

Продовження табл. 3

	Назва підприємства	ВАТ „Промприлад”, м.Івано-Франківськ	ВАТ „Промприлад”, м.Івано-Франківськ	ТЗОВ НВП ТЕМП, м.Івано-Франківськ	Держ. підпр. „Арсенал”, м. Київ	ВКФ „Курс”, м. Дніпропетровськ
9	Необхідна ступінь очистки газу	100 мкм	150 мкм	50 мкм	50 мкм	не потребує
10	Маса лічильника для Ду80, кг	28,5	23	18,5	24	12
11	Наявність високочастотного сигналу	–	–	–	+	+

1. КМУ. Постанова № 1089 від 21.08.01. „Про Концепцію створення єдиної системи обліку природного газу. 2. Кремлевский П.П. Расходомеры и счетчики количества. Справочник. -Машиностроение, Ленингр. Отд-ние, 1989.-701с. 3. Вимірювання витрати та кількості газу: Довідник.– М.П. Андрій-

шин, С.О. Коневський, О.М. Карнаш та інші. Івано-Франківськ: ПП „Сімик”, 2004.-160с. 4. John Lansing, “Contamination affects accuracy”, Daniel Industries, Houston, Texas. Januari 2003. 5. Вихревой счетчик WBZ 08. Информация 3. 181. RMG Mestechnik GmbH Butzbach.

УДК 681.121

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У ДЗВОНОВИХ ВИТРАТОВИМІРЮВАЛЬНИХ УСТАНОВКАХ ГАЗУ

© Бродин Ю.І., Бродин З.М., 2005

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

**Робота направлена на розробку нової математичної моделі вимірювального процесу дзвонових установок для повірки лічильників газу, яка крім термогазодинамічних процесів, що протікають в них, враховує вплив на цей процес коливань дзвону, рівня рідини гідрозамка у витіснювачі та пульсацій, що створюються досліджуванним приладом в процесі повірки**

В роботах [1÷9] були розроблені узагальнені аналітичні моделі вимірювальних процесів в дзвонових та поршневих витратовимірювальних установках на основі рівнянь термогазодинаміки. Однак, в цих роботах при аналізі перехідних процесів у дзвонових витратовимірювальних установках (ДВУ) не враховувався вплив на рух дзвону та інших ланок системи коливань рівня, а отже і значної маси замкової рідини у витіснювачі, в процесі метрологічного аналізу не враховувалася зміна рівня рідини при опусканні у витіснювач дзвону, а робочим середовищем апріорі вважалось повітря.

Сучасні високі вимоги до точності ДВУ викликають необхідність аналізу процесів, що відбуваються при повірці приладів за допомогою ДВУ. Це, з одного боку, коливні процеси руху дзвону і інших ланок системи, що виникають в ДВУ при опусканні дзвону, які, в свою чергу, призводять до зміни

об'єму, тиску і температури робочого середовища та впливають на точність відтворення установкою контрольної дози (КД). З іншого боку це також процеси, що мають місце у досліджуваному приладі (ДП).

З механічної точки зору ДВУ представляє собою систему з двома узагальненими координатами – координатою  $y_1$ , що описує коливний рух дзвону і викликаний збуреннями тиску під ним, та координатою  $y_2$ , яка відображає рух дзвону вниз під час генерування витрати.

Для комплексного опису такої системи і знаходження зв'язків між силами й переміщеннями застосовано рівняння Лагранжа другого роду [10], яке описує кінетичну енергію всієї системи в цілому і всіх її елементів зокрема:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial v_j} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial y_j} = Q_j, \quad (1)$$

де  $E_k$  – кінетична енергія системи;  $v_j$  – узагальнена швидкість;  $y_j$  – узагальнена координата;  $Q_j$  – узагальнена сила, яка відповідає  $j$ -й узагальненій координаті  $y_j$ .

