

Покращення якості лічильників гарячої води // *Вимірювальна техніка та метрологія*. - 2003 - №62. - С. 101 - 104. 3. Засименко В.М., Яцук В.О. Якісна оцінка метрологічних характеристик температурних каналів індивідуальних теплолічильників // *Вісник НУ "ЛП"; "Автоматика, вимірювання та керування"*. - № 445, 2002. - С. 155-160. 4. Золотавкін В.М., Качачій В.В. Структурні методи підвищення ефективності теплопостачання житлових будинків. // *Матеріали 6 міжнар. конф. КУСС-2001, Вінниця*. - 2001. - Т. 2. - С. 70-74. 5. J. Lukaszewicz. Ogrzewanie, nawilżanie, jonizacja powietrza i rozliczanie kosztów ciepła // *Materiały konferencyjne „Problemy jakościowe, energetyczne i eksploatacyjne w maszynach cieplnych”*, 19-20 września 2002, Bydgoszcz, Polska. - S. 179-189. 6. Лозбін В., Столярчук П., Засименко В., Плавинська Т., Яцук В. Методика оцінки індивідуальної витрати теплової енергії для житлових приміщень при традиційних системах теплопостачання // *Тези 3-ої міжнарод. наук.-практич. конференції "Сучасні інформаційні та енергозберігаючі технології життєзабезпечення людини (СИЕТ-98)"*. - Київ. - 1998. - Вип.3. - С. 56-58. 7. Лозбін В.І., Столярчук П.Г., Засименко В.М., Яцук В.О., Плавинська Т.О. Теплотехнічні аспекти обліку витрат теплової енергії індивідуальними споживачами // *Вісник ДУ "Львівська політехніка"*. - Теплоенергетика. Інженерія доквілля. Автоматизація. - Вип. 365. - 1999. - С. 88-91. 8. Спосіб визначення спожитої теплової енергії на опалення: Патент України 32611, МКВ G01K17/06. / Засименко В.М., Лозбін В.І., Столярчук П.Г., Яцук В.О. - №98105782; Заявлено 30.10.1998; Опубл. 15.02.2001, Бюл.№1. - 2 с. 9. Столярчук П., Яцук В., Здеб В. Структурно-алгоритмічні методи підвищення точності багатоканальних приладів з використанням кодокерованих мір // *Матеріали VI міжнар. конф. "Контроль і управління в складних технічних системах (КУСС-2001)"*. Вінниця. - 2001. - Том 2. - С. 190-195. 10. Здеб В.Б., Столярчук П.Г., Яцук В.О. Багатоканальна система вимірювання температури // *Збірник наук. праць "Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах"*. - Вип. №9, Т. 1. - Хмельницький, 2002. - С. 26-29. 11. Столярчук П.Г., Яцук В.О. Впровадження нових методів і засобів для обліку і регулювання спожитої теплової енергії індивідуальними споживачами // *Каталог інвестиційних проектів*. - Львів, 2002. - С. 198-199. 12. Рішення на видачу патенту на винахід по заявці 2003021049 / Пристрій обліку спожитої теплової енергії на опалення // Здеб В.Б., Столярчук П.Г., Яцук В.О., Лозбін В.І., Яцук Ю.В. - Бюл. №8. - 2004. - С. 2-29. 13. Гутников В.С. Применение операционных усилителей в измерительной технике. - Л.: Энергия, 1975. -118 с.

УДК 681.121.089.8

ДІАПАЗОН ВІДТВОРЕННЯ ВИТРАТИ ГАЗУ РОБОЧИМИ ЕТАЛОНАМИ ОБ'ЄМУ ДЗВОНОВОГО ТИПУ

© Воциньський В.С., Андрук О.В., 2005

Спеціальне конструкторське бюро засобів автоматизації, м.Івано-Франківськ

Проведено дослідження діапазону відтворення витрати газу робочими еталонами об'єму дзвонового типу. Отримані математичні залежності, за допомогою яких можна визначити максимальне і мінімальне значення меж витрати газу для конкретних робочих еталонів дзвонового типу. Експериментальні дослідження виконані на робочому еталоні об'єму типу РЕОВГ-02

Робочі еталони об'єму газу дзвонового типу відносяться до найбільш точних засобів відтворення об'єму і витрати газу. Підтвердженням цього є результати дослідження метрологічних характеристик державного еталона об'єму газу [1], дискретно-динамічних установок дзвонового типу [2], а також еталонна база вимірювання об'єму та витрати газу США і Німеччини [3]. Робочий еталон об'єму газу дзвонового типу РЕОВГ-02 [4] створений для забезпечення повірки лічильників

об'єму газу в діапазоні відтворення витрат від 0,016 до 40 м³/год. Державний еталон об'єму газу [1] забезпечує відтворення витрат газу від 4 до 160 м³/год. Виникає питання: Які ж практичні межі відтворення витрати газу може забезпечити та чи інша конструкція робочого еталона об'єму газу дзвонового типу?

