

О.Б. ПАНАМАРЬОВА, канд. техн. наук, викладач ХКТК НТУ «ХП»

ПРОЕКТУВАННЯ ДИСПЕРГУЮЧОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ГІДРОАГРЕГАТИВ ЖИВЛЕННЯ ГІДРОСИСТЕМ

Розглядається диспергуючий пристрій, застосування якого в гідроагрегатах живлення для гідросистем дозволяє підвищити ступінь очищення робочих рідин. Запропонована математична модель робочого процесу диспергуючого пристрою, на підставі якої проведені дослідження впливу його робочих параметрів на конструктивні. Результати моделювання профілю проточної частини диспергуючого пристрою дозволяють сформулювати рекомендації по вибору його раціональних параметрів, а наведена математична модель може бути застосована при моделюванні конструктивно подібних пристроїв.

Ключові слова: диспергуючий пристрій, робоча рідина, математична модель, робочий процес, гідроагрегат.

Вступ. Досвід використання об'ємних гідроагрегатів (ГА) свідчить про те, що при виконанні певних вимог до чистоти робочої рідини (РР) гідросистем вдається підвищити їх надійність, продовживши термін безвідмовної роботи, підвищити технічний рівень. Очищення масел за допомогою фільтрів (або інших очищувачів) є найбільш ефективним засобом забезпечення чистоти РР. Але фільтруючими елементами екстрагуються не всі механічні домішки, які виникають внаслідок спрацювання гідроапаратів, а встановлення фільтрів тонкої очистки знижує енергетичні показники гідроагрегатів живлення для гідросистем, а отже зменшують їх конкурентоспроможність. Застосування диспергуючих пристроїв (ДП) дозволяє суттєво підвищити ступінь очищення РР, а отже продовжити термін безвідмовної експлуатації ГА та підвищити їх технічний рівень. ДП в ГА живлення гідросистем виконують функцію диспергування механічних домішок, які не екстрагуються фільтруючими елементами та сприяють підвищенню активності присадок у гідравлічних маслах. Таким чином, проектування та раціональний вибір ДП для ГА живлення гідросистем є актуальним науковим завданням.

Аналіз останніх досліджень. Досить докладно питання доцільності та переваги використання ДП в об'ємних ГА розглянуті у роботах [1 – 3]. Зокрема у роботі [3] розглядається класифікація ДП залежно від принципу роботи, схем побудови, особливостям монтажу та експлуатації. Однак, в цій та інших роботах, де розглядаються ДП, не наведено математичних моделей їх робочих процесів, рекомендацій для вибору раціональних параметрів, профілювання проточної частини, що забезпечить зменшення непродуктивних втрат енергії.

В ній доведена доцільність використання ДП ударного принципу дії, у якому потік РР вдаряється об тверду, розташовану перпендикулярно вісі потоку рідини стінку і який не оказує шкідливого впливу на РР, на відміну від ДП, в яких відбувається руйнування механічних часток за рахунок створення активної кавітаційної зони, або за рахунок вібраційного впливу на РР. Слід

зазначити, що ДП ударного типу простий в експлуатації, однак потребує через 1000...1500 год. перевірку плоскості ковадла, яка руйнується через абразивне зношення. В наведених літературних джерелах, як і в інших, нами не виявлено рекомендацій по проектуванню, розробці математичних моделей робочого процесу ДП.

Постановка задачі. Задача статі полягає у формулюванні рекомендацій по вибору раціональних параметрів ДП для гідросистем, на базі запропонованої математичної моделі його робочого процесу.

Конструкція та принцип дії ДП. Зазвичай ДП виконаний у вигляді розташованих у корпусі 1 (рис. 1) рухомого сопла 2 із ковадлом 3, в якому є отвір для відведення РР. У корпусі 1 розташована пружина 4, на яку спірається ковадло 3, і які разом утворюють переливний клапан.

