системи здійснюється за рахунок мультиплікатору односторонньої дії, як це показано в [4], струминний пристрій повинен мати засіб перекриття потоку на вході до соплової камери, що дозволить керовано здійснювати запасання потенціальної енергії у контурі низького тиску за допомогою гідроаккумулятору. Таким засобом може бути електромагнітний клапан, спрацювання якого перекриває отвір входу до струминної трубки із камери високого тиску (рис. 1). Робота зазначеного клапану має синхронізуватися із роботою розподільника вмикання живлення контуру високого тиску.

Пристрій складається із корпусу 1, в якому з можливістю переміщення вздовж центральної осі встановлено плунжер клапана 3, який з одного боку через ущільнюючу прокладку 9 контактує із отвором трубки 10, а іншим – із регульованою пружиною 7, яка іншим своїм кінцем контактує із кришкою 2. В напрямку дії пружини переміщення плунжеру обмежує кільцевий упор 8, що жорстко закріплений в центральній розточці корпусу 1. Для подолання зусилля пружини на корпусі 1 через кришку 2 нерухомо змонтований електромагніт K_1 соленоїдного типу 4, який має обмотку 5 та феромагнітний сердечник 6, жорстко сполучений із плунжером 3 і спроможний передавати зусилля останньому в осьовому напрямку.

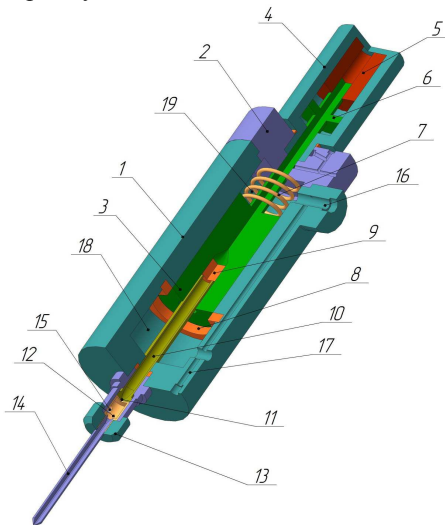


Рисунок 1 – Пристрій для відсікання гідроабразивного потоку при виконанні отворів

Змонтована у корпусі 1 трубка 10 сполучена із струменеформуючим соплом 11, безпосередньо з'єднаним із змішувальною камерою 12, на протилежному торці якої за допомогою накидної гайки 13 закріплена калібрувальна трубка 14 так, що вісі усіх перелічених елементів співпадають. Отвір 15 сполучений із лінією підведення абразиву, а отвір 16 – із магістраллю високого тиску. При цьому канал 17 забезпечує надходження рідини у порожнини 18 та 19.

Пристрій працює наступним чином. У початковому стані плунжер 3 під дією пружини 7 контактує із кільцевим упором 8 та через прокладку 9 перекриває отвір трубки 10; сполучений із плунжером 3 сердечник 6 утворює між котушкою 5 та якорем

повітряний зазор. Рідина крізь отвір 16 надходить до порожнин 18 та 19 і повністю їх заповнює. Тиск встановлюється і дорівнює тиску в напірній магістралі p_n . Після подачі сигналу на котушку 5 електромагніту K_1 якорь 6 починає переміщуватися до робочої площини котушки 5, долаючи повітряний проміжок, до моменту повного контакту із котушкою. Одночасно, долаючи зусилля пружини 7, починає переміщуватися і плунжер 3, виходячи із контакту з кільцевим упором 8 та відкриваючи отвір трубки 10.

При відкритті трубки 10 рідина із порожнини 18 починає надходити до струменеформуючого сопла 11, формується у струмінь і, прямуючи крізь змішувальну камеру 15 починає ежекувати абразивні зерна, і далі, змішуючись у камері, двофазний потік надходить до калібрувальної трубки 14.

При цьому, стікаючи з сопла 11 рідина поповнюється із магістралі 16, забезпечуючи такий стан плунжеру 3, при якому він за відсутності сигналу керування і зусилля на електромагніті 5 під дією пружини повернеться у початковий стан, тобто до контакту із кільцевим упором 8, перекриваючи рух потоку рідини у отвір трубки 10 (рис. 2).

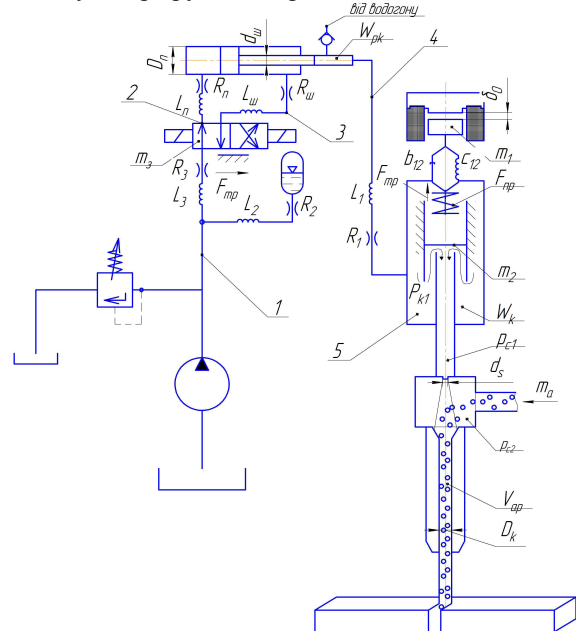


Рисунок 2 – Схема формування струменя в момент відкриття клапана-відсікача та його натікання на оброблювану заготовку

Для вирішення задач дослідження нехай гідросистема відповідає розрахунковій схемі рис. 2. Конструктивно система складається із блоку живлення високого тиску 1, що являє собою мультиплікаторне джерело, оснащене гідроаккумулятором високого тиску, магістралі високого тиску 2, блоку відсікання струменя із пневматичним приводом 3 у вигляді лінійного пневмоциліндра із розподільником золотникового типу з електрокеруванням (клапана K_1); струменеформуючої системи 4, що складається із сопла високого тиску, змішувальної камери із трубою подачі абразивних зерен та калібрувальною трубою. Сформований гідроабразивний потік натікає на встановлену перпендикулярно осі струменя перепону – оброблювану заготовку із шаруватого

матеріалу 5, якою є зовнішня оболонка шумозахисного кожуху. Роботу гідромультиплікатора ГМ односторонньої дії забезпечує золотниковий гідророзподільник P_2 двосторонньої дії, сполучений магістралями із відповідними порожнинами силового гідроциліндру. При цьому після здійснення робочого ходу повернення у початковий стан поршня силового циліндру здійснюється перемиканням каналів у розподільнику P_2 .

