

БІСТАБІЛЬНІ ЕЛЕМЕНТИ НА ОСНОВІ ЕФЕКТУ КОАНДА В КЕРУВАННІ АНТИФАЗНИМИ СИСТЕМАМИ

*О. М. Терентьєв, канд. техн. наук, О. А. Можаровська, В. Ф. Земляницька,
студентки (НТУУ «КПІ»)*

Выполнен анализ работы антифазных гидроударников с системой распределения жидкости на основе бистабильного элемента с прилипанием струи к стенке с использованием эффекта Коанда.

Вступ. Одним з напрямків розвитку науки і техніки є автоматизація процесів керування гідроударними системами. При цьому важливо захистити людину від вібрації, що виникає від ударів виконавчого органа ударника по робочій поверхні тіла. Гасіння шкідливих коливань гідроударників можливе при використанні двобойкової антифазної системи [1]. Розподіл рідини в системі відбувається за допомогою золотникового розподілювача. Головним недоліком золотникової системи є висока інерційність рухомих частин. Цей недолік можна усунути за рахунок використання бістабільного елемента (БЕ) з прилипанням струменя до стінки на основі ефекту Коанда. Ефект отримав назву від імені французького авіатора Анрі Коанда, який описав це явище і отримав у 1932 році патент на новий спосіб створення підйомної сили.

Особливості роботи системи розподілу рідини антифазних гідроударників. Струмінь, що витікає з силового каналу БЕ, ежектує розташовані поряд з каналом шари рідини. Це викликає зниження тиску у зоні між струменем і боковими стінками та появу зворотної витрати рідини, що компенсує витік рідини з цієї зони. Відхилення силового струменя в бік однієї з бокових стінок (або деяка асиметрія внутрішньої порожнини БЕ) приводить до зменшення зворотної витрати рідини у відповідну пристінкову зону і, як наслідок, до зниження тиску в цій зоні. Поперечний градієнт тиску, що виникає при цьому, притискає струмінь до бокової стінки в напрямі відхилення. Струмінь встановлюється в положенні, в якому витрата ежектованої струменем рідини з пристінкової зони дорівнює витраті рідини внаслідок співударяння струменя зі стінкою. Таке положення струменя зазвичай є стійким і зберігається до моменту надходження зовнішньої збуджуючої дії, здатної викликати відрив струменя та його перекидання до протилежної стінки [3]

На рис. 1 показано схему антифазного гідроударника з системою розподілу рідини на основі бістабільного елемента з прилипанням струменя до стінки з використанням ефекту Коанда. Антифазний гідроударник складається з циліндричного корпусу 1, в якому коаксіально розташовані внутрішній 2 і охоплюючий 3 бойки, з'єднані між собою камерою постійного об'єму 4. Камера заповнена робочою рідиною, яка служить для забезпечення гідравлічного зворотного зв'язку між бойками. Зовнішня поверхня штока внутрішнього бойка 2 і внутрішня поверхня охоплюючого бойка 3 утворюють робочі камери 5 і 6,

розділені виступом 7 охоплюючого бойка 3. В останньому виконанні чотири отвори з проточками. Отвори виступом попарно розділені по два в кожній робочій камері. Найближчі симетричні відносно виступу отвори 8 і 9 являються робочими; крайні 10 і 11 – додатковими керуючими, корпус ударного пристрою також має чотири отвори 12–15.