Положення дзвону визначається двома узагальненими координатами: відносно  $y_r$  та переносною  $y_e$ . Для такого випадку рівняння (1) запишеться так:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial v_r} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial y_r} = Q_{y_r}, \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial v_e} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial y_e} = Q_{y_e}. \end{cases} \quad (2)$$

Запишемо рівняння кінетичної енергії всієї системи, приймаючи що до її складу як ДП входить один із складних з точки зору механіки перетворювача витрати роторного типу:

$$E_k = E_{dз} + E_z + E_{зр} + E_{ном} + E_{oe} + E_{nz}, \quad (3)$$

де  $E_{dз}$  – кінетична енергія дзвону;  $E_z$  – кінетична енергія робочого середовища ДВУ;  $E_{зр}$  – кінетична енергія замкової рідини витіснювача;  $E_{ном}$  – кінетична енергія потоку газу в трубопроводі;  $E_{oe}$  – кінетична енергія обертових елементів ДП;  $E_{nz}$  – кінетична енергія порції газу в ДП. Визначимо кінетичні енергії названих ланок системи.

Кінетична енергія дзвону

$$E_{dз} = \frac{1}{2} m_{dз} (v_r + v_e)^2, \quad (4)$$

де  $m_{dз}$  – маса дзвону;  $v_r$  та  $v_e$  – відносна та переносна його швидкості;  $(v_r + v_e)$  – абсолютна швидкість дзвону.

Кінетична енергія газу під дзвоном

$$E_z = \frac{1}{2} V \rho_z v_e^2 = \frac{1}{8} \pi d^2 \rho_z y_e v_e^2, \quad (5)$$

де  $V$  – його об'єм,  $d$  – внутрішній діаметр дзвону,  $\rho_z$  – густина газу.

Кінетичну енергію замкової рідини витіснювача можна визначити так:

$$E_{зр} = \frac{1}{2} V_{зр} \rho_{зр} v_r^2, \quad (6)$$

де  $V_{зр}$  – об'єм замкової рідини,  $\rho_{зр}$  – її густина.

Вважаючи, що в переміщенні приймає участь та частина рідини у витіснювачі, яка безпосередньо контактує зі стінками дзвону, що занурюється, і користуючись позначеннями рис. 1, рівняння (6) після деяких перетворень можемо записати у такому вигляді:

$$E_{зр} = \frac{\pi \rho_{зр}}{8} (C_1 + C_2 (y_e + y_r) + C_3 y_r) \cdot v_r^2, \quad (7)$$

де  $C_1$ ,  $C_2$  і  $C_3$  – коефіцієнти, що визначаються геометричними розмірами об'єму піддзвонового простору. Детальніше вони описані в роботі [11].

Енергія потоку газу в трубопроводі між мірником і ДП, виходячи з рівності добутків площі перетину дзвону на швидкість його руху та площі перетину трубопроводу на швидкість руху газу в ньому, може бути знайдена так:

$$E_{ном} = \frac{1}{8} \frac{\pi d^4 l_{мп}}{d_{мп}^2} \xi \cdot \rho_z \cdot v_e^2, \quad (8)$$

де  $d_{мп}$  – діаметр трубопроводу,  $l_{мп}$  – його довжина,  $\xi$  – коефіцієнт задавача витрати ( $\xi = 1$  для максимальної витрати,  $\xi = 0,5$  для витрати, що дорівнює 50% від номінального значення і т. д.).

Кінетична енергія обертових елементів лічильника в загальному вигляді може бути визначеною так:

$$E_{oe} = \frac{1}{2} I_{np} \omega^2, \quad (9)$$

де  $I_{np}$  – приведений момент інерції двох роторів ДП,  $\omega$  – їх кутова швидкість. Приймаючи, що  $I_{np} = \frac{3}{32} (m_p D_p^2)$  [7], де  $m_p$  – маса ротора а  $D_p$  – його діаметр, і, визначивши кутову швидкість як

$$\omega = \frac{\pi}{l_p} \left( \frac{d}{D_p} \right)^2 v_e = b \cdot v_e, \quad \text{формулу (9) перепишемо}$$

так:

$$E_{oe} = \frac{3}{64} m_p \left( \frac{\pi d^2}{D_p} \right)^2 v_e^2. \quad (10)$$

Для порції газу в ДП можна записати:

$$E_{nz} = I_{nz} \omega^2, \quad (11)$$

де  $I_{nz} = I_c + m_{nz} k_{oc}^2$  – момент інерції порції газу в ДП відносно осі обертання ротора (т. О, див. рис. 1);  $I_c$  – момент інерції порції газу відносно центра її мас (т. С);  $m_{nz}$  – маса порції газу;  $k_{oc}$  – відстань між віссю обертання роторів (т. О) і центром мас порції газу (т. С).