За початок формування гідроабразивного потоку приймемо момент подачі електричного імпульсу на соленоїд відсікача потоку K_1 та гідророзподільник P_2 ; при цьому в магістралі низького тиску вже створено тиск p_n з нехтувано малими коливаннями, обумовленими пульсаціями рідини у контурі низького тиску.

Формування отвору під дією швидкоплинного гідроабразивного потоку, що створюється мультиплікаторною системою із одностороннім керуванням, відбувається за таких умов:

- тиск рідини в каналі підведення не є постійним, а визначається динамікою відкриття клапана відсікача;
- тиск рідини у камері змішування встановлюється внаслідок одночасної дії розподільних елементів K_1 та P_2 ;
- після відкриття заслінки тиск у камері починає падати а потім – набувати прискорення;
- внаслідок витікання із сопла в зовнішній простір в камері починає падати тиск, внаслідок чого відбувається рух повітря у каналі підведення абразиву, і, відповідно, розпочинається захоплення абразивних зерен у поті;
- після захоплення частинок швидкість потоку починає падати, а властивості потоку – змінюватися.

Розглянемо явища, які відбуваються у гідросистемі при спрацюванні керуючих гідро елементів.

При подачі сигналу керування на електромагніт M_1 розподільника P_2 за такт T_1 спрацює золотник і поршень робочого одностороннього мультиплікатора починає рух. При цьому плунжерна магістраль у системі низького тиску сполучається зі зливом, а до поршневої надходить рідина від лінії живлення, яка поєднує помпу із гідроаккумулятором.

Нехай у певний момент часу τ тиск у трубопроводі подачі та лівій (нагнітальній) порожнині циліндру має величину p_2 , а перед золотником – p_1 тоді за елементарний проміжок часу $d\tau$ через прохідний перетин гідророзподільника P_2 проходить маса рідини

$$dm_2 = \rho_2 Q_2 d\tau + dm_a, \quad (1)$$

де $Q_2 = \mu_p f_{p1} v_{m2}$ – витрата рідини через розподільник; μ_p – коефіцієнт витрати розподільника (вважаємо, що $\mu_p = \text{const}$); $f_{p1} = f_{p1}(\tau)$ – площа прохідного перетину гідророзподільника (в магістралі помпа – ліва порожнина) в момент часу τ ; $v_{m2} = v_{m2}(p_2)$ – швидкість течії рідини через прохідні перетини розподільника, що дорівнює

$$v_{m2}(p_2) = k_v \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho_{m0}}} \quad (2)$$

де $k_v = \sqrt{\frac{\chi}{n_m - 1}}$ – коефіцієнт, що враховує вплив стиснення рідини на швидкість її витікання через отвір; n_m – показник адіабати масла; $\rho_2 = \rho_m(p_2)$ – щільність рідини у контурі низького тиску, що відповідає тиску p_2 та визначається такою залежністю:

$$\rho_m(p_2) = \rho_{m0} \left[\frac{1}{\chi} \ln \left(1 + \frac{\chi}{E_{m0}} p_2 \right) + 1 \right], \quad (3)$$

де ρ_{m0} – щільність рідини при $p_2=0$; dm_a – маса рідини, що надходить від гідроаккумулятору.

Додатково рідина надходить від гідроаккумулятору. Приймемо кілька припущень:

- матеріал, з якого виготовлено корпус акумулятора, є однорідним, ізотропним та ідеально пружним;
- температура акумулятора та рідини, що в ньому знаходиться, постійна, та дорівнює температурі навколишнього середовища;
- довжина порожнини акумулятора l_a достатня для того, щоб можна було вважати, що осові напруги в стінці від дії внутрішнього тиску на торцеві стінки розподілені по поперечному перетину рівномірно і що стримуючий вплив торцевих стінок на радіальні переміщення Δr_a нехтувано малий;
- прогини торцевих стінок та деформації інших елементів під дією тиску не враховуються;
- робоча пружина акумулятора деформується на довжині l_p .

Обсяг порожнини акумулятора V_a можна визначити так:

$$V_a = V_{a0} (1 + A_a p_b + B_a p_b^2 + C_a p_b^3), \quad (4)$$

де $V_{a0} = \pi a_0^2 (l_{a0} + l_p)$ – обсяг порожнини акумулятора при $p_b=0$,

$$\begin{cases} A_a = \frac{1}{E_a (k_a^2 - 1)} [3 - 4\mu_a + 2k_a^2 (1 + \mu_a)] \\ B_a = \frac{1}{E_a^2 (k_a^2 - 1)^2} [1 - 2\mu_a + 2k_a^2 (1 + \mu_a)] [3 - 2\mu_a + k_a^2 (1 + \mu_a)] \\ C_a = \frac{1}{E_a^3 (k_a^2 - 1)^3} [1 - 2\mu_a + 2k_a^2 (1 + \mu_a)]^2 \end{cases} \quad (5)$$

У цій формулі E_a та μ_a – модуль пружності та коефіцієнт Пуассона для матеріалу, з якого виготовлено корпус акумулятора; $K_a = R_{a0}/r_{a0}$ – коефіцієнт товстостінності, котрий визначається умовою міцності резервуара.

