

УДК 631.672.46

**Герасимов Г. Г., к.т.н., доцент, Герасимов Є. Г., к.т.н., доцент, Іванов С. Ю., асистент** (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне)

### **МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРИСТРОЮ БЕЗУДАРНОГО ЗАКРИТТЯ ЗАСУВКИ В КІНЦІ НАПІРНОГО ТРУБОПРОВОДУ**

**Розроблена математична модель гідромеханічного перехідного процесу в напірному трубопроводі при закритті кінцевої засувки за допомогою гідроприводу з пристроєм стабілізації тиску. Експериментально підтверджена ефективність роботи слідкуючого пристрою безударного закриття кінцевої засувки трубопроводу.**

**Ключові слова:** математична модель, перехідний процес, гідравлічний удар, слідкуючий привід засувки.

**Надійність і довговічність** закритих зрошувальних мереж обумовлена проходженням перехідних гідромеханічних процесів, причини виникнення яких пов'язані з зупинками і пусками насосів, початком і припиненням роботи дощувальних машин, режимами заповнення і дозаповнення водою трубопроводів мережі.

**Аналіз результатів** натурних досліджень закритих зрошувальних мереж показує, що від 30% до 50% всієї кількості поривів приходиться на гідравлічні удари, які викликаються зупинкою або пуском дощувальних машин, що здійснюється за допомогою засувки з гідроприводом, [10, 16].

При швидких закриттях кінцевої засувки виникають гідравлічні удари, тобто різкі підвищення тиску, для попередження яких застосовується трубопровідна арматура різних типів: протиударні клапани, гасники гідравлічних ударів, водоповітряні резервуари, гідроаккумулятори і ін. Одним з ефективних способів зменшення впливу гідравлічних ударів на міцність і надійність трубопровідних систем є застосування пристроїв безударного закриття засувок [6, 7], в яких процес закриття засувок керується спеціальними пристосуваннями, [8 – 16].

**Для обґрунтування параметрів** пристроїв безударного закриття засувки в кінці напірного трубопроводу застосовується методика математичного моделювання гідродинамічних процесів, [1 – 5]. Запропонована раніше математична модель доповнюється вузлом розривності, в якому встановлений пристрій безударного закриття засувки (ПБЗЗ).

Застосування математичного моделювання дозволить обґрунтовано приймати раціональні параметри ПБЗЗ.

Розрахункова схема ПБЗЗ [7] і прийняті позначення наведені на рис. 1.

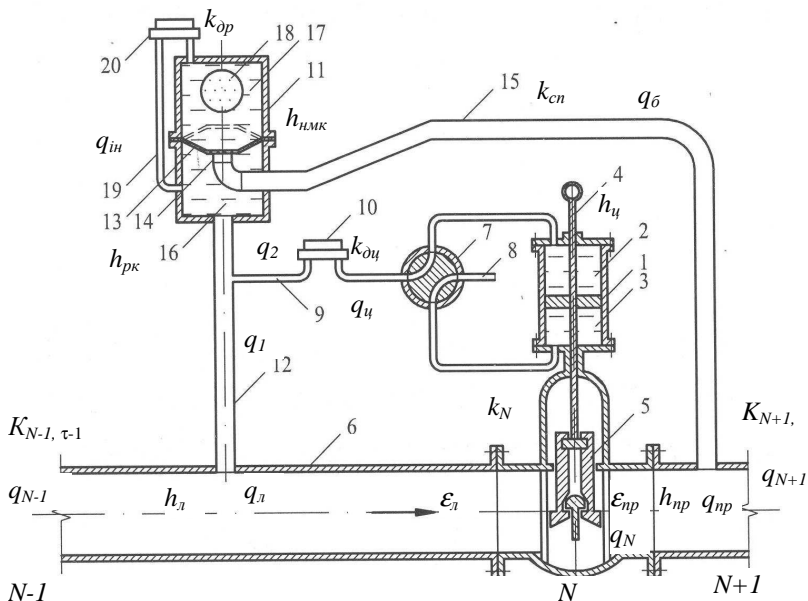


Рис. 1. Схема пристрою безударного закриття засувки в кінці трубопроводу

Користуючись позначеннями, які прийняті в [1], для опису вузла розривностей з ПБЗЗ отримана наступна система рівнянь.

