

УДК 621.924.93

### ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ ПРИ ПЕРФОРУВАННІ ТОНКИХ ПЛАСТИН ГІДРОАБРАЗИВНИМ МЕТОДОМ

**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 прошивання отворів методом копіювання та показано, що використання традиційних засобів для даної технології є вкрай енергетично неефективним. Зазначено, що втрати потужності обумовлюються тим, що в гідросистемі виникає багаторазове перетворення енергії, в результаті яких механічна робота електроприводу перетворюється в кінетичну енергію руху струменя. Однак додаткові втрати потужності обумовлені циклічністю виконання отворів, оскільки час на позиціонування та спрацювання систем керування струменем набагато більший за операційний час (який для операцій перфорування захисних екранів турбоагрегатів не перевищує 0,5 с.). Подано аналіз роботи типового гідроблоку гідрорізного верстата, приведено результати вимірів втрат потужності в окремих ланках. Запропоновано визначати енергоефективність процесу відповідним коефіцієнтом, що враховує не тільки енергетичні параметри, а і циклічність роботи пристрою. Показано будову і принцип роботи гідросистеми з тим, щоб втрати енергії були зведені до мінімуму за рахунок відповідного принципу керування головним насосом.

**Ключові слова:** гідроабразивне різання, перфорування, потужність енергоефективність.

### СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОЗАТРАТ ПРИ ПЕРФОРОВАНИ ТОНКИХ ПЛАСТИН ГИДРОАБРАЗИВНЫМ МЕТОДОМ

**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 гидроабразивного прошивания отверстий методом копирования и показано, что использование традиционных средств для данной технологии является крайне энергетически неэффективным. Отмечается, что потери мощности обуславливаются тем, что в гидросистеме происходят многократные превращения энергии, в результате которых механическая работа электропривода переходит в кинетическую энергию течения струи. Однако излишние потери мощности обуславливаются цикличностью выполнения отверстий, так как время на позиционирование и срабатывание систем автоматики струи намного больше времени операционного (которое для случая перфорирования защитных экранов турбоагрегатов не превышает 0,5 с.). Приведен анализ работы типового гидроблока гидрорезного станка, приведены результаты измерений потерь мощности в отдельных контурах. Предложено определять энергоэффективность процесса соответствующим коэффициентом, учитывающим не только энергетические параметры, а и цикличность работы устройства. Предложен принцип работы гидросистемы, в которой потери энергии будут сведены к минимуму за счет соответствующего принципа управления главным насосом.

**Ключевые слова:** гидроабразивное резания, перфорирование, мощность, энергоэффективность.

**АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ.** Звукопоглинаючі панелі (ЗПП), що нині широко застосовуються в авіаційній та галузі та при виробництві турбоагрегатів, конструктивно являють собою одно-, дво-, або тришарові оболонки у вигляді кожухів, обтікачів, діафрагм та т.п.

На відміну від авіаційних, ЗПП газоперекачувальних станцій виготовленні з металевих листів з прошарком з азбестового картону і являють собою складний просторовий виріб, завданням якого є не тільки надійне шумопоглинання при роботі турбоагрегату, а і високоефективний захист від вогню у разі виникнення пожежі.

З метою поліпшення звукопоглинальних властивостей, захисні панелі роблять багатошаровими [1], однак згідно із рядом робіт, зокрема, [2–4] подальше підвищення рівня звукопоглинання криється у використанні явищ інтерференційно-хвильового характеру. Для авіації зазначена мета досягається тим, що захисні кожухи виконують у вигляді стільникових комірок, в яких, наприклад, за [5], перетинки можуть мати форму зігнутою пластини.

Однак головним способом поліпшення шумопоглинальної здатності залишається перфорування

внутрішнього елемента багатошарового екрану із 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 з внутрішнього боку. Отвори зазвичай виконують механічним способом – свердлуванням свердлами в ручному або автоматичному режимі. Оскільки захисні кожухи турбоагрегатів є виробами значних розмірів (понад 2–5 м), виконання отворів вбачається переважно ручним способом, що, внаслідок незручності та малого розміру свердл робить таку операцію вкрай нетехнологічною і низькопродуктивною.

Існують певні напрацювання щодо використання для перфорування засобів гідроабразивної обробки. Так, автором [6–7] показано, що гідроабразивний струмінь високопродуктивно та якісно здійснює формування малих отворів методом копіювання, забезпечуючи при цьому задовільну якість обробки.

У роботах автор зазначає, що виконання отворів гідроабразивним струменем ефективно для однорідних матеріалів. Але, зважаючи на досить низьку потужність різання, циклічність обробки, а також постійну значну потужність, яка витрачається гідро-

агрегатом для підтримки тиску в контурі високого тиску (біля 35–40 кВт), очевидним постає низький к.к.д. пропонованого процесу.

Отже, аналіз роботи гідросистеми, явищ при формуванні струменя і пошук засобів і способів зниження непродуктивних втрат потужності є актуальною та важливою народногосподарською задачею, розв'язання якої дозволить більш активно впроваджувати даний метод обробки у виробництво та зробити процес прошивання енергоощадним.

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.