Тож маса робочої рідини, що знаходиться в акумуляторі, буде дорівнювати:

$$m_a = \rho_{bo} \left(\frac{p_1}{b} + 1 \right)^{1/n} v_{a0} (1 + A_a p_1 + B_a p_1^2 + C_a p_1^3) \quad (6)$$

Диференціюючи останнє рівняння, можемо знайти зміну маси рідини dm_b , що пов'язана зі зміною тиску в системі на величину dp_b за елементарний проміжок часу $d\tau$.

$$dm_a = \rho_{bo} v_{a0} \frac{1}{nb} \left(\frac{p_1}{b} + 1 \right)^{(1-n)/n} (k_{a0} + k_{a1} p_1 + k_{a2} p_1^2 + k_{a3} p_1^3) dp_1,$$

де коефіцієнти мають такі значення:

$$\begin{cases} k_{a0} = 1 + nbA_o; \\ k_{a1} = A_a(1+n) + 2nbB_a; \\ k_{a2} = B_a(1+2n) + 3nbC_a; \\ k_{a3} = C_a(1+3n). \end{cases} \quad (7)$$

Тоді зміна тиску перед кромками розподільника, відповідно до [5, 6], визначиться так:

$$\frac{dp_1}{d\tau} = - \frac{\mu_c f_c v_c(p_1) E_b(p_1)}{k_{a0} + k_{a1} p_1 + k_{a2} p_1^2 + k_{a3} p_1^3} \quad (8)$$

Тепер можемо визначити елементарну масу рідини dm_2 , що надходить до порожнини силового приводу за час τ , так:

$$dm_2 = \rho_{mo} \left[\frac{1}{\chi} \ln \left(1 + \frac{\chi}{E_{mo}} p_2 \right) + 1 \right] \mu_p f_{p1}(\tau) k_v \times \sqrt{\frac{2(p_1(t) - p_2)}{\rho_{mo}}} d\tau + dm_a \quad (9)$$

Оскільки з [6] відомо, що величину dm_2 можна визначити, знаючи залежність $m_2 = m_2(p_2)$, тобто вона характеризується пружними характеристиками елементів гідросистеми, стисливістю рідини та геометричними параметрами силового приводу як

$$m_2 = \rho_2 (v_2 + F_n x) \quad (10)$$

де x – координата поршня, що відраховується від лівого торця силового циліндру; v_2 – обсяг порожнини магістралі; F_n – площа поршня, маса рідини буде функцією положення плунжеру в камері високого тиску та тиску рідини в цій камері:

$$dm_2 = \frac{\partial m_2}{\partial p_2} dp_2 + \frac{\partial m_2}{\partial x} dx \quad (11)$$

За результатами досліджень [7] деформування магістралі під час відкриття прохідних перетинів золотника визначиться так:

$$\Delta r_m = \frac{1 - \nu_{im}}{E_{im}} \frac{p_2 r_m^3}{R_m^2 - r_m^2} + \frac{1 + \nu_{im}}{E_{im}} \frac{p_2 r_m R_m^2}{R_m^2 - r_m^2} \quad (12)$$

де r_m , R_m – внутрішній та зовнішній радіуси магістралей при $p_2=0$; E_{im} , ν_{im} – модуль пружності та коефіцієнт Пуассона матеріалу трубопроводу.

Тоді радіальне збільшення напірного трубопроводу визначиться залежністю:

$$\Delta r_m = p_2 r_m A_m; \quad A_m = \frac{1 - \nu_{im} + \psi_m^2 (1 + \nu_{im})}{E_{im} (\psi_m^2 - 1)} \quad (13)$$

де $\psi = R_m / r_m$.

А загальний обсяг порожнини трубопроводу під тиском p_2 становитиме:

$$V_2 = \pi (r_m + \Delta r_m)^2 L_{t2} \quad (14)$$

При цьому маса рідини може бути обчислена за формулою:

$$m_2 = \rho_{mo} \left[\frac{1}{\chi} \ln \left(1 + \frac{\chi}{E_{mo}} p_2 \right) + 1 \right] [v_{2o} (1 + A_m p_2)^2 + F_n x] \quad (15)$$

За проміжок часу $d\tau$ тиск p_2 в напірній магістралі перед поршнем зміниться на величину dp_2 і одночасно поршень мультиплікатора переміститься на dx . Так як золотниковий розподільник одночасно

відкриває і зливу лінію для штокової порожнини силового приводу, за цей час відбудеться зміна і dp_3 . Для визначення зміни маси рідини dm_3 , що відповідає dx та dp_2 необхідно відшукати повний диференціал функції двох змінних $m_2 = m_2(p_2, x)$. Виконавши необхідні операції, маємо:

$$dm_2 = \frac{\partial m_2}{\partial p_2} dp_2 + \frac{\partial m_2}{\partial x} dx = \rho_{mo} \left\{ \left[\frac{1}{E_{mo} + \chi p_2} [v_{2o} (1 + A_m p_2)^2 + F_n x] + 2v_{2o} A_m (1 + A_m p_2) \left[\frac{1}{\chi} \ln \left(1 + \frac{\chi}{E_{mo}} p_2 \right) + 1 \right] \right] dp_2 + \left[F_n \frac{1}{\chi} \ln \left(1 + \frac{\chi}{E_{mo}} p_2 \right) + 1 \right] dx \right\} \quad (16)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь, отримаємо диференціальне рівняння для визначення змін тиску:

$$\frac{dp_2}{d\tau} = \frac{\chi(p_2) \left[\mu_p f_{p1}(\tau) k_v \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho_{mo}}} - F_n v_n \right]}{\beta(p_2) [v_{2o} (1 + A_m p_2)^2 + F_n x] + 2v_{2o} A_m (1 + A_m p_2) \chi(p_2)}$$

А для визначення зміни маси рідини у зливній

$$dm_3 = \frac{\partial m_3}{\partial p_3} dp_3 + \frac{\partial m_3}{\partial x} dx$$

магістралі як зміна маси становитиме

$$dm_3 = \frac{\partial m_3}{\partial p_3} dp_3 + \frac{\partial m_3}{\partial x} dx = \rho_{mo} \left\{ \left[\beta(p_3) [v_{3o} (1 + A_m p_3)^2 + F_n (L_x - x) + 2v_{3o} A_m (1 + A_m p_3) \chi(p_3)] \right] dp_3 - \left[-F_n \chi(p_3) dx \right] \right\}$$