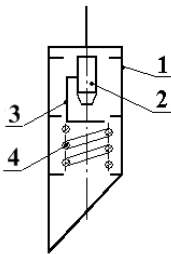


Рис. 1 – Схема ДП: 1 – корпус; 2 – сопло; 3 – ковадло; 4 – пружина.

Працює ДП наступним чином: при надходженні до корпусу 1, РР отримує розгін у соплі 2 і вдаряється об ковадло 3. У результаті чого механічні домішки диспергуються на частки розміром 5 – 6 мкм і менше, після чого РР відводиться до зливної частини баку через отвір у ковадлі 3. Якщо тиск перевищує зусилля налаштування пружини 4, то диспергатор, утворений соплом 2 і ковадлом 3, переміщується у бік пружини, і масло, минаючи сопло, через отвір, що утворюється між ДП, надходить на

злив.

ДП встановлюється у допоміжну лінію гідросистеми (підживлення пристроїв регулювання, керування насосів та гідроапаратури). Також допускається його встановлення до основної лінії у випадку об'єднання процесів дроселювання та диспергування, які не викликають зміни характеристик навантаження, не впливають на швидкість виконавчого механізму та не створюють додаткових втрат потужності [4].

Математична модель робочого процесу ДП для гідросистем. Вибір раціональних конструктивних параметрів ДП проводять за математичною моделлю його робочого процесу.

При складанні математичної моделі ДП прийнято наступні припущення. Товщина стінок трубопроводу та каналу, яка визначена з умови їх міцності, достатньо велика, що дозволяє вважати, що їх діаметр не залежить від внутрішнього тиску, а їх пружні властивості враховуються приведеним модулем об'ємної пружності РР. Початковими ділянками трубопроводів та з'єднувальних каналів, на яких відбувається формування профілів швидкостей РР, нехтували, вважали, що довжина каналів та трубопроводів значно перевищує їх діаметр. Кавітація, резонанс і гідравлічний удар у ДП відсутні. РР вважали

ньютонівською. Відсутній розрив РР, швидкість звуку – c , з урахуванням пружних властивостей трубопроводів, значно більша за швидкість руху РР.

З урахуванням прийнятих припущень, математична модель ДП представлена рівняннями:

– руху рухомого елемента ДП

$$m_{\text{дп}} \ddot{x}_{\text{дп}} = A_c \Delta p_{\text{дп}}(t) + F_{\text{пр дп}}(t) + F_{\text{гд дп}}(t) + F_{\text{тр дп}}(t), \quad (1)$$

– нерозривності потоку

$$q_{\text{дп}}(t) = \begin{cases} q_c(t) = G_{\text{дп}} \sqrt{\Delta p_{\text{дп}}(t)}, & x_{\text{дп}} = 0 \\ q_c(t) + q_{\text{щ}}(t), & x_{\text{дп}} \neq 0 \end{cases}, \quad (2)$$

– обмеження переміщення сопла ДП

$$0 < x_{\text{дп}}(t) \leq x_{\text{дп max}}, \quad (3)$$

де $x_{\text{дп max}}$ – максимальне переміщення рухомого елемента ДП із соплом;

– зміни стану РР

$$T_a = \text{const}, \quad \rho_c(t), \quad (4)$$

До складу рівнянь (1) – (4) входять наступні складові: $m_{\text{дп}}$ – маса рухомого елемента ДП; $x_{\text{дп}}(t)$ – переміщення та максимальне переміщення рухомої частини ДП із соплом; A_c – площа горизонтальної проекції площі рухомого елемента ДП; $\Delta p_{\text{дп}}(t)$ – перепад тиску РР на рухомій частині ДП із соплом; $G_{\text{дп}}$ – провідність ДП, $\text{м}^4 / \text{Н}^{0,5} \cdot \text{с}$; $F_{\text{пр дп}}(t)$ – сила пружини ДП; $F_{\text{гд дп}}(t)$ – гідродинамічна сила на рухомому елементі ДП із соплом; $F_{\text{тр дп}}(t)$ – сила тертя; $q_c(t)$ – витрата РР через сопло ДП; $q_{\text{щ}}(t)$ – витрата РР через щілину рухомої частини ДП із соплом; $q_{\text{дп}}(t)$ – витрата РР ДП; $\rho_c(t)$ – густина РР із урахуванням газовмісту.