Проаналізуємо використовувану для реалізації гідроструминних технологій систему живлення. В переважній більшості випадків для гідроабразивних технологій обробки високоміцних матеріалів використовуються мультиплікаторні системи [8], які є найбільш простими та надійними засобами створення тиску понад 120 МПа із витратою 50–150 см<sup>3</sup>/с. такі системи складаються із двох контурів: низького масляного контуру низького тиску (до 12,5–15,0 МПа) та водяного контуру високого тиску (до 400–600 МПа). На рис. 1. наведено принципову схему конструкції гідромultiплікатора подвійної дії з автоматичним переключенням та роздільними контурами низького та високого тисків. Привод мультиплікатора здійснюється за допомогою силового гідроциліндра 1, поршень якого періодично переміщується в ту чи іншу сторону, в залежності від того, до якої порожнини надходить рідина від допоміжної помпи 3 (наприклад, шиберної помпи з витратою 5...120 дм<sup>3</sup>/хв та тиском до 15,0 МПа). Наповнення робочою рідиною камер високого тиску забезпечується через два вхідні клапани 2, що виконуються вільно падаючими (без повертаючих пружин з обмежувачами ходу). Напірні клапани 4 мають іншу конструкцію – вони виконані з повертаючими пружинами та з обмеженням сили притискування. За допомогою штуцерів та трубопроводів мультиплікатор з'єднується з компенсатором пульсацій тиску (гідроакумулятором) 11 та сопловим насадком 12 – робочим органом.

Робоча рідина – вода – очищується щільним фільтром 5, а заданий тиск на нижній ступені гідросистеми підтримується запобіжним клапаном 6 типу Г52-1 або БГ54-1. Для забезпечення реверсу силового приводу використовується золотниковий розподільник 7 з гідрокеруванням. Кінематичний зв'язок важеля крана реверсування 8 зі штоком поршня робочого циліндра забезпечується за допомогою регульованих упорів, що визначають переміщення плунжеру. Час затримки при реверсуванні визначається дроселями, що знаходяться у кришках золотникового розподільника 7 та жорсткістю пружин, змонтованих у плиті золотникового розподільника з електромагнітним керуванням, що виступає засобом керування першого каскаду. Відпрацювавши у силовому циліндрі, масло перетікає через дросель 9 типу Г55-2. Автоматичний регулятор дроселя стабі-

лізує кількість подвійних переміщень гідромultiплікатора незалежно від ступеня навантаження. Гідросистема працює з постійним протитиском 0,8 ... 1,2 МПа.

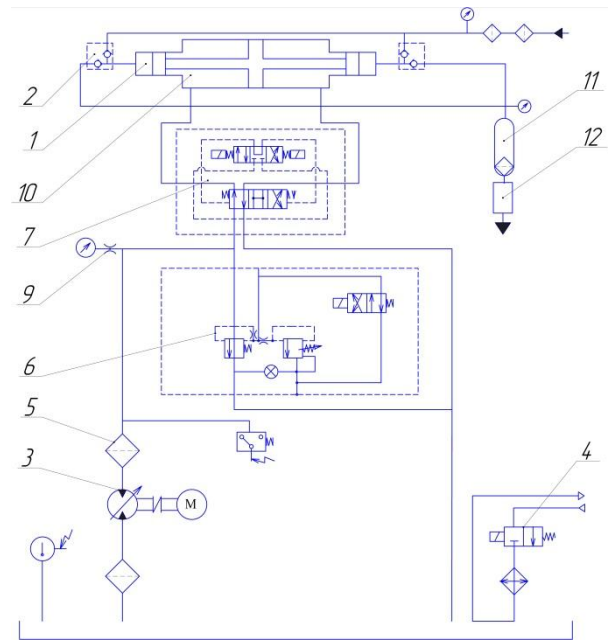


Рисунок 1 – Принципова схема та фото гідроблоку

Плунжери 10 мультиплікатора з'єднані зі штоком за допомогою самоцентрувальних пристроїв, що дозволяють компенсувати геометричні похибки та похибки взаємного розташування поверхонь, що стикаються. Ущільнення плунжерів у камерах високого тиску здійснюється спеціальними фторолоновими ущільненнями. Таким чином, при роботі мультиплікаторної системи, незалежно від витрати води у контурі високого тиску через сопло 12, підтримуваний тиск масла приводить до роботи системи зі споживанням потужності

$$N_k = \frac{p_n Q_n}{60\eta}, \quad (1)$$

де  $p_n$  – робочий тиск першої ступені, що створюється помпою у контурі низького тиску та визначається манометром 13, МПа;  $Q_n$  – витрата рідини, дм<sup>3</sup>/хв;  $\eta$  – загальний коефіцієнт корисної дії:  $\eta = \eta_{об} \eta_m \eta_z$ ,  $\eta_{об}$  – об'ємний к.к.д., що враховує втрати на переті-

кання рідини у помпі;  $\eta_m$  – механічний к.к.д., враховуючий втрати на тертя;  $\eta_c$  – гідравлічний, що враховує гідравлічні втрати у помпі. Вважатимемо, що  $\eta = 0,7 \dots 0,8$ .

Оскільки тиск на виході мультиплікатора обумовлюється співвідношенням активних площ поршня приводу та плунжера, а також визначається перетіканнями рідини, обсягом заплунжерного простору, обсягом гідроаккумулятора, і у першому наближенні становить  $p_m = \eta_m p_n (D/d)^2$   $\eta_m$  – механічний к.к.д. мультиплікатора,  $\eta = 0,9 \dots 0,95$  [9];  $D, d$  – діаметри поршня та плунжера мультиплікатора, мм;  $p_n$  – тиск у порожнині поршня, МПа, струмінь (за [10] із соплового пристрою витікатиме зі швидкістю

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{2n}{n-1} \frac{b}{\rho_{bo}} \left( \left[ \frac{\rho_{b\max}}{b} + 1 \right]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)},$$

де  $\rho_{bo}$  – густина технологічної рідини при атмосферному тиску;  $\rho_{b\max}$  – густина рідини при тиску у системі;  $b$  – ентропійна функція;  $n$  – показник адиабати.