Тоді диференціальне рівняння, що описує зміну тиску p_3 в зливній порожнині поршня та магістралі матиме вигляд:

$$\frac{dp_3}{d\tau} = \frac{\chi(p_3) \left[F_n v_n - \mu_p f_{p2}(\tau) k_v \sqrt{\frac{2p_3}{\rho_{mo}}} \right]}{\beta(p_3) [v_{3o} (1 + A_m p_3)^2 + F_n (L_x - x)] + 2v_{3o} A_m (1 + A_m p_3) \chi(p_3)}$$

У цих формулах $V_n = dx/d\tau$ – швидкість поршня в

момент часу τ ; $\chi(p_2) = \frac{1}{\chi} \ln \left(1 + \frac{\chi}{E_{mo}} p_2 \right) + 1$;

$\chi(p_3) = \frac{1}{\chi} \ln \left(1 + \frac{\chi}{E_{mo}} p_3 \right) + 1$ – коефіцієнти зміни щільності масла залежно від тиску p_2 та p_3 відповідно;

$\beta(p_2) = \frac{1}{E_{mo} + \chi p_2}$, $\beta(p_3) = \frac{1}{E_{mo} + \chi p_3}$ – коефіцієнти стискування масла.

За наступний період T_2 відбуватиметься подальше підвищення тиску p_2 , різке падіння тиску p_3 , яке спостерігатиметься до моменту відкриття клапана K_1 . Момент відкриття K_1 відповідає такту T_3 .

Після відкриття клапана K_1 маса рідини у контурі високого тиску при наближенні поршня до крайнього правого положення буде постійно зменшуватися, і за час $d\tau$ це зменшення складатиме величину: $dm_b = -\rho_{bo} Q_c d\tau$, де $Q_c = \mu_c f_c v_c$ – витрата робочої рідини, що витікає зі струменеформуючого сопла;

$v_c = v_c(p_6)$ – швидкість струменя; p_6 – тиск на вході до струменеформуєчого сопла, що дорівнює тиску в трубопроводі 5 (гідрравлічні втрати не враховуються).

Тоді очевидним буде рівняння:

$$dm_b = -\rho_{bo} \mu_c f_c v_c(p_6) d\tau \quad (17)$$

Масу робочої рідини на дільниці гідросистеми, що розглядається, можна визначити таким рівнянням:

$$m_b = m_c - m_{pl} + m_{iv} \quad (18)$$

$m_c = \rho_b V_c$ – маса рідини, що повністю заповнює обсяг V_c порожнини плунжера; $m_{pl} = \rho_b V_{pl}$ – маса рідини, що витискується плунжером; V_{pl} – обсяг частини плунжера, що знаходиться в камері високого тиску в момент часу τ ; $m_{iv} = \rho_b V_{iv}$ – маса рідини в трубопроводі високого тиску; V_{iv} – обсяг порожнини трубопровода 5 при під тиском p_6 .

Змін маси за проміжок часу $d\tau$ становитиме:

$$dm_b = dm_c - dm_p + dm_b$$

Для встановлення складових міркуватимемо відповідно до [7]. Встановимо тепер кожну складову останнього рівняння. Якщо розглядати плунжер як товстошаровий циліндр, навантажений робочим тиском p_4 , котрий дорівнює протягом даного етапу робочого циклу тиску p_5 у камері високого тиску, масу m_c та її збільшення dm_c можна визначити за такими виразами:

$$m_c = \rho_{bo} V_{co} \left(\frac{p_4}{b} + 1 \right)^{1/n} \left(1 + A_c p_4 + B_c p_4^2 + C_c p_4^3 \right)$$

і, відповідно,

$$dm_c = \rho_{bo} V_{co} \frac{1}{nb} \left(\frac{p_4}{b} + 1 \right)^{\frac{1-n}{n}} \left(k_{co} + k_{c1} p_4 + k_{c2} p_4^2 + k_{c3} p_4^3 \right) dp_4$$

де $V_{co} = \pi r_c^2 L_c$ – обсяг порожнини ЦВТ при $p_4=0$; r_c та L_c – відповідно внутрішній радіус ЦВТ та довжина його порожнини при $p_4=0$; $A_c, B_c, C_c, k_{co}, k_{c1}, k_{c2}, k_{c3}$ – коефіцієнти пропорційності.

Величин V_{pl} з урахування пружних деформацій плунжера у радіальному та осьовому напрямках, обумовлених дією тиску p_4 , визначиться так:

$$V_{pl} = \frac{\pi d_{pl}^2}{4} (x_1 + a)$$

d_{pl} – діаметр частини плунжера, що знаходиться у камері високого тиску з урахуванням його деформувань під дією тиску p_4 ; x_1 – переміщення кінця плунжера, викликане переміщенням x поршня силового циліндру, з урахуванням пружних деформацій.

Якщо прийняти до уваги, що ділянка плунжера, який знаходиться у камері високого тиску, навантажена цим тиском p_4 і zdeформована, то довжина ділянки під навантаженням становитиме

$$l_1 = L_0 - a - h_y - x$$

L_0 – довжина плунжера в розвантаженому стані; a – довжина частини плунжера, що знаходиться в камері при $x=0$, а його деформування становитиме $\Delta l = l_1 - l$, l – довжина ділянки за відсутності навантаження.