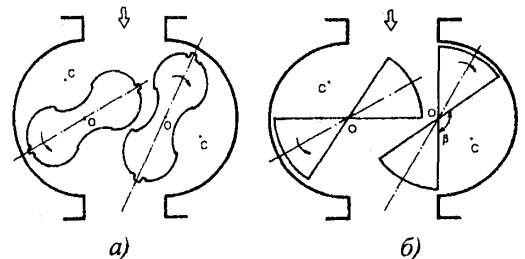


Рис. 1. Реальна (а) та спрощена (б) схеми роторного перетворювача витрати

Прийнявши  $k_{oc} = D_p/4$  і виразивши момент  $I_c$  як

$$I_c = \frac{m_{nz} D_p^2}{8\pi} \beta, \quad (12)$$

перепишемо (14) у вигляді:

$$E_{nz} = m_{nz} \left( \frac{D_p^2}{8\pi} \beta + k_{oc}^2 \right) (bv_e)^2, \quad (13)$$

де  $m_{nz} = \frac{D_p^2 l_p}{8} \rho_e \beta$ .

Вводячи відповідні позначення для постійних величин при диференціюванні, рівняння кінетичної енергії запишемо у такому вигляді

$$E_k = \frac{1}{2} A_1 (v_r + v_e)^2 + A_2 y_e v_e^2 + (A_3 + A_4(y_r + y_e) + A_5 y_r) v_r^2 + A_6 v_e^2 + A_7 v_e^2 + A_8 v_e^2, \quad (14)$$

де  $A_1 = m_{\partial z}$ ;  $A_2 = \frac{1}{8} \pi d^2 \rho_e$ ;  $A_3 = \frac{1}{8} \pi \rho_{zp} C_1$ ;

$A_4 = \frac{1}{8} \pi \rho_{zp} C_2$ ;  $A_5 = \frac{1}{8} \pi \rho_{zp} C_3$ ;

$A_6 = \frac{1}{8} \frac{\pi d^4 l_{mp}}{d_{mp}^2} \xi \rho_e$ ;  $A_7 = \frac{3}{64} m_p \left( \frac{\pi d^2}{D_p} \right)^2$ ;

$A_8 = m_{nz} b^2 \left( \frac{D_p^2}{8\pi} \beta + k_{oc}^2 \right)$ .

Продиференціювавши отримане рівняння (14) по відносній та переносній швидкостях, в часі, а також по відносній та переносній координатах, після нескладних математичних перетворень і групування членів розпишемо ліві частини обидвох рівнянь системи (2) у вигляді:

$$\begin{cases} a_r (A_1 + A_3 + A_4(y_e + y_r) + A_5 y_r) + \\ + A_1 a_e - A_4 v_e v_r = Q_{y_r}; \\ a_e (A_1 + A_2 y_e + A_6 + A_7 + A_8) + \\ + A_1 a_r - A_4 v_r^2 = Q_{y_e}, \end{cases} \quad (15)$$

де  $a_r$  і  $a_e$  – відповідно відносно і переносне прискорення дзвону.

Тепер визначимо узагальнені сили  $Q_{y_r}$  та  $Q_{y_e}$  в правій частині рівнянь системи (15). В загальному вигляді для  $Q_{y_r}$  можна записати [10]:

$$Q_{y_r} = \frac{\sum \delta A_{y_r}^E}{\delta y_r}, \quad (16)$$

де  $\sum \delta A_{y_r}^E$  – сума елементарних робіт всіх зовніш-

ніх сил по відносній координаті  $y_r$ ;  $\delta y_r$  – зміна відносної координати.