Автори ставлять задачу провести дослідження меж відтворення і вимірювання витрати газу в робочих еталонах в залежності від їх

конструктивних особливостей.

Найбільш сучасні схеми робочих еталонів об'єму газу описані раніше [5,6]. Використаємо для розв'язання поставленої задачі структурну схему робочого еталона об'єму газу, яка зображена на рис. 1. На цій схемі дзвін 1, який занурений в рідину, що знаходиться в ємності 2, і шків циліндричного профілю 3 з'єднані тросом 4 через направляючий шків 5, а протизага 6 і шків змінного профілю 7 з'єднані тросом 8. Крім того, шкиви 3 і 7 з'єднані жорстко валом 9. В початковий момент (положення "старт") дзвін 1 занурений в рідину на величину H , а при витісненні контрольного об'єму (положення "стоп") - на величину $H+L$. Поставлену задачу автори вирішують враховуючи кінетичну енергію рухомої системи (дзвону, протизаги, шківів), а також швидкість переміщення повітря із піддзвонного простору через трубопровід, лічильники газу і регулятор витрати газу. Такий підхід дозволяє отримати залежність відтворення витрати газу з урахуванням конструктивних особливостей робочого еталона об'єму газу.

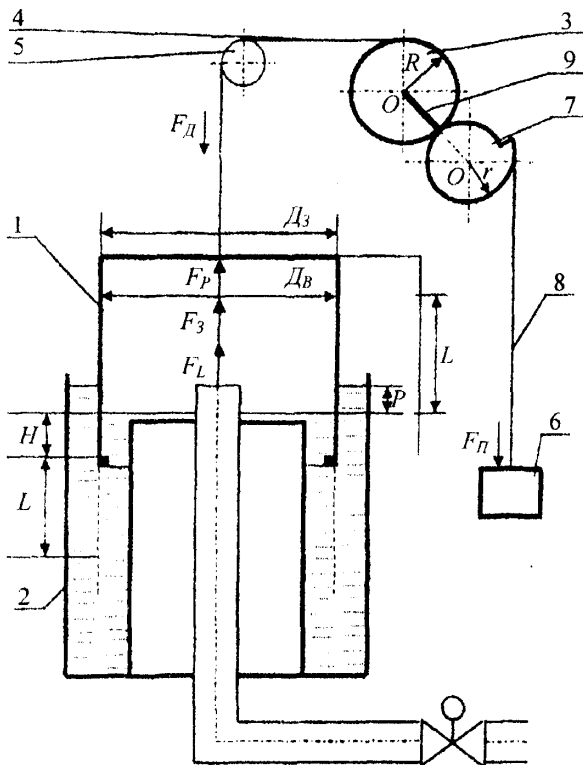


Рис. 1. Структурна схема робочого еталона об'єму газу дзвонного типу

Застосуємо теорему про зміну кінетичної енергії [7], прийнявши до уваги, що в початковий момент система знаходиться у спокої, а кінетична енергія і сумарна робота внутрішніх сил абсолютно жорсткої системи дорівнює нулю, тобто

$$T = \sum A_j, \quad (1)$$

де $\sum A_j$ - сума робіт зовнішніх сил, $j=1...4$; T - кінетична енергія в кінцевому положенні, яка визначається так:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4, \quad (2)$$

де T_1, T_2, T_3, T_4 - кінетична енергія дзвона, шківів 3 і 7, шківів 5 і протизаги відповідно.

Кожна складова кінетичної енергії рухомої системи визначається за відомими виразами, а саме:

$$T_1 = m_d \cdot \mathcal{G}_d^2 / 2; \quad T_2 = I_2 \mathcal{G}_d^2 / 2;$$

$$T_3 = I_3 \cdot \mathcal{G}_d^2 / 2; \quad T_4 = m_n \cdot \mathcal{G}_n^2 / 2,$$

де $\mathcal{G}_d, \mathcal{G}_n$ - швидкість дзвона і протизаги; m_d, m_n - маса дзвона і протизаги; I_2, I_3 - моменти шківів 5 та шківів 3 і 7.

Моменти інерції шківів визначаються за формулами: $I_2 = m_2 \cdot i_2^2$; $I_3 = m_3 \cdot i_3^2$, де m_2, m_3 - маса шківів 5 і шківів 3 і 7; i_2, i_3 - радіуси інерції шківів 5 та шківів 3 і 7.