З урахуванням закону Гука після перетворень отримаємо:

$$l = \frac{L_0 - a - h_y - x}{1 - p_4 / E_{pl}}$$

Знайдемо тепер переміщення x_2 кінця плунжера з урахуванням деформацій тільки першої дільниці, якщо переміщення кінця плунжера x_1 в сумі з a та h_y дорівнює довжині навантаженої дільниці 2, що отримує всебічне стискування. Тож, відповідно до узагальненого закону Гука, відносна деформація цієї дільниці становитиме:

$$\varepsilon_x = \varepsilon_y = \varepsilon_z = -\frac{p_5}{E_{pl}} (1 - 2\nu_p) \quad (19)$$

ν_p – коефіцієнт Пуассона матеріалу плунжера. Оскільки

$$\varepsilon_x = \frac{(x_1 + a + h_y) - (x_2 + a + h_y)}{x_2 + a + h_y} \quad (20)$$

де $(x_2 + a + h_y)$ – довжина ділянки без навантаження, то x_1 становитиме:

$$x_1 = x_2 (1 - G_{pl} p_4) - G_{pl} p_4 (a + h_y) \quad (21)$$

$$G_{pl} = \frac{1 - \nu_{pl}}{E_{pl}}$$

причому

Враховуючи, що $x_2 = L_0 - l - a - h_y$, маємо вираз для визначення величини x_1 :

$$x_1 = (L_0 - l)(1 - G_{pl} p_4) - a - h_y \quad (22)$$

Тобто довжина частини плунжера, що знаходиться у камері високого тиску, становитиме:

$$x_1 + a = (L_0 - l)(1 - G_{pl} p_4) - h_y$$

Під дією тиску p_4 відбувається і діаметральне деформування плунжера, внаслідок чого його діаметр становить d_{pl} . Оскільки відносно радіальне деформування плунжера на 2 дільниці становитиме

$$\varepsilon_y = \frac{d_p - d_{plo}}{d_{plo}} \quad , \text{ тобто } d_p = d_{plo} (1 - G_p p_4)$$

То вираз для визначення V_{pl} набуде вигляду :

$$V_{pl} = f_{pl} (1 - G_p p_4)^2 \times \left[(1 - G_p p_4) \left(L_0 - \frac{L_0 - a - h_y - x}{1 - p_4 / E_{pl}} \right) - h_y \right] \quad (23)$$

Отже, маса плунжера у камері високого тиску

$$m_{pl} = \rho_{pl} f_{pl} \left(\frac{p_4}{b} + 1 \right)^{1/n} (1 - G_{pl} p_4)^2 \left[(1 - G_p p_4) \left(L_0 - \frac{L_0 - a - h_y - x}{1 - p_4 / E_{pl}} \right) - h_y \right] \quad (24)$$

$$dm_{pl} = \frac{\partial m_{pl}}{\partial x} dx + \frac{\partial m_{pl}}{\partial p_4} dp_4 = f_{pl} \rho_{pl} \left(\frac{p_4}{b} + 1 \right) \times$$

$$\left(\left[\frac{(1 - G_{pl} p_4)^2}{n(p_4 + b)} \left[\frac{L_0 - \frac{1}{E_{pl}} (E_{pl} - p_4 + n(p_4 + b)) \times}{1 - p_4 / E_{pl}} \right] \times \frac{L_0 - a - h_y - x}{(1 - p_4 / E_{pl})^2} \right] \right) \times \left[\frac{(1 - G_{pl} p_4)^2}{1 - p_4 / E_{pl}} dx + \left[-3G_{pl} (1 - G_{pl} p_4) \left(L_0 - \frac{L_0 - a - h_y - x}{1 - p_4 / E_{pl}} \right) - \frac{h_y (1 - G_{pl} p_4)}{n(p_4 + b)} + 2G_{pl} h_y \right] dp_4 \right] \quad (25)$$

де dm_{pl} – зміна при зміні тиску на величину dp_4 при одночасному переміщенні поршня на dx за час $d\tau$.

Обсяг порожнини магістралі високого тиску V_{tb} визначається аналогічно міркуванням, поданим вище, тобто маса m_a рідини, що заповнює порожнину цього трубопроводу, буде дорівнювати:

$$m_{tb} = \rho_{bo} V_{ibo} \left(\frac{p_5}{b} + 1 \right)^{1/n} (1 + A_b p_5)^2, \quad (26)$$

де $V_{ibo} = \pi r_b^2 L_b$ – обсяг порожнини магістралі високого тиску під тиском p_5 ; r_b , L_b – відповідно внутрішній радіус та довжина магістралі; A_b – коефіцієнт, що визначається аналогічно A_m .

Тоді зміна маси dm_{tb} при зміні тиску dp_5 :

$$dm_{tb} = \rho_{bo} V_{ibo} \left(\frac{p_5}{b} + 1 \right)^{1/n} \left[\frac{1 + A_b p_5}{n(p_5 + b)} + 2A_b \right] dp_5. \quad (27)$$

Отже повний диференціал маси dm_b при зміні тиску та координати положення плунжеру (і, відповідно, поршня силового циліндру) визначиться наступним чином:

$$dm_b = \rho_{bo} \left\{ \begin{aligned} & \frac{V_{co}}{nb} \left(\frac{p_4}{b} + 1 \right)^{\frac{1-n}{n}} (k_{co} + k_{c1} p_4 + k_{c2} p_4^2 + k_{c3} p_4^3) dp_4 - \\ & - f_{pl} \left(\frac{p_4}{b} + 1 \right)^{1/n} \frac{(1 - G_{pl} p_4)^3}{1 - p_4 / E_{pl}} dx - \\ & - f_{pl} \left(\frac{p_4}{b} + 1 \right)^{1/n} (1 - G_{pl} p_4)^3 \cdot \\ & \left[\frac{(1 - G_{pl} p_4)^2}{n(p_4 + b)} \left[L_0 - \frac{1}{E_{pl}} (E_{pl} - p_4 + n(p_4 + b)) \frac{L_0 - a - h_y - x}{(1 - p_4 / E_{pl})^2} \right. \right. \\ & \left. \left. - 3G_{pl} (1 - G_{pl} p_4) \left(L_0 - \frac{L_0 - a - h_y - x}{1 - p_4 / E_{pl}} \right) - \frac{h_y (1 - G_{pl} p_4)}{n(p_4 + b)} \right] + 2G_{pl} h_y \right] dp_4 + \\ & + \mu_{tb} \left(\frac{p_5}{b} + 1 \right)^{\frac{1}{n}} (1 + A_b p_5) \left[\frac{1 + A_b p_5}{n(p_5 + b)} + 2A_b \right] dp_5 \end{aligned} \right\}$$