Силу пружини ДП обчислювали за формулою [5]

$$F_{\text{пр дп}}(t) = c_{\text{пр дп}} \cdot [x_{\text{пр 0 дп}} + x_{\text{дп}}(t)], \quad (5)$$

де $c_{\text{пр дп}}$ – сумарна жорсткість пружини ДП; $x_{\text{пр 0 дп}}$ – попередній підтиск пружини ДП; $x_{\text{дп}}(t)$ – переміщення рухомої частини ДП із соплом.

Гідродинамічна сила визначається залежністю [6]

$$F_{\text{гд дп}}(t) = [p_{\text{дп}}(t) - p_{\text{зл}}] A_c + \frac{\rho_c(t) q_c(t)}{A_c} - \rho_c(t) l_c \frac{dq_c(t)}{dt}, \quad (6)$$

де $p_{\text{дп}}(t)$ і $p_{\text{зл}}$ – відповідно тиск РР у соплі та на зливі з ДП; $\rho_c(t)$ – густина РР із урахуванням газовмісту; A_c – площа поперечного перерізу сопла, $A_c = \pi d_c^2 / 4$; $q_c(t)$ – витрата через сопло ДП.

Витрату через сопло ДП визначається за залежністю

$$q_c(t) = \mu_c(\text{Re}) \pi d_c x_{\text{дп}}(t) \sqrt{2 [p_{\text{дп}}(t) - p_{\text{зл}}] / \rho_c(t)}, \quad (7)$$

де $\mu_c(\text{Re})$ – коефіцієнт витрати ДП; d_c – діаметр сопла ДП; $x_{\text{дп}}$ – перемі-

шення рухомої частини ДП із соплом; $p_{\text{дп}}(t)$ і $p_{\text{зп}}$ – відповідно тиск РР у соплі та на зливі з ДП; $\rho_c(t)$ – густина РР із врахуванням газовмісту.

В усталеному режимі руху РР $dq_c(t)/dt$ гідродинамічна сила на ДП визначається за залежністю $F_{\text{гд дп}} = [p_{\text{дп}}(t) - p_{\text{зп}}]A_c + \rho(t)q_c^2(t)/A_c$. Максимальне значення гідродинамічна сила має при великій відстані між соплом та заслінкою $F_{\text{гд дп макс}}(t) = 2[p_{\text{дп}}(t) - p_{\text{зп}}]A_c$, а мінімальне – коли заслінка повністю закриває сопло.

Сила тертя розраховується за залежністю [5]

$$F_{\text{тр дп}}(t) = F_{\text{тр 0}} \text{sign } \dot{x}_{\text{дп}}(t), \quad (8)$$

де $F_{\text{тр 0}}$ – сила сухого тертя; $\dot{x}_{\text{дп}}$ – переміщення рухомої частини ДП із соплом; $\text{sign } \dot{x}_{\text{дп}}$ – функція Кронекера від $\dot{x}_{\text{дп}}$.

Витрату РР через щілину рухомої частини ДП із соплом визначали за залежністю

$$q_{\text{щ дп}}(t) = 1,75(\pi d_{\text{щ}} s_{\text{щ}}^3 \Delta p(t) / 12 \mu L), \quad (9)$$

де $d_{\text{щ}}$ – середній діаметр щілини ДП; $s_{\text{щ}}$ – товщина щілин; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості РР; L – довжина потоку між корпусом та рухомих елементом ДП, в напрямі руху потоку РР.