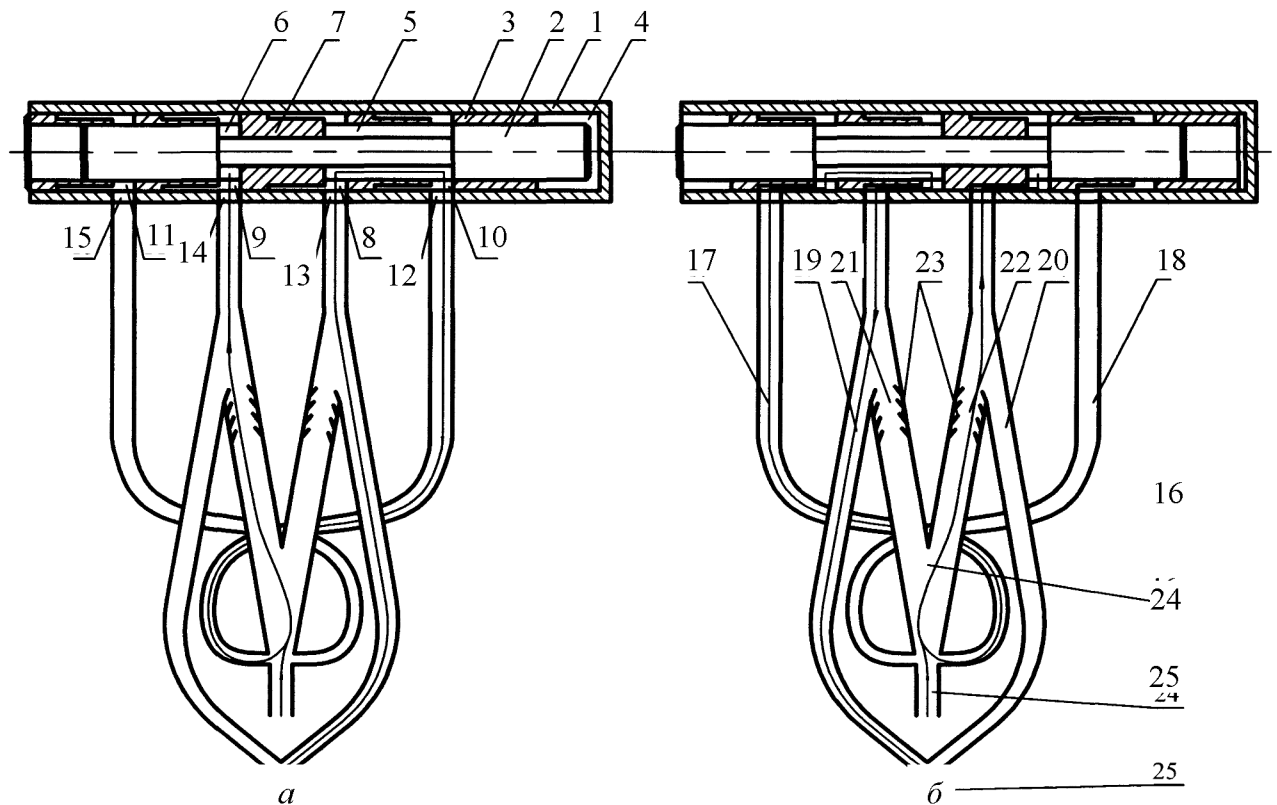


Рис. 1. Схема антифазного гідроударника з системою розподілу рідини на основі бістабільного елемента з прилипанням струменя до стінки з використанням ефекту Коанда: *а* – холостий хід внутрішнього бойка, робочий хід охоплюючого бойка; *б* – робочий хід внутрішнього бойка, холостий хід охоплюючого бойка

Керування ударним пристроєм виконується за допомогою бістабільного елемента 16, керуючих каналів 17-18, робочих каналів 19-22, соплових діодів 23, нагнітального каналу 24 та каналу зливу 25.

Робота антифазного гідроударника базується на рівності мас бойків, внутрішнього 2 та охоплюючого 3, гідроударника та площ їх торців, до яких прикладається тиск. Синхронний рух бойків досягається через замкнутий гідравлічний об'єм 4.[1]

Нехай спочатку бойок знаходиться в положенні згідно з рис. 1, *а*. Робоча рідина від насоса через нагнітальний канал 24 надходить на вхід бістабільного елемента 16. Під дією струменя рідини, що витікає з робочої камери 5 гідроударника по керуючому каналу 18, струмінь робочої рідини прилипає до лівої стінки БЕ 16 і через робочий канал 21, отвори 14 та 9 рідина нагнітається в робочу камеру 6 гідроударника. Після зникнення тиску в керуючому каналі 18

струмінь продовжуватиме рухатись в робочий канал 21 доти, поки не надійде сигнал до БЕ з керуючого каналу 17. Створене зусилля прикладається до торцевих поверхонь внутрішнього 2 і охоплюючого 3 бойків. При цьому рідина з робочої порожнини 5 гідроударника через отвори 8 та 13, робочий канал 20 та канал зливу 25 надходить на злив. Сопловий діод 23 не дозволяє рідині повертатися назад до БЕ.