Тоді зміна тиску в функції часу визначаться наступними диференціальними рівняннями:

- для такту T_2 при закритому клапані K_1 :

$$\frac{dp_4}{d\tau} = \frac{dp_5}{d\tau} = \frac{f_{pl} c_{pl1}(p_4) v_n}{V_{co} c_c(p_4) - f_{pl} c_{pl2}(p_4) + V_{ibo} c_{tb}(p_4)}; \quad (28)$$

- для такту T_3 при відкритому клапані K_1 :

$$\frac{dp_4}{d\tau} = \frac{dp_5}{d\tau} = \frac{f_{pl} c_{pl1}(p_4) v_n - \mu_c f_c v_c(p_5)}{V_{co} c_c(p_4) - f_{pl} c_{pl2}(p_4) + V_{ibo} c_{tb}(p_4)} \quad (29).$$

У рівняннях прийняті позначення:

$$c_c(p_4) = \frac{1}{nb} \left(\frac{p_4}{b} + 1 \right)^{\frac{1-n}{n}} (k_{co} + k_{c1} p_4 + k_{c2} p_4^2 + k_{c3} p_4^3)$$

$$c_{pl1}(p_4) = \left(\frac{p_4}{b} + 1 \right)^{1/n} \frac{(1 - G_{pl} p_4)^3}{1 - p_4 / E_{pl}};$$

$$c_{pl2}(p_4) = \left(\frac{p_4}{b} + 1 \right)^{1/n} (1 - G_{pl} p_4)^3 \times$$

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{(1 - G_{pl} p_4)^2}{n(p_4 + b)} \\ & \left[L_0 - \frac{1}{E_{pl}} (E_{pl} - p_4 + n(p_4 + b)) \frac{L_0 - a - h_y - x}{(1 - p_4 / E_{pl})^2} \right. \\ & \left. - 3G_{pl} (1 - G_{pl} p_4) \left(L_0 - \frac{L_0 - a - h_y - x}{1 - p_4 / E_{pl}} \right) - \right. \\ & \left. - \frac{h_y (1 - G_{pl} p_4)}{n(p_4 + b)} \right] + 2G_{pl} h_y \end{aligned} \right\}$$

$$c_{tb}(p_5) = \left(\frac{p_5}{b} + 1 \right)^{\frac{1}{n}} (1 + A_b p_5) \left[\frac{1 + A_b p_5}{n(p_5 + b)} + 2A_b \right].$$

Рух поршня за періоди T_4 - T_6 визначається рівняннями його рівноваги під дією тисків у поршневій та штоковій порожнинах:

$$m^* \frac{dv_n}{d\tau} + \frac{1}{2} v_n^2 \frac{dm^*}{dx} = F_n (p_2 - p_3) - f_{pl} (p_4 - p_3) - N_{tr} \text{sign} v_n, \quad (30)$$

де m^* – приведена до поршня мультиплікатора маса рухомих частин та рідини; p_4 – тиск робочої рідини камері високого тиску; N_{tr} – сила тертя в ущільненнях, що визначається як сума сил тертя в ущільненнях плунжерів.

Приведену масу m^* можна обчислити за формулою:

$$M^* = m_n + m_m^* + m_{b1}^* + m_{b2}^*, \quad (31)$$

m_n – маса поршня та плунжера; m_m^* – приведена до поршня маса рідини в контурі низького тиску; m_{b1}^* , m_{b2}^* – приведена до плунжеру маса робочої рідини відповідно у силовому циліндрі та камері плунжеру.

Маси m_{b1}^* , m_{b2}^* та m_m^* можна визначити, скориставшись співвідношенням:

$$m_i^* = \sum_{i=1}^{n_c} k_i m_i \left(\frac{f^*}{f_i} \right)^2, \quad (32)$$

$k_i = 1$ – при турбулентній течії рідини на i -й ділянці гідросистеми та $k_i = 3/4$ – при ламінарній течії; n_c – кількість ділянок; m_i – маса рідини на i -й ділянці гідросистеми; f^* – робоча площа поршня F_n або плунжера f_{nl} ; f_i – площа перетину i -ї ділянки.

Якщо трубопроводи мають однакові перетини у системі низького тиску, то маса рідини становитиме:

$$m_m^* = \rho_{mo} \left(\begin{aligned} & \left(\frac{k_1 L_{t1} \gamma(p_1) F_n^2}{f_{mo} (1 + A_m p_1)^2} + \gamma(p_2) \right) \left\{ \frac{k_2 L_{t2} F_n^2}{f_{mo} (1 + A_m p_2)^2} + F_n x \right\} + \\ & + \gamma(p_3) \left\{ \frac{k_3 L_{t3} F_n^2}{f_{mo} (1 + A_m p_3)^2} + F_n (L_x - x) \right\} + \frac{k_0 L_{t0} F_n^2}{f_{mo}} + \\ & + k_a L_a \left(1 + \frac{p_{2\max}}{E_a (\psi_a^2 - 1)} \right) f_{pl}^2 \frac{(1 - G_{pl} p_2)^4}{f_a (1 + A_{ab} p_2)^2} \end{aligned} \right) \quad (33)$$

L_{t1} , L_{t0} – довжина магістралей нагнітання та зливу; f_a , f_{ibo} – площі поперечних перетинів порожнин акумулятора та трубопроводу, під'єданого до нього, $p_p = p_{n\max}$, $f_a = \pi r_a^2$, $f_{ibo} = \pi r_b^2$, а коефіцієнт A_{ab} визначиться так:

$$A_{ab} = \frac{1 - \gamma_a + \psi_a^2 (1 + \gamma_a)}{E_a (\psi_a^2 - 1)}. \quad (34)$$