Розписавши суму елементарних робіт, отримаємо, що

$$Q_{y_r} = \frac{1}{\delta y_r} (G_{\partial z} \delta y_r - F_{on} \delta y_r - F_{nm} \delta y_r + M_{ob} \delta \varphi_r - F_n \delta y_r) = G_{\partial z} - F_{on} - F_{nm} + bM_{ob} - F_n, \quad (17)$$

де  $G_{\partial z} = m_{\partial z} g$  – вага дзвону;  $F_{on}$  – сила опору замкової рідини рухові дзвону;  $F_{nm}$  – сила, обумовлена дією тиску на дно дзвону;  $M_{ob}$  – приведений обертовий момент на двох роторах;  $F_n$  – узагальнена сила, обумовлена потенційною енергією стиснутого повітря під дзвоном.

Сила  $F_{on}$  опору замкової рідини рухові дзвону може бути знайдена [5] як сума сил опору  $F_l$  та  $F_b$ , що діють відповідно на торець та на бокову поверхню стінки:

$$F_{on} = F_l + F_b = 2\pi \bar{R}_{\partial z} \mu_p \times \left[ \frac{3N}{(H_{вит} - H_{зан} - (y_e + y_r))^3} - 2M(y_e + y_r + H_{зан}) \right] \times (v_e + v_r), \quad (18)$$

де  $\bar{R}_{\partial z} = (D + d)/4$  – середній радіус дзвону,  $\mu_p$  – динамічна в'язкість замкової рідини;  $D$  – зовнішній діаметр дзвону;  $H_{вит}$  – висота витиснювача;  $H_{зан}$  – глибина занурення дзвону;  $N$  і  $M$  – постійні коефіцієнти, що визначаються геометричними розмірами об'єму піддзвонового простору. Детальніше вони описані в роботі [11].

Сила  $F_{nm}$  обумовлена дією тиску  $P$  на дно дзвону і визначається так:

$$F_{nm} = P \frac{\pi d^2}{4}. \quad (19)$$

Обертовий момент  $M_{ob}$  на обидвох роторах ДП можна визначити за формулою [12]:

$$M_{ob} = \frac{1}{8} l_p D_p^2 \cdot (P_1 - P_6), \quad (20)$$

де  $l_p$  – довжина ротора,  $D_p$  – його діаметр,  $P_1$  – тиск перед лічильником,  $P_6$  – атмосферний тиск.

Узагальнена сила  $F_n$ , яка обумовлена потенційною енергією стиснутого повітря під дзвоном, чинить опір коливанням дзвону відносно  $y_r$  і діє в напрямку, протилежному його переміщенню, тому у формулі (17) записується зі знаком "мінус". Визначимо її, умовно замінивши стовп повітря під дзвоном на стискувану пружину з коефіцієнтом пружності  $c_{np}$ , значення протидіючого зусилля якої  $F_n$  можна визначити за формулою:

$$F_n = c_{np} y_r. \quad (21)$$

З достатньою для практики точністю можна прийняти для розрахунків значення  $c_{np}$ , отримані в роботі [7] для установок дзвоного типу:  $c_{np \text{ пов}} = 34163 \text{ Н/м}$ ;  $c_{np \text{ газ}} = 33138 \text{ Н/м}$ .

Узагальнену силу  $Q_{y_e}$  по аналогії з  $Q_{y_r}$  визначимо так:

$$Q_{y_r} = G_{\text{оз}} + G_z + b M_{\text{об}} - \left[ F_{\text{он}} + F_{\text{nm}} + b \left( M_1 + M_2 + M_3 + \frac{M_4}{i_{\text{лнч}}} + M_5 \right) \right]. \quad (22)$$

Тут  $G_z = \frac{\pi d^2}{4} g \rho_z \cdot y_e$  – вага газу під дзвоном;  $M_1$  – момент сил аеродинамічного опору обертання роторів;  $M_2$  – момент сил тертя в підшипниках,  $M_3$  – момент сил тертя в шестернях;  $M_4$  – момент сил опору лічильного механізму приладу;  $M_5$  – момент опору, викликаний розпиленням мастила;  $i_{\text{лнч}}$  – передаточне число лічильника.