Діючі зусилля викликають переміщення внутрішнього бойка 2 на удар, а охоплюючого бойка 3 – на звід. По завершенні робочого ходу внутрішнього бойка 2 з робочої порожнини 6 гідроударника через отвори 11 та 15, по керуючому каналу 17 робоча рідина під тиском потрапляє в БЕ 16. При надходженні сигналу по керуючому каналу 17 струмінь робочої рідини, що нагнітається насосом, прилипне до правої стінки бістабільного елемента 16 і по робочому каналу 22, через отвори 13 та 8 рідина нагнітатиметься в робочу камеру 5 гідроударника, а з робочої камери 6 через отвори 9 та 14, по робочому каналу 19 та каналу зливу 25 відбуватиметься злив рідини (див. рис. 1, б). Внутрішній боек 2 зводиться, а охоплюючий 3 – здійснює рух на удар. У кінці робочого ходу охоплюючого бойка 3 рідина, що знаходиться під тиском насоса в робочій порожнині 5, надходить по керуючому каналу 18 в БЕ 16. Далі цикл повторюється.

Математична модель. З точки зору простоти конструкції та надійності переключення БЕ найдоцільнішим є перемикач при взаємодії струменя з центральним роздільником (рис. 2).

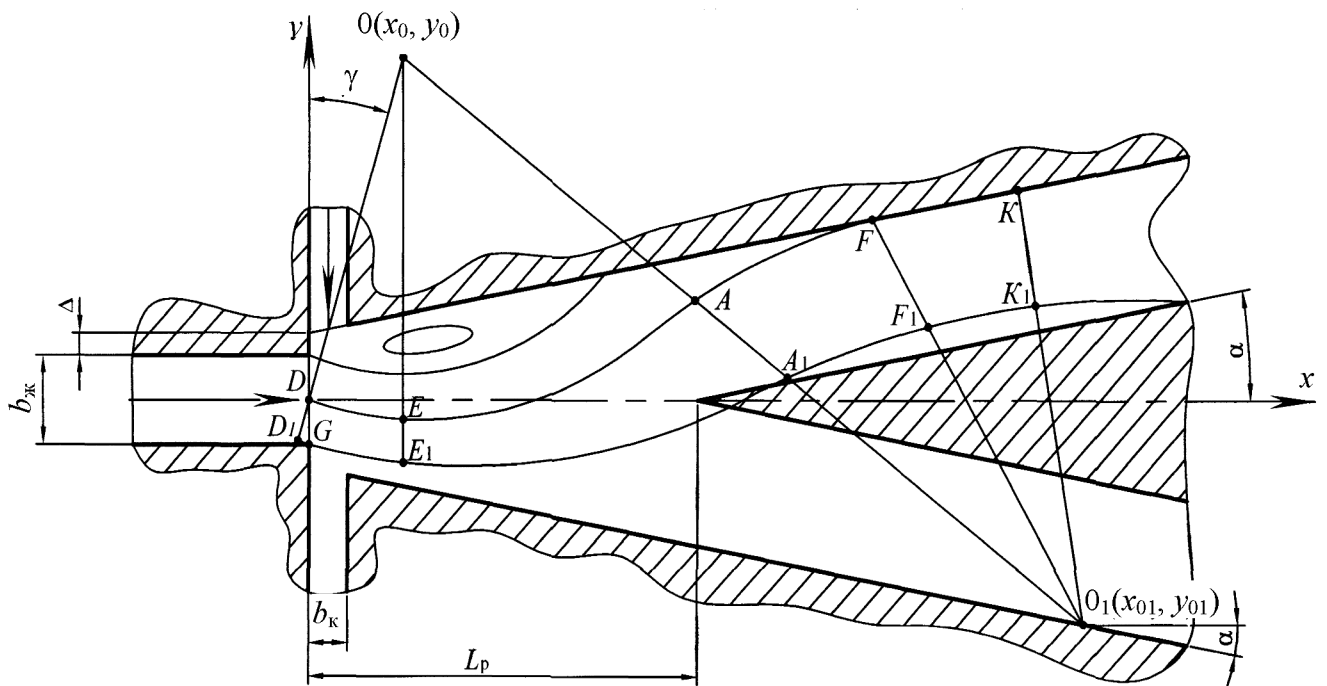


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення моменту переключення при взаємодії струменя з центральним роздільником потоку

Розрахунок системи зводиться до перевірки працездатності конструкції БЕ. Конструкція перевіряється за здатністю струменя прилипати до стінки БЕ.

Оптимальними вважаються: кут нахилу бічної поверхні $\alpha = 0 \dots 15^\circ$ [2]; відносна відстань від зрізу каналу живлення до роздільника $\bar{L}_p = L_p/b_{\text{ж}} \geq 5$ [2]; відносна висота БЕ $\bar{h} = h/b_{\text{ж}} = 0,25$ [3]; для інженерних розрахунків приймають $\Delta = b = h = b_{\text{ж}}/4$.