Тоді наступна маса становитиме:

$$m_{b1}^* = \rho_{bo} \frac{k_{bn} L_{bn} f_{nl}^2}{f_{bn} + V_{co} - f(L_x + a - x)}, \quad (35)$$

де f_{bn} та L_{bn} – відповідно площа перетину та довжина на трубопроводу низького тиску, а вираз для m_{b2}^* набуде вигляду:

$$m_{b2}^* = \rho_{bo} \left(\frac{p_4}{b} + 1 \right)^{\frac{1}{n}} \left\{ \begin{aligned} & V_{co}(1 + A_c p_4 + B_c p_4^2 + C_c p_4^3) - f_{pl}(1 - G_{pl} p_4)^2 \cdot \\ & \left[(1 - G_{pl} p_4) \left(L_o - \frac{L_o - a - h_y - x}{1 - p_4 / E_{pl}} \right) - h_y \right] \\ & + k_b L_b f_{pl}^2 \frac{(1 - G_{pl} p_4)^4}{f_a (1 + A_b p_4)^2} \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

При цьому координата переміщення поршня ви-

$$\frac{dx_n}{dt} = v_n$$

значиться. Таким чином, диференційні рівняння опису поведінки пристрою утворюють систему, розв'язання якої здійснили методом Рунге-Кутта 4 порядку в програмному середовищі MathCAD.

Для визначення раціональних умов формування струминно-абразивного потоку, використовуюваного для прошивання отворів із спадаючим тиском живлення мультиплікатора p_n виконано дослідження впливу часу τ між етапами відкриття щілин гідророзподільника P_2 та клапана на робочому органі K_1 .

Ця різниця часу визначає несинхронність відкриття щілин гідрорегулюючої арматури і може вважатися позитивною, коли відкриття розподільника P_1 буде випереджаючим, і негативною, коли випереджаючим буде спрацювання клапана K_2 .

При моделюванні приймали такі умови роботи гідросистеми, представлені на рис. 2:

- робочий тиск ступені низького тиску становить $p_n = 6,3$ МПа;
- довжина трубопроводу підведення рідини до робочої головки $l = 4,0$ м;
- діаметр отвору в трубопроводі високого тиску $d_f = 2,25$ мм;
- діаметр отвору струменеформуючого сопла $d_c = 0,27$ мм;
- діаметр каналу калібрувальної трубки $D_k = 0,85$ мм;
- діаметр абразивних зерен (фракційність) 250/300 мкм;
- наповнення гідроаккумулятора становить 90% розрахункового обсягу.

Результати моделювання наведені на рис. 3–7.

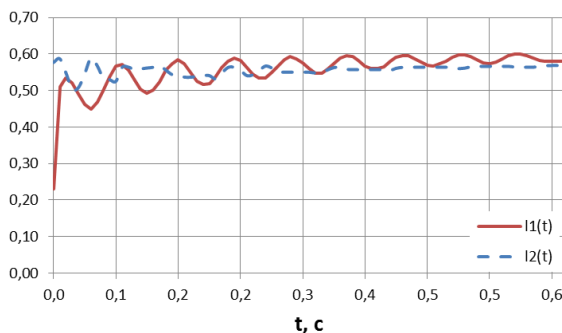


Рисунок 3 – Спрацювання керуючих елементів – розподільника P_2 та клапана K_1 після одночасного подавання сигналів при $\tau=0$ та відключенні гідравлічної лінії між ними

Розв'язання системи диференціальних рівнянь поведінки гідромеханічної системи дозволило визна-

чити перехідні процеси відкриття щілин P_2 та K_1 та визначити умови зростання тиску у відповідних гідравлічних лініях.

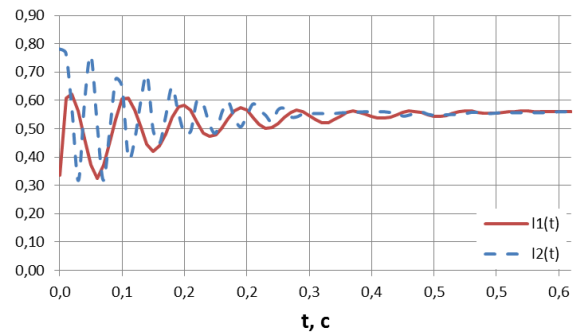


Рисунок 4 – Спрацювання керуючих елементів при підключенні гідравлічної лінії за тих же обставин. Спостерігається збудження гідросистеми

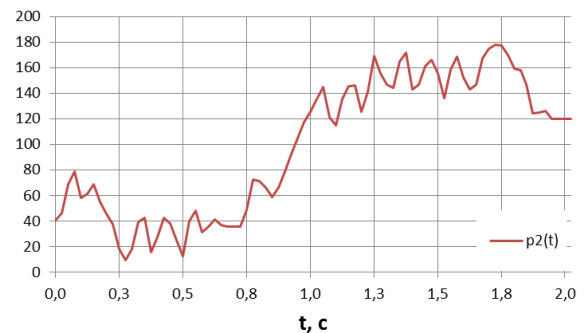


Рисунок 5 – Зміна тиску при відкритті розподільника P_2 до моменту відкриття керуючого клапана K_1

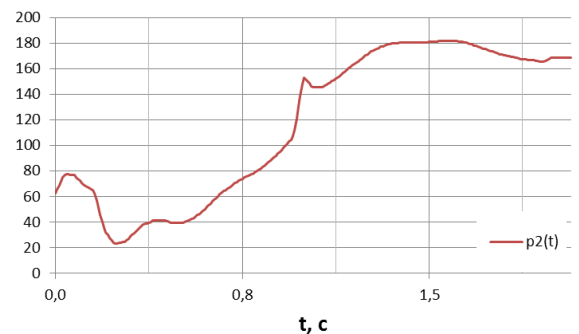


Рисунок 6 – Зміна тиску при одночасному відкритті клапана K_1 та розподільника P_2