Після захоплення абразивних частинок (рис. 2), які надходять до змішувальної камери із витратою  $M_a = f(t)$ , усереднена швидкість двофазного потоку зменшиться і становитиме:

$$v = \frac{\pi d_c^2 \rho_b}{2 \left( \frac{\pi d_c^2}{4} \sqrt{2 \rho_b \rho + M_a} \right)}, \quad (2)$$

де  $d_c$  – діаметр струменеформуючого (рідинного) сопла, причому ця швидкість безпосередньо обумовлюватиметься масовою витратою абразиву, що буде змінною зважаючи на несталість процесу прошивання, як зазначав автор [7].

З урахуванням особливостей будови змішувального камери, наявності дроселю в трубці підведення абразиву і того, що абразив подається в камеру за рахунок ежекції, що виникає при витіканні струменя, та спираючись на рівняння Менделєєва-Клапейрона, масова витрата абразиву  $M_a$  становитиме:

$$M_a = v_c F \rho_T \varepsilon = \sqrt{\frac{\Delta p}{\varepsilon \rho_T + (1-\varepsilon) \cdot \rho_B}} F \rho_T \varepsilon, \quad (3)$$

де  $\rho_T, \rho_B$  – щільність твердих часток і стисненого повітря відповідно, індекси «Т» і «В» позначають належність до твердих частинок і повітря;  $\varepsilon$  – об'ємна частка твердих частинок в аеросуміші;  $(1-\varepsilon)$  – об'ємна частка повітря в аеросуміші;  $\varepsilon \cdot \rho_T + (1-\varepsilon) \cdot \rho_B = \rho$  – щільність двофазного потоку;  $v_c$  – швидкість руху аеросуміші,  $F$  – площа трубки підведення.

В процесі прошивання отвору у заготовці товщиною  $h$  робота руйнування обумовлюється кінетичною енергією гідроабразивного струменя, яка становить  $dK = \frac{(dm_b + dm_a)v^2}{2}$  або

$$dK = (\rho v_{\max} f_c d\tau + M_a d\tau) \frac{v_b^2}{2} \quad (4)$$

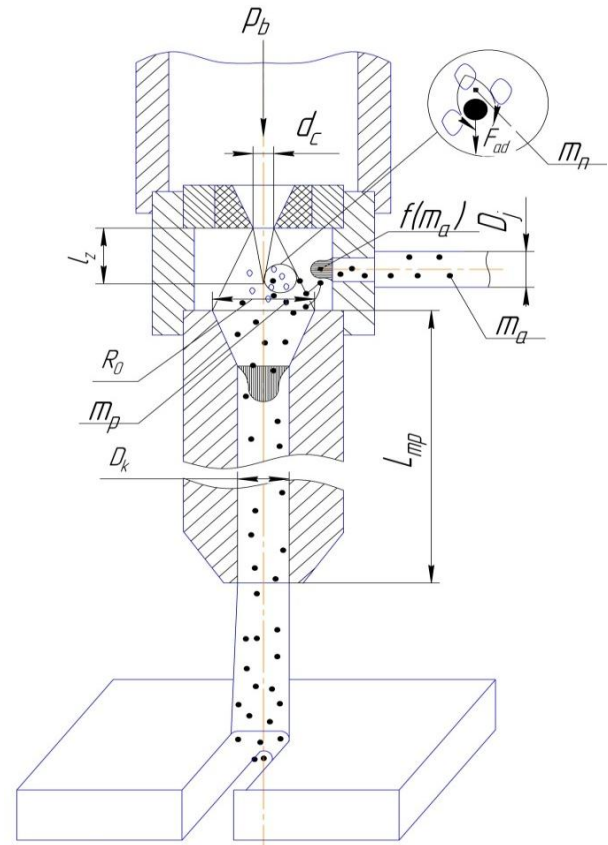


Рисунок 2 – Схема формувальних елементів струменя абразиву

Протягом часу  $d\tau$  маса видаленого матеріалу густиною  $\rho_m$  з перетином різу  $f_p$  у вигляді кола діаметром, що відповідає діаметру зрізу калібрувальної трубки  $D_k$ , та довжиною  $dh$ , становитиме

$$dm_m = \rho_m f_p dh = \frac{\rho_m \pi D_k^2}{4} dh = \frac{\rho_m \pi D_k^2}{4} v_z d\tau.$$