Провідність щілини ДП знаходили за залежністю

$$G_{\text{щ дп}}(t) = \mu_{\text{дп}}(\text{Re}, x_{\text{дп}}(t)) A_{\text{щ дп}}(x_{\text{дп}}) \sqrt{2/\rho_c(t)}, \quad (10)$$

де $A_{\text{щ дп}}(x_{\text{дп}})$ – площа перетину щілини ДП, в залежності від положення рухомого елемента із соплом; $x_{\text{дп}}(t)$ – переміщення рухомої частини ДП із соплом; $\rho_c(t)$ – густина РР із врахуванням газовмісту; $\mu_{\text{дп}}(\text{Re}, x_{\text{дп}}(t))$ – коефіцієнт витрати дроселюючої щілини між корпусом та рухомих елементом ДП.

Коефіцієнт витрати дроселюючої щілини, який враховує геометричні розміри дроселюючої щілини ДП та режим течії РР через неї, визначається за залежністю

$$\mu_{\text{дп}} = \mu_c \cdot \sqrt{\text{Re}} / \sqrt{\text{Re}_{\text{дп}} + \text{Re}}, \quad (11)$$

де μ_c – коефіцієнт витрати ДП у статичному режимі; Re – число Рейнольдса РР.

Середню густину РР з врахуванням газовмісту та змінного в часі тиску в ДП розраховували за залежністю зі статті [7], яку представляли у вигляді:

$$\rho_c(t) = \rho_{\text{рр 0}} (1 - z(t)) \cdot \left[1 + \frac{p_{\text{дп}}(t) - p_0}{E_{\text{см}}} \right] + \rho_{\text{г 0}} z(t) \frac{p_{\text{дп}}(t)}{p_0}, \quad (12)$$

де $\rho_{\text{рр 0}}$ і $\rho_{\text{г 0}}$ – відповідно густина РР і газу при початковому тиску p_0 ; $p_{\text{дп}}(t)$ – тиск РР в ДП; $z(t)$ – доля об'єму рідинно-газової суміші (середовища), зайнятої газом,

$$z(t) = V_{\text{г}}^*(t) / (V_{\text{п}} + V_{\text{г}}^*(t)), \quad (13)$$

V_p – об’єму РР; V_p^* – відношення об’єму РР V_p до сумарного об’єму V_Σ , $V_\Sigma = V_p + V_\Gamma$; V_Γ^* – об’єм нерозчиненого повітря, приведений до нормальних умов, $V_\Gamma^* = V_{\Gamma 0} / V_\Sigma$; $V_{\Gamma 0}$ – об’єм газової фази РР, при початковому тиску.

Залежність для розрахунку модуля об’ємної пружності РР (формулу з роботи [8]) записували у вигляді

$$E_{\text{см}}(t) = E_p \frac{p_{\text{дп}}(t)^2 \left[V_p^* + V_\Gamma^*(t)(p_0 / p_{\text{дп}}(t)) \right]}{V_p^* p_{\text{дп}}(t)^2 + V_\Gamma^*(t) E_p p_0} \quad (14)$$

де V_p^* – відношення об’єму РР V_p до сумарного об’єму V_Σ , $V_\Sigma = V_p + V_\Gamma$; V_Γ^* – об’єм нерозчиненого повітря, приведений до нормальних умов, $V_\Gamma^* = V_\Gamma / V_\Sigma$.

Застосування ДП в об’ємних ГА дозволяє суттєво підвищити ступінь очищення РР, а також продовжити термін їх безвідмовної експлуатації.

Результат моделювання течії РР у ДП. З метою зменшення втрат тиску в ДП проведено моделювання швидкості руху РР та тиску в ньому, в програмному комплексі COSMOSFloWorks на базі САПР Solid Works 2008. При визначенні течії РР у ДП (рис. 2) приймали, що одна вісь системи координат співпадає з віссю ДП, а дві інші – взаємоперпендикулярні до неї. Розглядали просторову задачу течії в’язкої нестисливої РР ($\rho = \text{const}$). При математичному моделюванні задавали геометрію проточної частини: внутрішній діаметр корпусу $d_k = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, діаметр сопла $d_c = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, діаметр перепускного отвору в ковалді $d_{\text{он}} = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