Рівняння імпульсів гідравлічного удару

$$K = h_l + q_l / \epsilon_l, \quad (1)$$

$$\psi = h_{np} - q_{np} / \epsilon_{np}, \quad (2)$$

де для лівого і правого перерізу розрахункової ділянки трубопроводу:  $h_l, h_{np}$  – відносні напори;  $q_l, q_{np}$  – відносні витрати;  $\epsilon_l, \epsilon_{np}$  – коефіцієнти, які враховують пружність відповідних ділянок трубопроводу.

Рівняння нерозривності потоку

$$q_l = q_N + q_i; \quad (3)$$

$$q_1 = q_u + q_{im} + q_6; \quad (4)$$

$$q_{np} = q_N + q_6; \quad (5)$$

$$q_1 = q_2 + q_u; \quad (6)$$

$$q_2 = q_{im} + q_6; \quad (7)$$

де відносні витрати:  $q_N$  – вузла N,  $q_l$  – сумарна витрата на управління засувкою;  $q_u$  – витрата заповнення гідроциліндра при закритті засувки;  $q_{im}$  – витрата імпульсної трубки;  $q_b$  – витрата скидного байпаса;  $q_2$  – сумарна витрата пристрою управління;

Рівняння втрат напору

$$h_l - h_{np} = k_N \left| q_{N, \tau-1} \right| q_N; \quad (8)$$

$$h_l - h_{нмк \tau-1} = k_{op} \left| q_{im, \tau-1} \right| q_{im}; \quad (9)$$

$$h_l - h_{np} = k_{cn} \left| q_b, \tau-1 \right| q_b; \quad (10)$$

$$h_l - h_{u \tau-1} = k_{ou} \left| q_u, \tau-1 \right| q_u; \quad (11)$$

де коефіцієнти втрат напору:  $k_N$  – вузла N;  $k_{op}$  – дроселя;  $k_{cn}$  – скидного пристрою;  $k_{ou}$  – дроселя циліндра; відносні напори:  $h_{нмк \tau-1}$  – відносний напір надмембранної камери;  $h_{u \tau-1}$  – відносний напір циліндра гідроприводу засувки.

В цих рівняннях для моменту часу  $\tau$  невідомими є наступні одинадцять величин  $q_N, q_l, q_{np}, q_1, q_2, q_{im}, q_b, q_u, h_l, h_{np}, h_{нмк}$ .

Розв'язання наведених рівнянь виконується в наступній послідовності.

Рівняння (8) після підстановки  $h_l, h_{np}$  з рівнянь (1) і (2)

$$K - q_l / \varepsilon_l - \Psi - q_{np} / \varepsilon_{np} \equiv k_N \left| q_{N, \tau-1} \right| q_N; \text{ звідси}$$

$$q_N = \frac{K - \Psi - (q_l / \varepsilon_l + q_{np} / \varepsilon_{np})}{k_N \left| q_{N, \tau-1} \right|}. \quad (12)$$

Аналогічно з рівнянь (9) – (11) отримують

$$q_b = \frac{K - \Psi - (q_l / \varepsilon_l + q_{np} / \varepsilon_{np})}{k_{cn} \left| q_b, \tau-1 \right|}, \quad (13)$$

$$q_u = \frac{K - q_l / \varepsilon_l - h_{u, \tau-1}}{k_{ou} \left| q_u, \tau-1 \right|}, \quad (14)$$

$$q_{im} = \frac{K - q_l / \varepsilon_l - h_{нкм, \tau-1}}{k_{op} \left| q_{im, \tau-1} \right|}. \quad (15)$$

Поєднують рівняння (3), (4)

$$q_l = q_N + q_b + q_u + q_{im}. \quad (16)$$

Якщо підставити в це рівняння значення витрат, то знайдемо залежність для визначення  $q_l$

$$q_l = \frac{K - \Psi - (q_l / \varepsilon_l + q_{np} / \varepsilon_{np})}{k_N |q_{N, \tau-1}|} + \frac{K - \Psi - (q_l / \varepsilon_l + q_{np} / \varepsilon_{np})}{k_{cn} |q_{\delta, \tau-1}|} + \frac{K - q_l / \varepsilon_l - h_{y, \tau-1}}{k_{\partial y} |q_{y, \tau-1}|} + \frac{K - q_l / \varepsilon_l - h_{нкм, \tau-1}}{k_{\partial p} |q_{им, \tau-1}|};$$