Нехай  $a$  – одинична робота руйнування, тоді  $A = a dm_m$  – робота, яку необхідно витратити на руйнування маси  $dm_m$ . Припустимо, що вся кінетична енергія витрачається на руйнування,  $dK = dA$  та, відповідно,  $(\rho v_{\max} f_c + M_a) \frac{v_b^2}{2} = \frac{\rho_m \pi D_k^2}{4} v_z a$ , робота на руйнування одиниці матеріалу при квазістатичній швидкості занурення потоку в оброблювану заготовку становитиме

$$a = \frac{2(\rho v_{\max} f_c + M_a) v_c^2}{\rho_m \pi D_k^2 v_z} \quad (5)$$

Оскільки для прошивання отвору в заготовці товщиною  $h$  маса матеріалу  $m_m$  визначиться як  $m_m = \frac{\rho_m \pi D_k^2}{4} h = \frac{\rho_m \pi D_k^2}{4} v_z \tau$  де  $\tau$  – час прошивання, витрачена робота становитиме

$$A = m_m a = a \frac{\rho_m \pi D_k^2}{4} v_z \tau. \quad (6)$$

Таким чином, очікувана потужність струмінно-абразивного прошивання отворів визначиться наступним рівнянням:

$$N_r = \frac{ah}{4\tau} \rho_m \pi D_k^2 \quad (7)$$

Втрати потужності в струминно-абразивному обладнанні є істотними і такими, що обумовлюються не тільки багаторазовими перетвореннями енергії в системі, а і ефективністю струменя виконувати кероване гідроруйнування поверхні. Насправді, підведена енергія  $E_e$  перетворюється у механічну роботу обертання валу гідронасосу першої ступені  $M_d$ , а далі – на потенціальну енергію стисненої рідини  $E_{p1}$ ; у подальшому йде нове перетворення  $E_{p1}$  у механічну роботу руху плунжерів мультиплікатора  $M_m$ , після чого стиснена рідина володіє потенціальною енергією, але вже у контурі високого тиску  $E_{p11}$ . У подальшому, прямуючи крізь сопло, відбувається наступне перетворення потенціальної енергії у кінетичну  $K_c$ , з захопленням абразивних зерен і частковою втратою, і нарешті – в корисну роботу руйнування матеріалу. Кожне з таких перетворень супроводжується різними втратами енергії, інколи досить значними. Таким чином, загальна схема енергетичних перетворень може бути записана наступним чином:

$$E_e \rightarrow M_d \rightarrow E_{p1} \rightarrow M_m \rightarrow E_{p11} \rightarrow K_c \rightarrow R.$$

Баланс потужності системи буде представлено у вигляді:

$$N_p - N_e - N_{m1} - N_{g1} - N_{m2} - N_{g2} - N_c - N_k = N_r \quad (8)$$

де  $N_p$ ;  $N_r$  – підведена потужність та потужність різання відповідно;  $N_e$  – втрати енергії в електричному контурі;  $N_{m1}$ ;  $N_{m2}$  – механічні втрати потужності в насосі та в мультиплікаторів відповідно;  $N_{g1}$ ,  $N_{g2}$  – гідравлічні втрати потужності в контурах низького тиску та високого тиску відповідно;  $N_c$  – втрати потужності в сопловому насадку і в системі змішування абразиву;  $N_r$  – корисна потужність різання.

Корисну потужність різання можна визначити за (8) або експериментально. Оскільки потужність різання визначається добутком сили різання  $P_z$  і швидкості руху різального зерна  $v_a$ , а рух останнього експериментально встановити практично неможливо, для визначення потужності виходили із наступних міркувань. Теоретична сила впливу гідроабразивного потоку на оброблювану поверхню становить:

$$R = \left[ p_0(t) + \frac{\rho(v_0 \pm w)^2}{2} \right] f_0 = \rho Q_0(t) = p_0(t) \frac{\pi D_k^2}{2} \left( 1 - \frac{1}{100 \frac{\rho_m}{\rho} \left( \frac{v_{cmp}(t)}{v_0} \right)^2} \right), \quad (9)$$

де  $\rho_m, \rho$  – густина струменя і середовища відповідно.

Однак оскільки частинки в потоці не зв'язані між собою, вони можуть виконувати роботу руйнування, а можуть просто обтікати перепону, якщо опір руйнуванню матеріалу перевищує різальну здатність частинок. Тому для визначення потужності гідроабразивного різання скористуємося еквівалентною

швидкістю руху частинки, яка відповідає випадку виконання одиничного скрайбу поверхні обробки. Тоді, рухаючись зі швидкістю  $v_a$ , абразивна частинка виконує скрайб, при русі вздовж якої частинка повністю втрачає імпульс сили, тобто  $v_a \rightarrow 0$ . При цьому відомо, що швидкість частинки пов'язана із довжиною і глибиною скрайбу емпіричними залежностями, запропонованими В. Струтинським та Е. Мануелом [5]: глибина лунки  $\delta_n$  та її довжина  $\delta_a$  у функції параметрів процесу обробки визначаться рівняннями:

$$\delta_n = \frac{mv_n^2}{2} \frac{Ra}{k_n z_n HB};$$

$$\delta_a = \frac{mv_a^2}{2} \frac{z_n}{k_a \sigma_b Ra} - \frac{k_a T_p^2 \sigma_b Ra}{2mz_n}$$

де  $m$  – маса абразивних частинок;  $v_n$ ,  $v_a$  – нормальна та тангенціальна складова швидкості удару частки з оброблюваною поверхнею;  $Ra$ ,  $HB$ ,  $\sigma_b$  – параметри шорсткості, твердості та міцності поверхні;  $z_n$  – зернистість абразивних часток;  $T_p$  – постійна, що враховує інерційність процесу мікроризання;  $k_n$ ,  $k_a$  – постійні коефіцієнти. За умови, що струмінь натікає на поверхню перпендикулярно, розрахункове значення швидкості руху частинок біля поверхні становить:

$$v_a = \sqrt{\frac{1}{m} \left( 2\delta_n + \frac{k_a T_p^2 \sigma_b Ra}{mz_n} \right) \frac{k_a \sigma_b Ra}{z_n}} \quad (10)$$

В приведену рівнянні усі параметри, окрім  $\delta_n$ , є відомими, а  $\delta_n$  визначається за мікрофотографіями при електронно-мікроскопічному аналізі поверхні після гідроабразивного різання. Тоді, встановивши довжину штриху на поверхні різання, можна встановити еквіваленту (усереднену) швидкість руху частинок, що і визначатиме потужність процесу.