При розрахунку задавали початкові і граничні умови: $p_{\text{дп}}(0) = p_{\text{дп}}(T)$, $p_{\text{дп}}(0, t) = p_{\text{дп}}(t)$, T – період повторення циклу коливань. Вважали, що швидкість руху РР на вході в ДП має рівномірний розподіл, а на нерухомих його поверхнях дорівнює нулю. Тиск на виході з ДП дорівнює тиску РР в гідробаці і є величиною сталою. Задавали витрату РР через ДП, яка дорівнювала 5 л/хв.

Результати моделювання отримали у вигляді епюр швидкості та тиску РР, а також ліній току в різні проміжки часу (рис. 2). Проведені дослідження дозволили визначити області, в яких відбувається втрати тиску та спостерігається вихровий рух РР. Ці результати дозволяють профілювати проточну камеру ДП, яка б забезпечила мінімальні втрати потужності в ньому. Аналіз отриманих результатів дозволив сформулювати наступні рекомендації що до вибору конструктивних параметрів ДП:

- максимальні втрати непродуктивного тиску РР відбуваються в вихрових зонах ДП;
- кут входу потоку в сопло α повинен обиратися з умов рівномірного сти-

снення потоку, та проточна частина ДП за соплом не повинна мати різких змін поперечного перетину;

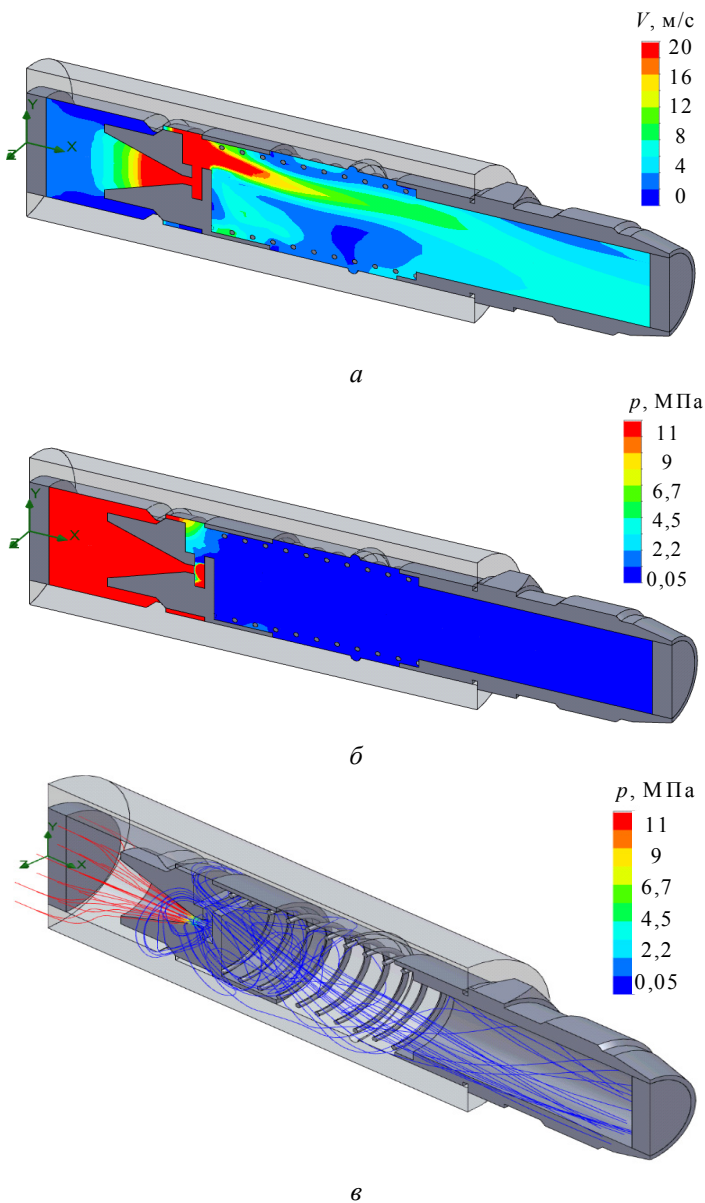


Рис. 2 – Графіки зміни параметрів ДП:
а – швидкість руху РР; б – тиск РР; в – розподіл ліній тиску.