Визначивши це рівняння відносно  $q_l$  і прийнявши  $q_{np} = q_{np, \tau-1}$ , маємо

$$q_l = B_l / A_l, \quad (17)$$

де

$$A_l = 1 + \frac{1}{\varepsilon_l} \left( \frac{1}{k_N |q_{N, \tau-1}|} + \frac{1}{k_{cn} |q_{\delta, \tau-1}|} + \frac{1}{k_{\partial y} |q_{y, \tau-1}|} + \frac{1}{k_{\partial n} |q_{им, \tau-1}|} \right); \quad (18)$$

$$B_l = \frac{K - \Psi - q_{np, \tau-1} / \varepsilon_{np}}{k_N |q_{N, \tau-1}|} + \frac{K - \Psi - q_{np, \tau-1} / \varepsilon_{np}}{k_{cn} |q_{\delta, \tau-1}|} + \frac{K - h_{y, \tau-1}}{k_{\partial y} |q_{y, \tau-1}|} + \frac{K - h_{нкм, \tau-1}}{k_{\partial p} |q_{им, \tau-1}|} \quad (19)$$

Значення витрат  $q_N$ ,  $q_{\delta}$ ,  $q_y$ ,  $q_{им}$  знаходять за відповідними формулами (12)...(15), а витрати  $q_{np}$ ,  $q_1$ ,  $q_2$  – за формулами (5) – (6).

Напори  $h_l$ ,  $h_{np}$ ,  $h_{нкм}$ ,  $h_y$  визначають з формул (1), (2) і (9), (11)

$$h_l = K - q_l / \varepsilon_l, \quad (20)$$

$$h_{np} = \Psi - h_{np} - q_{np} / \varepsilon_{np}, \quad (21)$$

$$h_{нкм} = h_l - k_{\partial p} |q_{им}| q_{им}; \quad (22)$$

$$h_y = h_l - k_{\partial y} |q_y| q_y; \quad (23)$$

Коефіцієнти гідравлічних втрат напору уточнюють за положеннями регулюючих елементів і гідравлічними характеристиками:

а) Запірний елемент (засувка)

$$k_N = K_{\Gamma} \zeta_{\Gamma}, \quad (24)$$

де  $K_{\Gamma}$  – стала, яка залежить від конструкції гідранта;  $\zeta_{\Gamma}$  – коефіцієнт опору запірному елемента.

$$K_{\Gamma} = \frac{Q_{\delta}^2}{f_{\Gamma}^2 2gH_{\delta}}, \quad (25)$$

де  $Q_{\delta}$ ,  $H_{\delta}$  – базові витрата і напір;  $f_{\Gamma}$  – площа живого перерізу гідранта (засувки).

За формулою Гурина В.А. [17, с. 60] для паралельних засувок при  $\zeta_{\Gamma} = \zeta_3$

$$\lg \zeta_3 = 0,185(D/a_3) + 0,4 \sqrt{a_3 / D} + 0,77; \quad (26)$$

де  $a_3$  – відкриття засувки;  $D$  – діаметр засувки;  $a_3/D$  – відносне відкриття засувки.

Поточне значення відносного відкриття засувки для моменту часу  $\tau$  в період наповнення гідроциліндра з витратою  $Q_0$  визначають за залежністю

$$\left(\frac{a_3}{D}\right)_\tau = \left(\frac{a_3}{D}\right)_{\tau-1} - C_u q_u, \quad (27)$$

де стала циліндра  $C_u$  визначається за формулою

$$C_u = \frac{4Q_0 \Delta \tau \mu}{\pi d_u^2 D}, \quad (28)$$

де  $\Delta \tau$  – крок розрахунків за відносним часом, як правило приймають  $\Delta \tau = \Delta t / \mu = 1$ ;  $\mu$  – розрахунковий період часу-базовий час, що дорівнює часу перебігання хвилею гідравлічного удару зі швидкістю  $a_j$  розрахункової ділянки трубопроводу  $l_j$ , тобто  $\mu = l_j / a_j$ ;  $d_u$  – діаметр циліндра гідроприводу засувки.

б) Скидний пристрій працює з коефіцієнтом втрати напору  $k_{cn}$ , який визначають, вирішуючи наступну систему рівнянь.