Для зняття діаграми навантаження оброблюваної заготовки гідроабразивним струменем скористались засобами автоматично фіксації вимірів, побудованими на основі АЦП, під'єднаної до комп'ютеру (згідно з [12]). вимірювання тиску рідини в контурі низького тиску та високого тиску, а також визначаючи швидкість руху поршня мультиплікатора та витрату рідини через сопло, неважко визначити потужність у відповідних контурах та встановити втрати потужності за наступними рівняннями:

$$N_1 = N_e - (N_{m1} + N_{g1}), \quad (11)$$

$N_1$  – потужність в контурі низького тиску, тиск  $p_1$  в якому встановлюється налагодженням клапану б та контролюється манометром 13 (рис. 1); витрата рідини визначається швидкістю руху поршня мультиплікатора,  $N_1 = p_1 \frac{\pi D^2 l}{4\tau}$ ,  $D$  – діаметр поршня мультиплікатора,  $l$  – довжина ходу,  $\tau$  – час, с. Відповідно потужність в контурі високого тиску визначиться як

$$N_{11} = N_1 - (N_{m2} + N_{g2}) \quad (12)$$

При цьому  $N_{11}$  – визначається аналогічно, але при умові контролю тиску  $p_2$  в контурі високого тиску за



манометром 14 (рис. 1) і витрати  $q_b$ , що витікає із трубки, визначеною мірною пляшкою, тобто  $N_1 = p_2 q_b$ . Виміри здійснюються без змішувальної камери. Нарешті, потужність різання встановлюється зв (9) і визначає втрати потужності як

$$N_r = N_{11} - (N_c + N_k). \quad (13)$$

Оскільки гідроструминне перфорування не є процесом, що протікає квазіусталено, важливим є циклограма виконання перфорації. Вважаємо, що струмінь рідини формує отвір методом копіювання, тобто прошивання відбувається при нерухомій струминній головці, а у подальшому течія рідини припиняється і головку позиціонують на новій точці.

Таким чином, можливі два варіанти витрачання потужності головним приводом гідроабразивного верстата: із постійним ввімкненням (рис. 3, а) та із циклічним вимиканням (рис. 3,б). Варіант роботи приводу залежить від часу розгону  $T_\theta$  часу позиціонування  $T_p$  та тривалості корисної роботи  $T_r$ .

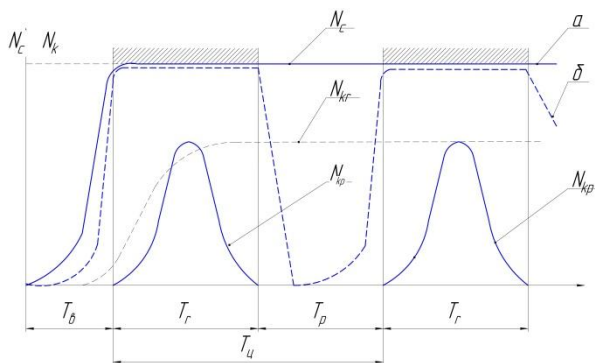


Рисунок 3 – Циклограма роботи джерела живлення при прошиванні отворів

Тоді коефіцієнт ефективності використання споживаної потужності при гідроабразивному прошиванні отворів визначиться співвідношенням енергетичних витрат на виконання корисної роботи до спожитої електричної енергії:

$$k_e = \frac{\sum N_r \tau_r}{N_e T} \quad (14)$$

де  $T$  – час роботи обладнання. При цьому вважаємо що верстату властива циклічність в роботі з часом  $T_u$ , нестационарними процесами при реверсі циліндра мультиплікатора нехтуємо, а налагодження на робочий тиск здійснюється клапаном у контурі низького тиску.

Обладнання та устаткування для проведення досліджень. Для проведення експериментальних досліджень використовували атестовані прилади та засоби визначення електротехнічних параметрів, мірний посуд, зразкові манометри класу МТК 1076 з межею виміру 15,0 МПа та 350,0 МПа; масу води та водно-абразивної суміші визначали на аналітичних вагах AXISBTU 210. Навантаження дослідних зразків визначали електронним динамометром ЕЛНА серія ЕД5000/2-2М. Для визначення динаміки розвитку вирви руйнування використовували растровий

електронний мікроскоп РЕМ-160 И, виміри здійснювали електронними засобами із точність 1,0–5,0 мкм. Досліди виконували на обладнанні ГАР-400-5, з номінальним робочим тиском 300 МПа та потужністю головного приводу 40 кВт.

Результати експериментів. Виміри контрольованих величин дозволили побудувати діаграми зміни силового навантаження із плином часу, отримати дані для визначення втрат потужності в елементах гідросистеми, та встановити ефективність перфорування листових заготовок товщиною 1,5–20 мм із алюмінієвого сплаву АМГ та Сталі 40Х.

Аналіз діаграми навантаження дослідних зразків із зазначених матеріалів показав, що час прошивання отворів в обох випадках не перевищував 0,5 с. Це обумовлюється тим, що товщина матеріалу незначна, а опір гідроабразивному руйнуванню досить низький.