Коефіцієнт  $b$  можна знайти з умови [13]:

$$\delta \varphi_e = \frac{\pi}{l_p} \left( \frac{d}{D_p} \right)^2 \cdot \delta y_e = b \cdot \delta y_e. \quad (23)$$

Момент  $M_1$  сил аеродинамічного опору обертання роторів можна знайти як суму моментів сил тертя в щілині між гребенями роторів і циліндричною поверхнею камери, в торцевих щілинах ротора, в щілині між роторами, а також моменту сил опору, викликаних інерцією газу [12]. З врахуванням вищезазначеного, вираз для визначення моменту  $M_1$  запишеться у такому вигляді:

$$M_1 = \frac{D_p^2 \pi}{2} \cdot \rho_z \eta_z \cdot \left( \frac{s_{zp}}{\delta_{zp}} + \frac{s_m}{\delta_m} \right) \cdot \omega + 0,0305 D_p^2 l_p \rho_z \omega^2, \quad (24)$$

де  $s_{zp}$  – площа гребеня ротора;  $\delta_{zp}$  – розмір щілини між гребенями роторів і вимірювальною камерою ДП;  $s_m$  – площа половини січення ротора;  $\delta_m$  – розмір торцевої щілини;  $\eta_z$  – кінематична в'язкість газу; 0,0305 – емпіричний коефіцієнт з розмірністю  $\text{м}^2$ , визначений експериментально [13].

Відомо [14], що втрати перепаду тиску на компенсацію сил тертя в підшипниках, шестернях, сальнику, лічильному механізмі ДП і на розпилювання масла в ньому складають всього 10...15% загальних втрат, тому вираз (22) може бути записаний так:

$$Q_{y_r} = G_{\text{оз}} + G_z + b M_{\text{об}} - 1,15 (F_{\text{он}} + F_{\text{nm}} + b M_1). \quad (25)$$

Тепер, об'єднавши (25) з попередніми формулами та увівши відповідні позначення постійних

величин, перепишемо систему (2) у вигляді:

$$\begin{cases} a_r (A_1 + A_3 + A_4 (y_e + y_r) + A_5 y_r) + \\ + A_1 a_e - A_4 v_e v_r = B_0 + B_1 (P - P_6) - \\ - \left[ \frac{B_2}{(B_3 - (y_e + y_r))^3} - B_4 (y_e + y_r) - B_5 \right] \times \\ \times (v_e + v_r) - B_6 - c_{np} y_r, \\ a_e (A_1 + A_2 y_e + A_6 + A_7 + A_8) + A_1 a_r - A_4 v_r^2 = \\ = B_0 + B_1 (P - P_6) + B_7 y_e - 1,15 \times \\ \times \left\{ \left[ \frac{B_2}{(B_3 - (y_e + y_r))^3} - B_4 (y_e + y_r) - B_5 \right] \times \right. \\ \left. \times (v_e + v_r) + B_6 + B_8 v_e + B_9 v_e^2 \right\} \end{cases} \quad (26)$$

Тут  $B_0 = m_{\text{оз}} \cdot g$ ;  $B_1 = b (l_p D_p^2) / 8$ ;  $B_2 = 6 N \pi \bar{R}_{\text{оз}} \mu_p$ ;

$B_3 = H_{\text{внт}} - H_{\text{зан}}$ ;  $B_4 = 4 M \pi \bar{R}_{\text{оз}} \mu_p$ ;

$B_5 = 4 \pi \bar{R}_{\text{оз}} \mu_p H_{\text{зан}} M$ ;  $B_6 = (P - P_6) \frac{\pi d^2}{4}$ ;

$B_7 = g \rho_z \frac{\pi d^2}{4}$ ;  $B_8 = \frac{D_p^2 b^2 \pi}{4} \cdot \rho_z \eta_z \cdot \left( \frac{s_{zp}}{\delta_{zp}} + \frac{s_m}{\delta_m} \right) \cdot \omega$ ;

$B_9 = 0,0305 l_p D_p^2 \rho \omega^2$ .

Рівняння (26) – це основні рівняння математичної моделі вимірювального процесу ДВУ і фактично замінюють рівняння, яке описувало механічні коливання системи в існуючих математичних моделях. Для повної характеристики термогазодинамічних процесів установки математичну модель слід доповнити рівняннями, що характеризують процес зміни тиску і температури газу під дзвоном та після ДП, а також рівнянням масової витрати газу у вихідному трубопроводі.