Згідно з [3] кут відхилення потоку за умови почергової подачі імпульсів керування

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{F_{\text{к}}}{F_{\text{ж}}} \frac{\frac{p_{0\text{к}}}{p_{0\text{ж}}} f(\lambda_{\text{к}})}{f(\lambda_{\text{ж}}) + \frac{\Delta}{b_{\text{ж}}} \left(\frac{p_{0\text{к}}}{p_{0\text{ж}}} \pi(\lambda_{\text{к}}) \right) - \frac{p_{\text{а}}}{p_{0\text{ж}}} \left(1 + 2 \frac{\Delta}{b_{\text{ж}}} \right)}, \quad (1)$$

де $F_{\text{к}}, F_{\text{ж}}$ – площі перерізу каналів керування, живлення, м^2 ; $p_{0\text{к}}, p_{0\text{ж}}$ і $p_{\text{а}}$ – тиск струменя керування, живлення та атмосферний тиск, Па; Δ – бічне зміщення стінок каналів керування, м; $b_{\text{ж}}$ – ширина каналу живлення, м;

$\pi(\lambda) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$ – стандартна газодинамічна функція тиску;

$f(\lambda) = (1 + \lambda^2) \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}$ – стандартна газодинамічна функція імпульсу;

$\lambda_{\text{к}}$ і $\lambda_{\text{ж}}$ – значення безрозмірної газодинамічної швидкості у каналах керування і живлення;

$$\lambda = \frac{u}{a^*} = \frac{Q}{F \sqrt{\frac{2k}{k+1} gRT}}, \quad (2)$$

де $u = Q/F$ – фактична швидкість рідини в каналі, м/с; Q – витрата рідини, $\text{м}^3/\text{с}$; F – площа перерізу каналу, м^2 ; $a^* = \sqrt{\frac{2k}{k+1} gRT}$ – критична швидкість звуку в рухомому середовищі, м/с; k – показник адіабати Пуассона [3]; $g = 9,80602$ – прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$ [4]; $R = 8,314 \cdot 10^3$ – універсальна газова стала, Дж/(кмоль·К) [4]; T – абсолютна температура, К.

Тиск струменя керування виконує функції позитивного зворотного зв'язку виходу БЕ з його входом. Залежність між тиском струменя керування та струменя живлення має загальний вигляд [3]

$$\frac{p_{0\text{к}}}{p_{0\text{ж}}} = 1 - \frac{k}{k+1} \lambda_{\text{к}}^2 \sum \xi, \quad (3)$$

де $\sum \xi$ – сумарний коефіцієнт опору.

Залежність тиску струменя керування від тиску струменя живлення визначається відношенням площ перерізу каналу керування 17 (18), та керуючого входу БЕ. Втратами тиску на інших елементах можна знехтувати. Коефіцієнт опору дифузора при куті більше 25° можна вважати аналогічним коефіцієнту опору при раптовому розширенні каналу, тобто загальний вираз для визначення коефіцієнта опору має вигляд [4]

$$\sum \xi = \xi_{wi} = \left(\frac{w_{1\xi i}}{w_{2\xi i}} - 1 \right)^2,$$

де $w_{1\xi i}$, $w_{2\xi i}$ – площі перерізу каналів, m^2 .

$$w_{1\xi i} = \frac{\pi d_0^2}{4};$$

$$w_{2\xi i} = b_k h = \frac{b_{ж}^2}{16};$$

$$\sum \xi = \left(\frac{4\pi d_0^2}{b_{ж}^2} - 1 \right)^2, \quad (4)$$

де d_0 – діаметр каналу керування, м; b_k – ширина каналу живлення, м; h – висота БЕ, м.

З урахуванням (2) і (4), (3) має вигляд

$$\frac{p_{0к}}{p_{0ж}} = 1 - \frac{k}{k+1} \left(\frac{Q}{F_k \sqrt{\frac{2k}{k+1} gRT}} \right)^2 \left(\frac{4\pi d_0^2}{b_{ж}^2} - 1 \right)^2. \quad (5)$$

Таким чином, втрати тиску на елементах системи залежать від геометричних параметрів системи і пропорційні витраті рідини Q у другому степені.

Розрахунок координат умовної точки прилипання струменя $K(\bar{x}_K; \bar{y}_K)$ наведений в [3]. Задане значення \bar{L}_p порівнюють з отриманим \bar{x}_K , умова $\bar{L}_p \geq \bar{x}_K$ є достатньою для інженерних розрахунків і забезпечує надійне прилипання струменя до стінки БЕ.