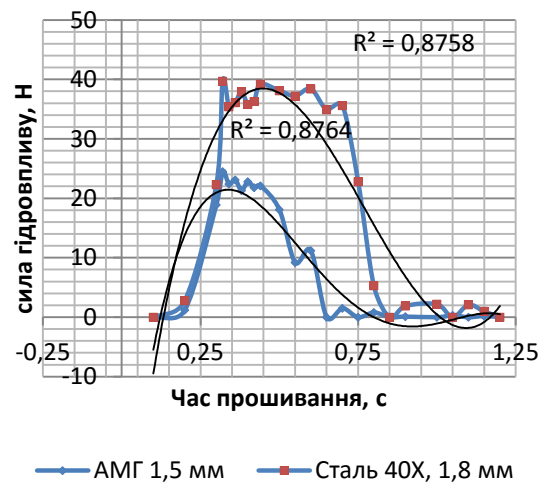


Рисунок 4 – Діаграма зміни зусиль при прошиванні тестових заготовок

Електронно-мікроскопічне дослідження зразків довело, що розвиток вирви руйнування відбувався без істотних похибок форми, а також відповідав діаметру зрізу калібрувальної трубки (рис. 5).

Обчислення за (11)–(13) значення потужності зведені до таблиці, з якої видно, що втрати на 1 та 11 ступенях мультиплікатору в цілому відповідають відомим даним, а також к.к.д. подібних мультиплікаторних систем.

Обчислення потужності струминного потоку, що пройшов крізь змішувальну камеру і втратив швидкість до величини, встановленої по (2), маючи при цьому витрату, що визначається як  $q = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} p_b}$ , де

$\mu$  - коефіцієнт витрати сопла,  $f$  – його площа, показує, що втрати енергії вже є суттєвими.

Аналіз топографії поверхні довів (рис. 5,в), що структура поверхні суттєво відрізняється на фронті гідрорізання та на периферії, яка являє собою поверхню отвору. В середньому довжина штрихів на донці становить 12–18 мкм, що відповідає еквівалентній швидкості частинки біля поверхні в межах 32–36 м/с. Таким чином, корисна потужність обробки становить в середньому 1200 Вт, що свідчить про

найбільші втрати потужності саме у зоні струминного різання.

Оскільки при прошиванні отвору важливу роль відіграє вода, що вільно не стікає із зони різання, для більш точного визначення потужності необхідні додаткові дослідження.

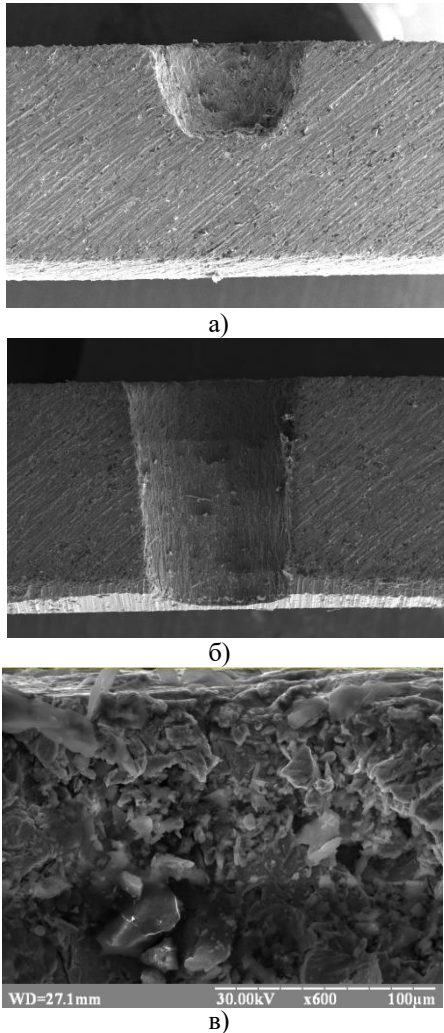


Рисунок 5 – Мікроелектронна фотографія перетину різа при прошиванні отвору (а, б) та структур а поверхні (в)

Хронометраж позиціонування струминної головки, спрацювання клапану відсікання струменя та його наступного перекриття після здійснення прошивання показує, що  $T_u > T_r$ ,  $T_r = 0,15$  с;  $T_u = 2,6$  с. Іншими словами, гідрорізна головка працює циклічно, що при порівнянні потужності споживання електроенергії та потужності, використаної на виконання корисної роботи, призводить до надмірних енергетичних втрат. Тоді для масиву отворів розрахунковий за (13) коефіцієнт при роботі по схемі із безперервним ввімкненням насосу низького тиску становитиме  $k_{e1} = 2,26 \cdot 10^{-3}$ .

Якщо здійснювати вимкнення насосу кожного разу при орієнтуванні головки, а потім враховувати час на розгін і досягнення потрібного тиску, то коефіцієнт зросте і становитиме  $k_{e2} = 4,72 \cdot 10^{-3}$ .

Однак максимального значення, що визначається співвідношенням корисної потужності різання до

потужності споживаної можна досягти, якщо час циклу буде відповідати часу корисної роботи. При цьому  $k_{emax} = 2,7 \cdot 10^{-2}$ .