Рівняння зміни тиску газу під дзвоном можна вивести, скориставшись рівнянням балансу енергії змінного об'єму газу в системі [15], рівнянням для визначення кількості тепла, що втрачається при теплообміні [16] та рівнянням стану газу в диференціальній формі [17]. Для нашого випадку це рівняння після деяких математичних перетворень запишеться у вигляді:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{1}{S_{\text{оз}} y_e} [P S_{\text{оз}} k \frac{dy_e}{dt} - k R T Q_m + \frac{\alpha_0 (1-k) P}{R} \times \\ \times (S_{\text{оз}} + \pi D (y_{e \text{ max}} - y_e)) \cdot \left( 1 - \frac{T_c}{T} \right)], \quad (27)$$

де  $P$  – тиск газу під дзвоном;  $k = c_p / c_v$  – показник адіабати;  $c_p$  і  $c_v$  – теплоємності газу при постійних тиску і температурі;  $R = c_p - c_v$  – газова постійна;  $Q_m$  – масова витрата газу у вихідному трубопроводі,  $\alpha_0$  – коефіцієнт теплопередачі газу;  $y_e \max$  – максимальне значення координати  $y_e$  дзвону, що відповідає його крайньому верхньому положенню;  $T_c$  – температура стінки дзвону;  $T$  – температура газу під дзвоном.

Рівняння зміни температури газу під дзвоном виведемо, скориставшись рівнянням стану газу в диференціальній формі [17]. Після деяких перетворень можемо записати, що

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{PS_{03}y_e} \left[ TS_{03}y_e \frac{dP}{dt} + RT^2 Q_m - TPS_{03} \frac{dy_e}{dt} \right]. \quad (28)$$

Масова витрата газу  $Q_m$  у вихідному трубопроводі в рівняннях (27) та (28) може бути описана [18] формулою:

$$Q_m = \mu S_{mp} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{P^2}{RT} \left[ \left( \frac{P_1}{P} \right)^{2/k} - \left( \frac{P_1}{P} \right)^{k+1/k} \right]}. \quad (29)$$

Для зміни тиску газу після ДП згідно [19] можна записати такий вираз в диференціальній формі:

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{1}{2P_1} \left( 2P \frac{dP}{dt} - H \times \left[ \left( \frac{dy_e}{dt} \right)^2 \frac{dT}{dt} + 2T \frac{dy_e}{dt} \cdot \frac{d^2 y_e}{dt^2} \right] \right), \quad (30)$$

де  $l_{mp}$  та  $d_{mp}$  – довжина та внутрішній діаметр трубопроводу;  $H = c_{np} R T_1 \frac{l_{mp}}{d_{mp}^2} \mu \rho_2^2 d^4$ .

Приймаючи течію газу в трубопроводі адіабатичною, зміну температури газу після ДП згідно з [17] можемо визначити з такого виразу:

$$T_1 = T \frac{1 - G_1 \left[ G_2 \left( \frac{dy_e}{dt} + \frac{dy_r}{dt} + G_3 \frac{y_e}{P} \frac{dP}{dt} \right) \right]^2}{1 - G_1 \left[ G_2 \left( \frac{dy_e}{dt} + \frac{dy_r}{dt} + G_3 \frac{y_e}{P} \frac{dP_1}{dt} \right) \right]^2}, \quad (31)$$

де  $G_1 = \frac{k-1}{k+1}$ ;  $G_2 = \frac{S_{03}}{S_{mp} c}$ ;  $G_3 = \frac{1}{k}$ .

Таким чином, система рівнянь (26) і (28)–(32) буде представляти собою математичну модель вимірювального процесу дзвонової витратовимірювальної установки.

Одержана математична модель достатньо повно описує як механічні процеси в установці, так і

термогазодинамічні. Вона в повному обсязі враховує вплив на вимірювальний процес таких факторів, як рух дзвону та переміщення маси замкової рідини у витіснювачі, зміну температури і тиску газу під дзвоном та перед досліджуванним приладом, зміну масової витрати, а також дозволяє встановити чіткий зв'язок між зміною параметрів дзвонової мірника установки та досліджуваного приладу через параметри робочого середовища. Розроблена математична модель вперше дає змогу аналітично дослідити вплив на вимірювальний процес ДВУ зміни фізико-хімічних характеристик робочого середовища.