Загальний час перемикання БЕ з одного положення в інше складається з власного часу перемикання струменя від стінки до стінки, та часу, необхідного для переміщення струменя від моменту подачі керуючого сигналу до моменту початку перемикання:

$$t_{пер} = t_{вл} + t_p, \quad (6)$$

де $t_{пер}$ – результуючий час перемикання, с; $t_{вл}$ – власний час перемикання струменя, с; t_p – час руху керуючого сигналу, с.

Власний час перемикання струменя, с:

$$t_{\text{вл}} = 2 \frac{\sin \frac{\alpha}{2} b_{\text{ж}}}{C_{pi} u_{\text{ж}}} (1 - \bar{u}_{\text{сер}}),$$

де $\bar{u}_{\text{сер}} = \frac{1}{2^{0,5}} \left(\frac{\bar{x}_{\text{п}}}{\bar{x}_{\text{к}} + \bar{x}_{\text{п}}} \right)^{0,5}$ – відносна середня швидкість у місці прилипання струменя; $\bar{x}_{\text{п}} = \frac{\sigma}{6}$ – відстань до полюса струменя; σ – експериментально визначений параметр поширення струменя [3];

$C_{pi} = \frac{p_{0\text{ж}} - p_a}{\frac{1}{2} \rho \cdot u_{\text{ж}}^2}$ – мінімальне значення

коефіцієнта тиску на стінці. ρ – щільність рідчини, кг/м^3 ; $u_{\text{ж}}$ – швидкість потоку рідини в каналі живлення, м/с .

$$t_{\text{вл}} = \frac{\sin \frac{\alpha}{2} \rho_{\text{ж}} Q}{(p_{0\text{ж}} - p_a) h} \left(1 - \frac{1}{3 \cdot 2^{1,5}} \left(\frac{\sigma}{6 \bar{x}_{\text{к}} + \sigma} \right)^{0,5} \right). \quad (7)$$

Таким чином, власний час перемикання струменя $t_{\text{вл}}$ прямо пропорційний витраті рідини Q .

Час руху керуючого сигналу, с:

$$t_{\text{р}} = \frac{l_{\text{к}}}{u_{\text{к}}},$$

де $l_{\text{к}}$ – довжина керуючого каналу, м; $u_{\text{к}} = \frac{4Q}{\pi d_0^2}$ – швидкість струменя в керуючому каналі діаметром d_0 , м/с .

$$t_{\text{р}} = l_{\text{к}} \frac{\pi d_0^2}{4Q}. \quad (8)$$

Таким чином, час руху керуючого сигналу $t_{\text{р}}$ обернено пропорційний витраті рідини Q .

Враховуючи (7) та (8), (6) приймає вигляд

$$t_{\text{пер}} = \frac{\sin \frac{\alpha}{2} \rho_{\text{ж}} Q}{(p_{0\text{ж}} - p_a) h} \left(1 - \frac{1}{3 \cdot 2^{1,5}} \left(\frac{\sigma}{6 \bar{x}_{\text{к}} + \sigma} \right)^{0,5} \right) + l_{\text{к}} \frac{\pi d_0^2}{4Q}. \quad (9)$$

Таким чином, зі збільшенням витрати рідини Q власний час перемикання струменя $t_{\text{вл}}$ пропорційно збільшується, а час руху керуючого сигналу $t_{\text{р}}$ зменшується за гіперболічним законом.

Аналітичну залежність часу перемикання струменя $t_{\text{пер}}$ від витрати рідини Q для гідроударників малої та середньої потужності наведено на рис. 3. Залежності побудовані за допомогою оболонки MathCad.