Початкове значення відкриття пристрою  $a_{cn} = 0$ .

Об'єм рідини в надмембранній камері

$$V_{нмк} = V_{нмк, \tau-1} + \Delta V_{нмк, \tau} \quad (29)$$

Зміна об'єму рідини в надмембранній камері

$$\Delta V_{нмк} = q_{lm} \Delta t \pm \Delta V_\tau \pm \Delta a_{cn} d_{ef}; \quad (30)$$

де  $\Delta V_\tau$  – зміна об'єму повітря в над мембранній камері;  $\Delta a_{cn}$  – зміна відкриття скидного пристрою;  $d_{ef}$  – ефективний діаметр мембрани.

Зміна об'єму повітря за політропічним законом його стискання при показнику політропи  $n = 1,3$  відповідає співвідношенню

$$p_o V_o^n = p_\tau V_\tau^n, \quad (31)$$

де  $p_o$ ,  $p_\tau$  – базовий і поточний тиск повітря в пристрою управління,  $V_o$ ,  $V_\tau$  – базовий і поточний об'єми повітря в пристрою управління. Базовий тиск приймається, як правило, рівним атмосферному, тобто  $p_o = p_{atm}$ ;

Зазначені тиски обумовлюють відповідні напори над площиною порівняння, за яку приймають площину, що проходить через вісь трубопроводу, а саме  $p_o / \rho g = H_o$  і  $p_\tau / \rho g = h_{нмк} H_0 - Z_{cn}$ , де  $Z_{cn}$  – висотне розташування скидного пристрою над площиною порівняння.

З формули (31) отримують поточний об'єм повітря в пристрою управління

$$V_{\tau} = V_o \left( \frac{p_o}{p_{\tau}} \right)^{1/n} = V_o \left( \frac{H_o}{h_{нмк} H_{\delta} - H_{сн}} \right)^{1/n} \quad (32)$$

тоді

$$\Delta V_{\tau} = V_{\tau} - V_{\tau,1}; \quad (33)$$

Згідно розрахункової схеми, рис. 2, ефективний діаметр мембрани визначають за залежністю

$$d_{эф} = \sqrt{d_3^2 + d_3 d_c + d_c^2}, \quad (34)$$

де  $d_3$ ,  $d_c$  – відповідно діаметр зовнішнього защемлення мембрани і діаметр сидла скидного пристрою.

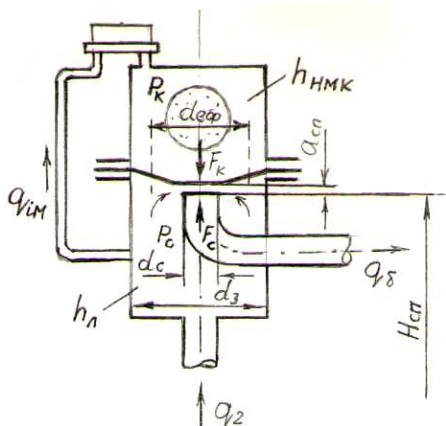


Рис. 2. Схема пристрою управління роботою гідроприводу засувки

Процес закриття скидного пристрою описується диференціальним рівнянням другого порядку

$$m_{заг} \frac{d^2 a_{сн}}{dt^2} = F_c - F_{\kappa}, \quad (35)$$

де  $m_{заг}$  – загальна маса рухомих частин клапана з урахуванням приєднаної маси рідини;  $F_c$  – сила, яка діє на мембрану з боку робочої камери;  $F_{\kappa}$  – сила, яка діє на мембрану з боку надмембранної камери. Крім того

$$m_{заг} = m_{мем} + m_{пм}, \quad (36)$$

де  $m_{мем}$  – маса рухомих частин мембрани (клапана);  $m_{пм}$  – приєднана маса клапана,  $m_{пм} = 1/3 \rho d_{екв}^3$

Діючі сили знаходять за формулами

$$F_c = p_{мр} \pi d_c^2 / 4 + p_c \pi (d_{эф}^2 - d_c^2) / 4; \quad (37)$$

$$F_{\kappa} = p_{\kappa} \pi d_{эф}^2 / 4. \quad (38)$$

Причому відповідні тиски визначаються таким чином:

- в трубопроводі

$$p_{мр} = \rho g h_{нр} H_{\delta}; \quad (39)$$

- тиск на мембрану з низу

$$p_c = \rho g h_{д} H_{\delta}; \quad (40)$$

- тиск на мембрану зверху

$$p_k = \rho g h_{np} H_6; \quad (41)$$

Коефіцієнт втрат напору в скидному пристрої

$$k_{cn} = 1,1 K_c \zeta_c, \quad (42)$$

де 1,1 – коефіцієнт, який враховує опір обвідної лінії,  $K_c$  – стала скидного пристрою,  $\zeta_c$  – коефіцієнт опору сідла.

$$K_c = \frac{Q_0^2}{f_c^2 2gH_6}, \quad (43)$$

де  $f_c$  – площа поперечного перерізу сідла. При русі води під тарілку  $f_c = \pi d_c^2/4$ , де  $d_c$  – діаметр сідла.

За даними експериментальних досліджень [18, с. 72] коефіцієнт опору сідла при русі води «під тарілку»

$$\zeta_c = -4,45 + 2,11 d_c/a_{cn} - 0,02(d_c/a_{cn})^2. \quad (44)$$

Перехід до кінцевих різниць в диференціальному рівнянні (35) при  $\Delta t = \mu$ ; і  $\Delta \tau = \Delta t/\mu = 1$  здійснюють наступним чином

$$\frac{d^2 a_{cn}}{dt^2} = \frac{(a_{cn,\tau} - a_{cn,\tau-1})/\mu - \Delta a_{cn,\tau-1}/\mu}{\mu} = \frac{a_{cn,\tau} - a_{cn,\tau-1} - \Delta a_{cn,\tau-1}}{\mu^2}$$

Тоді з рівняння (35)

$$a_{cn,\tau} = a_{cn,\tau-1} + \Delta a_{cn,\tau-1} + \mu^2 (F_c - F_k)/m_{заг}. \quad (45)$$

в) Односторонній дросель пристрою управління гідроприводом заправки

Коефіцієнт втрат напору дроселя при наповненні гідроциліндра

$$k_{dpn} = 1,1 K_{dpn} \zeta_{dpn}, \quad (46)$$

Стала дроселя

$$K_{dpn} = \frac{Q_0^2}{f_{dpn}^2 2gH_6}; \quad (46)$$

де  $f_{dpn}$  – сумарна площа всіх отворів трикутної форми при недеформованій гумовій діафрагмі.

Швидкість води в дроселі

$$V_{dpn} = Q_{im}/f_{dpn}; \quad (47)$$

Втрати напору в дроселі

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \zeta_{dpn} \frac{V_{dpn}^2}{2g}. \quad (48)$$

Звідси для обрахунків дослідних даних отримують формулу

$$\zeta_{орн} = \frac{\Delta p}{\rho g} \frac{2g}{v_{орн}^2} = \frac{\Delta p}{\rho g} \frac{f_{орн}^2 2g}{Q^2}. \quad (49)$$

Результати досліджень одностороннього дроселя з чотирма канавками трикутної форми розмірами: висота 3,25 мм і ширина 6,5 мм наведені в таблиці.

Таблиця

Результати досліджень пропускної здатності одностороннього дроселя

$\Delta p/(\rho g)$	$Q$	$v_{орн}$	$v_{орн}^2/(2g)$	$\zeta_{орн}$ за форм. (49)	$\zeta_{орн}$ за форм. (50)
м вод. ст.	м <sup>3</sup> /с	м/с	м	-	-
0	0	0	0	0	2,6
5	0,000150	1,775	1,59	3,14	3,1
10	0,000198	2,343	2,771	3,60	3,6
15	0,000225	2,663	3,579	4,19	4,1
18	0,000240	2,840	4,070	4,42	4,4

Після апроксимації дослідних даних отримано наступну емпіричну залежність для дроселя з чотирма канавками вказаних розмірів

$$\zeta_{орн} = 2,6 + 0,1 \Delta p/(\rho g). \quad (50)$$

Для даної серії дослідів приймають коефіцієнт втрати напору в дроселі циліндра гідроприводу сталим,  $k_{оц} = idem$ ; причому

$$k_{оц} = K_{оц} \zeta_{оц}; \quad (51)$$

$$K_{оц} = \frac{Q_0^2}{f_{оц}^2 2gH_0} = idem, \quad (52)$$

де  $f_{оц}$  – площа перерізу з'єднувальної трубки гідроциліндра засувки, яка має діаметр  $d_{оц}$ , тому  $f_{оц} = \pi d_{оц}^2/4$ .