– гострі кромки – джерело виникнення вихрових зон, повинні бути округлені;
– діаметр умовного проходу повинен бути вибраний зі стандартного ряду та не менший, ніж розрахований.

Ці рекомендації можуть бути використані при проектуванні ДП для ГА живлення гідравлічних систем.

Висновки. Вперше наведена повна математична модель робочого процесу ДП, яка дозволяє проводити раціональний вибір його основних конструктивних параметрів.

За результатами моделювання робочих процесів в проточній частині ДП встановлені зони, в яких відбувається втрата потужності. Наведено рекомендації по вибору раціональних конструктивних параметрів ДП, зокрема його проточної частини. Розроблені рекомендації можуть бути використані й при проектуванні ДП, які за принципом та конструкцією роботи подібні до розглянутого.

Список літератури: 1. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Башта и др.: Под общ. ред Т.М. Башты. – М.: Машиностроение. – 1989. – 264 с. 2. Коновалов В.М. Очистка рабочих жидкостей в гидроприводах станков / В.М. Коновалов, В.Я. Скрицкий, В.А. Рокшевский. – М.: Машиностроение. – 1976. – 288 с. 3. Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Эксплуатация промышленных гидроприводов. – М.: Машиностроение. – 1984. – 170 с. 4. Гидропневмосмазочное оборудование. Диспергирующее устройство. Тип ГД. Листок-каталог. – М.: ВНИИТЭМР, 1985. – С. 2. 5. Андренко П.М. Гідравлічні пристрої мехатронних систем. Навч. Посіб. Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – 188 с. 6. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: [учебник для вузов] / Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение. – 1987. – 464 с. 7. Лурье З.Я., Федоренко И. Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2010. – Vol. 12 С. С. 10 – 25. 8. Данилов Ю.А., Кирилловский Ю.Л., Колпаков Ю.Г. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.

Bibliography (transliterated): 1. Alekseeva, T. V., et al. *Tekhnicheskaja diagnostika gidravlicheskih privodov*. Ed. T. M. Bashta. Moscow: Mashinostroenie, 1989. Print. 2. Konovalov, V. M., V. Ja. Skrickij and V. A. Rokshevskij. *Ochistka rabochih zhidkostej v gidroprivodah stankov*. Moscow: Mashinostroenie, 1976. Print. 3. Skrickij, V. Ja., and V. A. Rokshevskij. *Jekspluatacija promyshlennyh gidroprivodov*. Moscow: Mashinostroenie, 1984. Print. 4. *Gidropnevmosmazochnoe oborudovanie. Dispergirujushhee ustrojstvo. Tip GD. Listok-katalog*. Moscow: VNIITeMR, 1985. Print. 5. Andrenko, P. M. *Gidravlichni prystroi' mehatronnyh system. Navch. Posib*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2012. Print. 6. Popov, D. N. *Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem: uchebnik dlja vuzov*. Moscow: Mashinostroenie, 1987. Print. 7. Lur'e, Z. Ja., and I. Fedorenko. "Issledovanie rabocheho processa mehatronnogo gidroagregata sistemy smazki metallurgicheskogo oborudovanija s uchetoм karakteristik dvuhfaznoj zhidkosti." *MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences*. Vol. 12 S. Lublin. 2010. 10–25. Print. 8. Danilov, Ju. A., Ju. L. Kirillovskij and Ju. G. Kolpakov. *Apparatura ob'jomnyh gidroprivodov: Rabochie processy i harakteristiki*. Moscow: Mashinostroenie, 1990. Print.

Надійшла (received) 11.03.2015