Таблиця 1 – Втрата потужності в контурах мультиплікаторної гідросистеми та корисна потужність гідрорізання (тиск налагодження у I контурі – 12,5 МПа, у II контурі – 260 МПа)

Елементи	Розрахункова потужність в елементах, кВт	Виміряна потужність, кВт	Втрати потужності, кВт
1	Приводний двигун, $N_p = 40,0$	$N_p = 36,9$	
2	Гідросистема I контуру $N_1 = 32,18$	$N_1 = 30,23$	6,67 – нагрівання в приводі і гідробаці
3	Мультиплікатор	29,2	1,03
4	Гідросистема високого тиску $N_{11} = 24,8$	$N_{11} = 23,54$	5,66 – нагрівання гідротрубопроводів високого тиску, перетікання рідини
5	Потужність струменя $N_c = 15,7$	$N_c = 13,27$	10,27 – втрати на нагрівання
6	Потужність різання $N_r = 1,18$	$N_r = 1,18$	12,9 – втрати на стікання струменя і нагрівання
Загальні втрати потужності, кВт			35,72

Зменшення часу на розгін головного двигуна та вихід системи на робоче навантаження можливе і за рахунок введення до гідросистеми засобів автоматичного розвантаження насоса із електромагнітним керуванням, узгодженим із клапаном переривання потоку, відповідно до рис. 6.

Це дає змогу знизити час  $T_e$  (рис. 3) за рахунок використання гідравлічного розвантаження, при якому споживана потужність падає практично до рівня холостого ходу електродвигуна. Тоді  $k_{e3} = 8,36 \cdot 10^{-3}$ .

Якщо проаналізувати дані табл. 1, стає очевидним, що значні втрати потужності у мультиплікаторі та струминному пристрої обумовлюються якістю ущільнень, якістю профілювання соплового насадку тощо. Однак порівняння коефіцієнтів спожитої потужності показує, що суттєве підвищення енергоефективності криється у відповідному коригуванні умов роботи головного приводу – блоку високого тиску.

Таким чином, керування приводом у контурі низького тиску може суттєво впливати на енергоефективність функціонування системи в цілому. Тож зниження енерговитрат при гідроабразивному перфоруванні шумозахисних панелей турбоагрегатів повинно забезпечуватися новими технічними рішеннями у контурі живлення низького тиску.

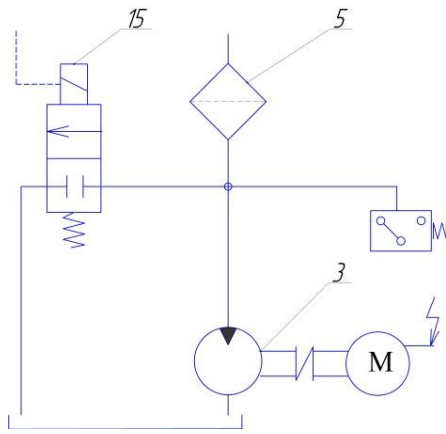


Рисунок 6 – Напірна ланка гідроблоку із клапаном розвантаження

**ВИСНОВКИ.** В результаті проведених досліджень встановлено втрати робочої потужності у головному приводі гідроабразивного верстата та показано, що такі втрати можуть бути значними і сягати 80–90 %. Показано, що при прошиванні масиву отворів гідроабразивним струменем методом копіювання втрати споживаної потужності ще більш зростають, оскільки основний час операції набагато менший за час на орієнтацію струминної головки та спрацювання систем переривання струменя.

Для оцінки ефективності технічних рішень із удосконалення гідорізної системи запропоновано використовувати коефіцієнт ефективності використання споживаної потужності, значення якого обумовлюється умовами перфорування.

Складено баланс потужності та детально проаналізовано причини і місця енергетичних втрат гідорізного обладнання. Проведено випробування серійної гідорізної машини і показано, що існуючі технічні рішення не можуть бути використані для перфорування листових заготовок. Так, розглядаючи головний привод існуючого обладнання, зроблено висновок, що зміна режиму роботи гідроблоку шляхом короткочасного вмикання-вимикання приводного електродвигуна, або введення до схеми додаткового розвантажувального клапана дозволяє підвищити коефіцієнт ефективності використання споживаної потужності та знизити енергетичні втрати.

Однак істотного підвищення енергоефективності обробки можна досягти, використовуючи насос із залежною регульованою подачею, сполучений із гідроаккумулятором у контурі низького тиску, циклічність роботи якого узгоджена із допоміжним часом технологічного процесу.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Шманев В.А. Струйная гидроабразивная обработка деталей ГТД. – Москва: Машиностроение. – 1995. – 144 с.
2. Разработка и создание нового класса автономных энергетических установок малой мощности для объектов магистральных газопроводов / С.Н. Беседин, В.А. Рассохин, Л.Л. Плаксин, Н.А. Забелин, И.С. Харисов // Наука и техника в газовой промышленности. – № 4. – 2010. – С. 99–105.
3. Развитие технологий и средств шумозащиты / В.Е. Михайлов, Л.А. Хоменок, Л.Р. Яблоник // Теплоэнергетика. – 2010. – № 1. – С. 55–60.
4. Wang J. (2003), “Abrasive Water Jet machining of engineering materials”, *Trans Tech Publications, Uetikon, Zuerich*.
5. Дослідження перехідного процесу формування гідроабразивного струменя, використовуваного для перфорації / О.Ф. Саленко, О.М. Мана, Є.С. Коваль, Ю.О. Павлюченко // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КрНУ, 2012. – Вип. 5/2012(76). – С. 93–98.
6. Salenko A., Docenko V., Mana A., Dudyuk V., Pilipenko N. (2009), “The application of energetic approach for analysis of form-building at hydroabrasive engraving”, *Journal of the Technical University of Gabrovo*, no. 37, pp. 22–25.
7. Mana O. M. (2012), “Preventing the degradation of composite materials during the performing jet-abrasive drillingsmall holes”, *Industrial hydraulics and pneumatics*, no. 3(37), pp. 107–118.
8. Оборудование для водоструйного резания / Г.М. Иванов, В.К. Свешников, Б.И. Черкасов // СТИН, 2000. – № 4. – С. 28–32.
9. Розробка засобів автоматичного керування гідро різанням під час розкрою різнотовщинних неоднорідних матеріалів / О.Ф. Саленко, І.В. Петко, О.В. Безворітній // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КрНУ, 2010. – Вип. 6/2010(65). – С. 108–114.
10. Mendi Z., Imam Z. (2011), “Modelling od Abrasive Water Jet Turning”, *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, no. №5(8), pp. 70–79.
11. Vijay, M.M. (1998), “Pulsed jets: fundamentals and applications”, [Proc. of the 5th Pacific rim International Conference on Water Jet Technology], New Delhi, India, February 3-5, 1998, pp. 610–627.
12. Salenko, A., Kholodnyi, V. and Gabuzian, G. (2015), “Removal of the defective layer and stresses hubs during of rolled thin sheet specimens of metal cellular panel”, *Journal of the Technical University of Gabrovo*, Vol. 52, pp.78–88.