Сумарний коефіцієнт опору трубки визначається залежністю

$$\zeta_{оц} = \zeta_{ex} + \zeta_l + \zeta_{вих} + \zeta_{орц}, \quad (53)$$

де приймається  $\zeta_{ex} = 0,5$ ;  $\zeta_{вих} = 1,0$ ; при відсутності дроселя  $\zeta_{орц} = 0$ .

Коефіцієнт втрат напору по довжині з'єднувальної трубки

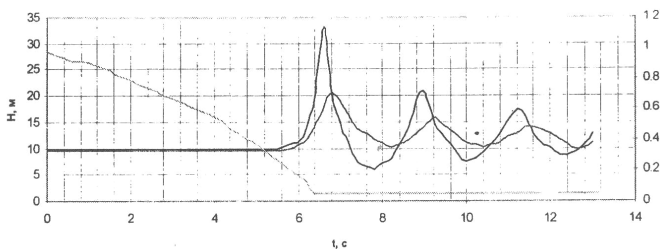
$$\zeta_l = \lambda l_{оц}/d_{оц} \text{ і } \lambda = 0,021/(d_{оц}^{0,3}),$$

де  $l_{оц}$  і  $d_{оц}$  – відповідно довжина і діаметр з'єднувальної трубки.

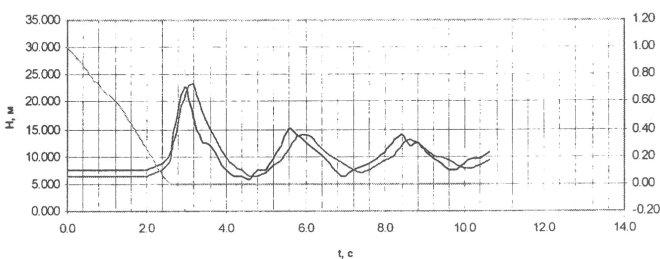
Експериментальні дослідження [19], рис. 3, доводять ефективність роботи запропонованого пристрою.



Графік 21/3



Графік 13/3



— Напір датчика 1(кінцевого), м ---- Напір датчика 2 (по середині), м .... a/D

Рис. 3. Графіки зміни напорів при різних законах закриття КЗТ:  
21/3 – лінійному; 13/3 – слідкуючому

Як показують графіки, рис. 3, при однаковій початковій витраті рідини пристрій не тільки зменшує тиск в трубопроводі біля засувки в 1,45 рази, але й скорочує тривалість закриття засувки в 2,5 рази.

1. Герасимов Г. Г., Гавазюк Д. В. Численный метод расчета гидравлического удара в коммуникациях автоматизированных насосных станций// Гидравлика и гидротехника: Сб. / КСХИ. – Кишинев, 1977 – С. 11-17.
2. Гавазюк Д. В. Дифрагменный односторонний дроссель для противоударных устройств гидромелиоративных систем // Совершенствование проектирования, строительства и эксплуатации оросительных систем в условиях Молдавии и Юга Украины; Сб. / КСХИ. – Кишинев, 1986. – С. 24-29.
3. Водяник В. И. Эластичные мембраны. – М. : Машиностроение, 1974. – 136 с.
4. Вакарина М. В. и др. Расчет параметров работоспособности резиновых и резиноканевых мембран: Обзор. Серия: Производство резинотехнических и асбестотехнических изделий / ЦНИИТЭнефтехим. – М., 1984. – 43 с.
5. Гуревич Д. Ф. Конструирование и расчет трубопроводной арматуры. – Л. : Машиностроение, 1969. – 888 с.