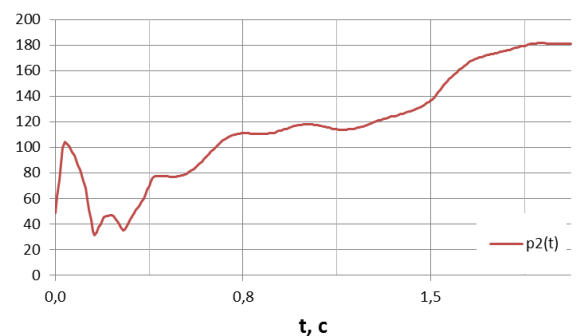


Рисунок 7 – Зміна тиску при випереджаючому відкритті клапана K_1 та розподільника P_2

ВИСНОВКИ. Аналіз отриманих перехідних процесів (рис. 3–7) показує, що відкриття розподільника за умов відсутності взаємозв'язку гідравлічними лініями цих двох апаратів відбувається більш динамічно, ніж відкриття клапана. У той же час як положення золотника клапана може викликати появу його неусталеного руху, що в кінцевому рахунку призведе до порушення умов формування швидкоплинного двофазного струменя.

ЛІТЕРАТУРА

1. Мана О.М. Запобігання деструкції композитних матеріалів при виконанні операцій струминно-абразивного прошивання малих отворів // Промислова гідравліка і пневматика. Всеукраїнський науково-технічний журнал. – Вінниця, 2012. – Вип. № 3(37). – С. 45–56.
2. О возможности гидроабразивной прошивки отверстий в заготовках из функциональных материалов / А.Ф. Саленко, А.Н. Мана, В. С. Петропольский и др. // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем: [Збірник наукових праць]. – Краматорськ, 2011. – Вип. № 29. – С. 107–118.

3. Salenko A., Docenko V., Mana A. et al. The application of energetic approach for analysis of form-building at hidroabrasive engraving // Journal of the Technical University of Gabrovo. –2009. – No. 37. – P. 22–25.

4. Дослідження перехідного процесу формування гідроабразивного струменя, використовуваного для перфорації / О.Ф. Саленко, О.М. Мана, Ю.О. Павлюченко та ін. // Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. – 2012. – Випуск 5 (76). – С. 93–98.

5. Аксентьев С.Г. Экспериментальные исследования гидродинамических характеристик импульсных жидкостных струй // Прикладна гидроаэромеханика. – 2001. – Т. 3 (75), № 1. – С. 82–85.

6. Савченко Н.В., Яхно О.М. Гидродинамические способы создания пульсирующих струй для гидроразрушения твердых материалов // Вісник Сумського державного університету. – 2003 – № 12. – С. 56–62.

7. Петко И.В., Слободянюк И.В. Обеспечение стабильности истечения струи жидкости за счет выбора рациональных параметров гидрорезной установки // Изв. ВУЗов «Технология легкой промышленности». – 1992. – №5. – С. 92–95.

THE IMPROVEMENT OF WATERJET PULSE ACTION POWER SOURCE CELL PANELS PERFORATING MEANS

Yu. Pavlyuchenko

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

vul. Pershotravneva, 20, Kremenchuk, 39600, Ukraine. E-mail: pavlyuchenko-ya@utg.ua

Purpose. The purpose of the work is to increase energy efficiency of waterjet drilling holes in the sheet blanks and cell structures by new technical solutions of jet formation. **Methodology.** We have applied the mathematical simulation of waterjet drilling holes with the jet pulsed action application. The system of differential equations, describing the behavior of pulsed device, was solved by Runge-Kutta order 4 in the MathCAD software environment. **Results.** The research of the waterjet small diameter holes drilling efficiency by pulsed power supply shows that the improvement of the technology, which has been seen in the search of the hydraulic system rational schemes, parameters and modes and aimed to minimize the device power consumption losses. It has been shown the structure and working principle of connected waterjet cut off valve. It has been revealed the research of the time impact between opening slits valve stages and the waterjet head valve. It has been pointed out that the distributor opening is more rapid than the valve opening, at the same time as the spool valve position can cause unsteady movement that eventually lead to the two-phase jet fleeting breach formation. **Originality.** At first time it has been highlighted the ability to control transient acceleration process flow by opening high and low pressure hydraulic system valves. **Practical value.** The series of system hydromechanical behavior differential equations, allowing to identifying transients opening P2 and K1 slots and determine the conditions of increasing pressure in the respective hydraulic lines has been proposed. References 7, figures 7.

Key words: waterjet cutting, perforation, pulse action.

REFERENCES

1. Mana, O. M. (2012), “Preventing the degradation of composite materials during the performing jet-abrasive drilling small holes”, *Industrial hydraulics and pneumatics*, no. 3(37), pp. 107–118.

2. Salenko, A. F., Mana, A. N., Petropolskiy, V. S. et al. (2011), “About possibilites of hydroabrasive piercing in functional material workpiece”, *Reliability of instruments and technological systems optimization*, No. 29, pp. 107–118.

3. Salenko, A., Docenko, V., Mana, A., Dudyuk, V., Pilipenko, N. (2009), “The application of energetic approach for analysis of form-building at hidroabrasive engraving”, *Journal of the Technical University of Gabrovo*, no. 37, pp. 22–25.

4. Salenko, O. F., Mana, O. M., Koval, E. S. and Yu. Pavlyuchenko, (2012), “Experimental investigation

- of transient water-jet used for perforation”, *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University*, vol. 5, no. 76, pp. 93–98.

5. Aksent'ev, S. G. (2001), “Exepermental investigation hydrodynamic pulsed waterjets”, *Applied hydroaeromechanics*, Vol. 3 (75), No. 1, pp. 82–85.

6. Savchenko, N. V., Yahno, O.M. (2003), “Hydrodynamic methods for creating pulsating jets for hydraulic fracturing of solid materials, *Bulletin of Sumy State University*, No. 12, pp. 56–62.

7. Petko, I.V., Slobodyanuk, V.A. (1992), “Ensuring the stability of the flow of liquid through the choice of rational parameters of the waterjet”, *Technology of light industry*, No. 5, pp. 92–95.

Стаття надійшла 13.02.2017.