## DECREASE IN POWER INPUTS DURING THE WATERJET PERFORATION OF THIN WORKPIECES

**Yu. Pavlyuchenko**

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

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

**Purpose.** Increasing energy efficiency of waterjet drilling holes in thin sheet workpieces and cellular structures with new technical solutions means the formation of the jet. **Methodology.** We have applied the mathematical simulation of waterjet drilling holes in the application of cyclic action of the jet and methods of statistical analysis of experimental data. **Results.** As a result of studies we found the loss of working capacity in the main drive waterjet machine and

it shows that such losses can be significant and reach 80-90%. It is shown that when the array insertion holes waterjet stream by copying losing power consumption increases even more because most of the time the operation is much smaller in time for jet head orientation and interrupt operation of the jet. To assess the effectiveness of technical solutions for improving the waterjet system it is necessary to use the proposed use-effectiveness ratio power consumption whose value caused conditions of drilling. Taking into consideration the main drive existing equipment, it may be concluded that regime change of hydraulic through short on-off when water motor, or the introduction of the scheme optional discharge valve pre-allows to increase the coefficient of efficiency of power consumption and reduce energy losses. However, a substantial increase processing efficiency can be achieved using the pump with the dependent variable supply connected in circuit with accumulator, low pressure, cyclic recurrence of whom agreed with auxiliary time process. **Originality.** At first we established the balance of power losses in the hydraulic system and it is shown that significant increase of the energy efficiency can be achieved by the efficient control algorithm of main hydraulic drive. **Practical value.** We have compiled balance of power and analyzed in detail the causes of energy loss and places waterjet equipment. Tested serial waterjet machines shown that existing technical solutions can not be used for punching the sheet workpieces. References 12, tables 1, figures 6.

**Key words:** abrasive water jet cutting, drilling, power, energy efficiency.

#### REFERENCES

1. Shmanev, V.A. (1995), *Struynaya gidro abrazivnaya obrabotka detaley GTD* [Waterjet machining GTE parts], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
2. Besedin, S.N., Rassokhin, V.A., Plaksin, L.L., Zabelin, N.A. and Kharisov, I.S. (2010), "Design and creation of a new class of self-contained power plants for low power of trunk gas pipelines", *Science and technology in the gas industry*, no. 4, p. 99.
3. Mikhailov, V. E. (2010), "The development of technologies and means of noise protection", *Thermal Engineering*, no. 1, pp. 55–60.
4. Wang, J. (2003), *Abrasive Water Jet machining of engineering materials*, Trans Tech Publications, Uetikon, Zuerich, Switzerland.
5. Salenko, O.F., Mana, O.M., Koval, E.S. and Pavlyuchenko, Yu. (2012), "Experimental investigation of transient water-jet used for perforation", *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University*, vol. 5, no. 76, pp. 93–98.
6. Salenko, A., Docenko, V., Mana, A., Dudyuk, V., Pilipenko, N. (2009), "The application of energetic approach for analysis of form-building at waterjet engraving", *Journal of the Technical University of Gabrovo*, no. 37, pp. 22–25.
7. 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.
8. Ivanov, G.M., Skveshnikov, V.K. and Cherkasov, B.I. (2000), "Equipment for water-jet cutting", *Stin journal*, no. 4, pp. 28–32.
9. Salenko, O.F., Petko, I.V. and Bezvorotny, A.V. (2010), "Features of technology of laser-plasma powder-like melting", *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University*, vol. 6, no. 65, pp. 108–114.
10. Mendi, Z., Imam, Z. (2011), "Modelling of Abrasive Water Jet Turning", *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, no. 5(8), pp. 70–79.
11. Vijay, M.M. (1998), "Pulsed jets: fundamentals and applications", *Proc. of the 5th Pacific rim International Conference on Water Jet Technology*, New Delhi, India, February 3-5, 1998, pp. 610–627.
12. Salenko, A., Kholodnyi, V., Gabuzian, G. (2015), "Removal of the defective layer and stresses hubs during of rolled thin sheet specimens of metal cellular panel", *Journal of the Technical University of Gabrovo*, vol. 52, pp. 78–88.

Стаття надійшла 03.02.2015.