6. А.с. СССР № 1420293 Гидропривод задвижки / Украинский институт инженеров водного хозяйства – авт. изобрет. Г. Г. Герасимов, В. А. Гурин, Ю. П. Евреенко, А. И. Веремчук, А. А. Вербов. – Оpubл. 30.08.1988, Бюл. № 32.
7. Деклараци́йний патент на корисну модель (Україна), № 17130. Пристрій для безударного закриття трубопровідної засувки / Національний університет водного господарства та природокористування. – Г. Г. Герасимов, С. Ю. Іванов. – Оpubл. 15.09.2006, Бюл. № 9.
8. Килимник В. Д. Некоторые вопросы унификации средств защиты гидросистем от гидравлических ударов. // Разработка месторождений полезных ископаемых, – Вып. 24. – Киев : Техника, 1971. – С. 50–53.
9. Килимник В. Д. Регулирование величины гидравлического удара в закрытых трубопроводах. // Гидротехника и мелиорация, № 2. – М. : Колос, 1980. – С. 37–39.
10. Герашенко Л. С. Особенности гидравлического удара в закрытой оросительной сети // Гидравлические исследования гидротехнических сооружений оросительных систем. – Киев : УкрНИИГиМ, 1975. – С. 13–23.
11. Гарник В. К., Гринь Ю. И. Влияние переходных процессов на герметичность стыковых соединений асбестоцементных трубопроводов // Мелиорация и водное хозяйство, вып. 56. – Киев : Урожай, 1982. – С. 50–53.
12. Долгих В. В., Маслов И. Д., Павлюков Е. М. Устройство для управления гидрозадвижкой // Гидротехника и мелиорация № 9. – М. : Агропромиздат, 1986. – С. 34–36.
13. Шевченко А. В. О причинах отказов закрытых оросительных систем в период эксплуатации // Гидротехника и мелиорация № 9. – М. : Агропромиздат, 1986. – С. 46–49.
14. Гринь Ю. И. Устройства для повышения эффективности работы закрытой оросительной сети и дождевальных машин // Мелиорация и водное хозяйство, № 3. – М. : Агропромиздат, 1989. – С. 38–40.
15. Ольгаренко В. И., Есин А. И., Кошкин Н. М. Технические средства защиты от гидравлического удара закрытых оросительных сетей // Мелиорация и водное хозяйство, № 5. – М. : Агропромиздат, 1997. – С. 56–57.
16. Кошкин Н. М. Обоснование и разработка комплекса технических средств, повышающих эффективность работы закрытых оросительных систем и дождевальных машин. – Автореферат на соиск. уч. степени докт. техн. наук, специальность 06.01.02 «Сельскохозяйственные мелиорации». – Новочеркасск, 2000. – 49 с.
17. Курганов А. М., Федоров Н. Ф. Гидравлические расчеты систем водоснабжения и водоотведения: Справочник / Под общ. ред. А. М. Курганова. – Л. : Стройиздат, 1986. – 440 с.
18. Герасимов Г. Г., Гавазюк Д. В. Математическая модель устройства для гашения гидравлического удара на обводе обратного клапана // Вопросы мелиорации земель в Молдавии. Сборник научных трудов. – Кишинев : КСХИ, 1989. – С. 70–76.

Рецензент: д.т.н., профессор Рябенко О. А. (НУВГП)

---

**Gerasimov G. G., Candidate of Engineering, Associate Professor,**  
**Gerasimov E. G., Candidate of Engineering, Associate Professor,**  
**Ivanov S. Ju., Assistant** (National University of Water Management and Nature Resources Use, Rivne)

## **MATHEMATICAL MODELING OF UNSTRESSED CLOSING DEVICE LATCHES AT THE END OF PRESSURE PIPELINE**

**Developed the mathematical model of hydro transition in the pressure pipelines on the closing of the end valve by hydraulic pressure stability device. Experimentally confirmed the effectiveness of the following drive of the valves on closing the end valve of pipeline.**

**Keywords: mathematical model, the transition process, water hammer.**

---

**Герасимов Г. Г., к.т.н., доцент, Герасимов Е. Г., к.т.н., доцент, Иванов С. Ю., ассистент (Национальный университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно)**

## **МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТРОЙСТВА БЕЗУДАРНОГО ЗАКРЫТИЯ ЗАДВИЖКИ В КОНЦЕ НАПОРНОГО ТРУБОПРОВОДА**

**Разработана математическая модель переходного процесса в напорном трубопроводе при закрытии концевой задвижки с помощью гидропривода с устройством стабилизации давления. Экспериментально подтверждена эффективность работы следящего устройства безударного закрытия концевой задвижки трубопровода.**

**Ключевые слова: математическая модель, переходный процесс, гидравлический удар, следящий привод задвижки.**

---