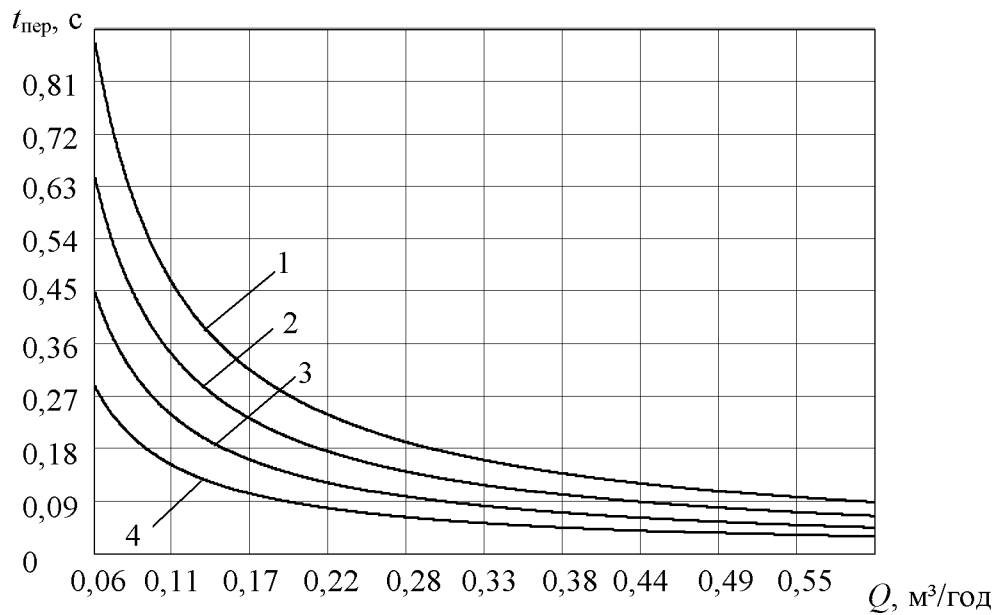


Рис. 3. Залежність результуючого часу перемикаання БЕ від витрати рідини ($\alpha = 10^\circ$, $\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3$, $\rho_{0\text{ж}} = 0,6 \text{ МПа}$, $\rho_{\text{а}} = 0,1 \text{ МПа}$, $\sigma = 12$, $\bar{x}_{\text{к}} = \bar{L}_{\text{р}} = 5$; 1 – $b_{\text{ж}} = 0,008 \text{ м}$; 2 – $b_{\text{ж}} = 0,01 \text{ м}$; 3 – $b_{\text{ж}} = 0,012 \text{ м}$; 4 – $b_{\text{ж}} = 0,012 \text{ м}$)

Аналіз залежності результуючого часу перемикаання БЕ від витрати рідини показує, що для гідродударників малої та середньої потужності власний час перемикаання струменя $t_{\text{ви}} \ll t_{\text{р}}$, отже, загальний час перемикаання БЕ визначатиметься часом руху керуючого сигналу $t_{\text{пер}} \approx t_{\text{р}}$. Таким чином, зі збільшенням витрати рідини Q загальний час перемикаання БЕ $t_{\text{пер}}$ зменшуватиметься за гіперболічним законом. Загальний час перемикаання БЕ також залежить від геометричних розмірів (h , $l_{\text{к}}$, d_0) БЕ, які, в свою чергу, знаходяться в параметричній залежності від $b_{\text{н}}$ (див. рис. 2). Чим більша $b_{\text{ж}}$, тим більший загальний час перемикаання БЕ $t_{\text{пер}}$.

Висновки

1. Використання бістабільного елемента з прилипанням струменя до стінки на основі ефекту Коанда в складі системи розподілу рідини антифазного гідродударника дозволяє зменшити інерційність системи.

2. Створено математичну модель перемикаання бістабільного елемента з прилипанням струменя до стінки на основі ефекту Коанда в складі системи розподілу рідини антифазного гідродударника.

3. Досліджено залежність загального часу перемикаання бістабільного елемента з прилипанням струменя до стінки від витрати рідини та геометричних параметрів бістабільного елемента.

При витраті рідини $0,4 \text{ м}^3/\text{год}$ загальний час перемикаання бістабільного елемента становить:

$$\text{для } b_{\text{ж}} = 0,008 \text{ м } t_{\text{пер}} = 0,043 \text{ с};$$

$$\text{для } b_{\text{ж}} = 0,01 \text{ м } t_{\text{пер}} = 0,067 \text{ с};$$

для $b_{\text{ж}} = 0,012 \text{ м}$ $t_{\text{пер}} = 0,097 \text{ с}$;

для $b_{\text{ж}} = 0,014 \text{ м}$ $t_{\text{пер}} = 0,132 \text{ с}$.

1. *Основы функционирования системы забой–горная машина: Учеб. пособие* / А. Ф. Кичигин, О. М. Терентьев, О. И. Луц. – К.: УМК ВО, 1989. – 224 с.

2. *Елимелех И. М., Сидоркин Ю. Г. Струйная автоматика.* – М.: Машиностроение, 1972.

3. *Струйная автоматика в системах управления* / Под ред. д-ра техн. наук, проф. Б. В. Орлова. – М.: Машиностроение, 1975. – 368 с.

4. *Арзуманов Э. С. Гидравлические регулирующие органы систем автоматического управления.* – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.