1. Kee D. F. *Fundamentals of Bell Proving. Calibration and Operation.* – W. Va. Univ. Eng. Exp. Stat. Bull. – 1971, № 105. – P. 57-65. 2. Pump H., Mahr P. *Standards For Callibration of Gas Flowmeters* // Bull. Organic. Int. Metrol. Leg. – 1987, № 107. – P. 3-20. 3. Бродин И. С., Бродин З. М., Середюк О. Е. *Новые колокольные поверочные системы для испытаний расходомеров газа.* – Тезисы докладов VI Всесоюзной научно-технической конференции «Развитие систем метрологического обеспечения измерений расхода и количества веществ» – ВНИИР, Казань. – 1997. – С. 87-88. 4. Бродин И. С. *Метрологическое обеспечение расходоизмерительной техники.* – Совершенствование средств измерения расхода жидкости, газа и пара / Материалы научно-технической конференции. – Санкт-Петербург.: ЛДНТП. – 1992. – 126 с. 5. *Исследования колокольного мерника в качестве источника стабильного расхода газа* / И. С. Бродин, С. А. Чеховский, В. В. Иванченко. – “Измерительная техника”. – 1976, №5. – С. 29-31. 6. Бродин И. С., Чеховский С. А. *Термогазодинамическое моделирование измерительного процесса объемно-динамических систем точного воспроизведения и измерения расхода газа.* – Pomiarу i modele procesuw w technice cieplnej i mechanicznej plynnyw // Prace Naukowe Politechniki Wroclawskiej, Seria: Konferencje. – Wroclaw. – 1977. – S. 187-197. 7. Бродин И. С. *Разработка, создание и исследование образцовой быстродействующей автоматической газомерной установки АГМУ-0,4 на расход до 0,4 м3/с: Дисс... канд. техн. наук.* – Иванов-Франковск, 1964. – 166 с. 8. *Measurement of large gas flows/Рекламний проспект Інституту Метрології Нідерландів.* – 2000. – 8 p. 9. Peter F.M. Jongerius, Mijndert P. Van Der Beek, Jos G.M. Van Der Grinten *Calibration facilities for industrial gas flow meters in The Netherlands – Flow Meas. Instrum., Vol. 4, No 2.* – 1993. – p. 77-84. 10. А. Я. Яблонский. *Курс теоретической механики. Ч. II.* – М., Высшая школа. – 1984. – 423 с. 11. Бродин Ю. И. *Двудзвонная установка відтворення та вимірювання об'єму газу для повірки лічильників газу*// Дис. канд. техн. наук. – Львів, 2002.

- 220 с. 12. Бродин И. С. Динамические свойства ротационных счетчиков количества газа / В книге "Разведка и разработка полезных ископаемых". – Изд. "Карпати", Ужгород. – 1970. – С. 128-135. 13. Феденчук Д. И. Исследования преобразователей расхода газа с вращающимися неуплотненными разделителями и разработка на их основе роторной расходоизмерительной установки повышенной точности: Дисс... канд. техн. наук. – Ивано-Франковск, 1982. – 146 с. 14. Черников П. П. Современные промышленные счетчики газа. // Теплоэлектрические приборы, вып. III. – 1954. – 235 с. 15. Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. Динамика пневматических приводов машин-автоматов. – М.: Машиностроение. – 1964. – 235 с. 16. Подчуфаров Б. М. Некоторые вопросы теории пневматических сервомеханизмов при учете теплообмена. // "Машиностроение". – М.: Изд. ВУЗов. – 1964. – № 6. – С. 44-49. 17. Абрамович Г. И. Прикладная газовая динамика. – М.: Изд. "Наука". – 1969. – 824 с. 18. Литвин А. М. Техническая термодинамика-М.:Госэнергоиздат.-1972.-387 с. 19. Бродин И. С. Теория, принципы построения и внедрение испытательных расходоизмерительных комплексов для технического и метрологического обеспечения измерений расхода газа: Дисс... д-ра техн. наук. –Ивано-Франковск, 1992. – 443 с.