Враховуємо, що швидкість протизаги і дзвона зв'язані співвідношення $\mathcal{G}_n = r \cdot \mathcal{G}_d / R$ і підставимо значення T_j в (2), в результаті чого отримаємо, що

$$T = \left[m_d + m_n \cdot \frac{r^2}{R^2} + m_2 i_2^2 + m_3 \cdot i_3^2 \right] \frac{\mathcal{G}_d^2}{2}. \quad (3)$$

Сума робіт зовнішніх сил в заданому переміщенні дзвона L буде такою:

$$A_j = [F_d - F_n - F_L - F_p] L, \quad (4)$$

де F_d - сила, викликана масою дзвона m_d ; F_n - виштовхувальна сила, яка викликана постійно зануреною частиною дзвона на глибину H в його стартовому положенні; F_L - виштовхувальна сила, яка виникає в процесі занурення (переміщення) дзвону в розділювач на робочу довжину L ; F_p - сила, викликана тиском повітря P під дзвоном в процесі повірки лічильників газу; r - радіус шківів із змінним профілем.

Кожну із вказаних величин можна визначити за відомими формулами:

$$F_d = m_d \cdot g; \quad (5)$$

$$F_n = \frac{\pi \cdot \rho \cdot g \cdot H}{4} (D_3^2 - D_b^2); \quad (6)$$

$$F_L = \frac{\pi \cdot \rho \cdot g \cdot L}{4} (D_3^2 - D_b^2); \quad (7)$$

$$F_p = \frac{\pi \cdot D_b^2}{4} P, \quad (8)$$

де g - прискорення вільного падіння, ρ - густина розділювача, D_3 і D_b - зовнішній та внутрішній діаметр дзвона.

Робота, яка виконана противагою, буде такою:

$$A_4 = -m_n \cdot g \cdot L. \quad (9)$$

Просумуємо рівняння (4) і (9) і отримаємо суму робіт зовнішніх сил:

$$\sum A_i = \left[m_d g - \frac{\pi \cdot \rho g (H + L)}{4} \times \right. \\ \left. \times (D_3^2 - D_B^2) - \frac{\pi D_B^2}{4} P - m_n g \right] L. \quad (10)$$

Враховуючи вирази (3) і (10) і підставляючи їх в рівняння (1), визначимо швидкість переміщення дзвона в залежності від енергії мас рухомих частин системи:

$$g_d^2 = \frac{2gL \left[m_d - \frac{\pi \cdot \rho}{4} (H+L)(D_3^2 - D_B^2) - \frac{\pi \cdot D_B^2}{4g} \cdot P_1 - m_n \right]}{\left(m_d + m_n \frac{r^2}{R^2} + m_2 i_2^2 + m_3 i_3^2 \right)}. \quad (11)$$

Швидкість переміщення повітря із піддзвонового простору у вихідному трубопроводі може бути визначена так [8]:

$$g_1 = g_d \cdot \varpi_d / \varpi_1, \quad (12)$$

де ϖ_d і ϖ_1 – відповідно площа поперечного перерізу дзвона і вихідного трубопроводу.

На вихідному трубопроводі розміщені лічильники газу, які повіряються, та регулятор витрати. Всі ці елементи спричиняють опір вільному переміщенню повітря і, відповідно, змінюють витрату. Складемо рівняння Бернуллі у формі тисків [8] для двох січень вихідного трубопроводу: перше січення на вході в вихідний трубопровід, друге – на виході із регулятора витрати. Прийmemo також до уваги, що різниця п'езометричних висот незначна, відповідно, гравітаційний тиск не буде перевищувати 2 Па. Тому рівняння Бернуллі запишемо в спрощеному виді таким чином:

$$P_1 + \rho_1 g_1^2 / 2 = P_2 + \rho_2 g_2^2 / 2 + P_B \quad (13)$$

де $\rho g^2 / 2$ - динамічний тиск; P - статичний тиск; g - швидкість течії; ρ - густина повітря; P_B - втрати тиску, які визначаються за формулою

$$P_B = \sum_i^m \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho g^2}{2} + \sum_i^n \xi \frac{\rho g^2}{2}, \quad (14)$$

де \sum_i^m - сума витрат по довжині m ділянок трубопроводів; \sum_i^n - сума витрат місцевих опорів

по шляху потоку повітря; l, d - довжина і діаметр трубопроводу; λ - коефіцієнт опору в прямих ділянках трубопроводу; ξ - коефіцієнт втрат тиску в місцевому опорі. Густина повітря ρ є величиною

змінною і залежить від температури T і тиску P і визначається таким чином [9]:

$$\rho = \rho_o \frac{P \cdot T_o}{P_o \cdot T \cdot K}, \quad (15)$$

де ρ_o - густина повітря при стандартних умовах ($P_o = 1,01325 \cdot 10^5$ Па $T_o = 293,15$ К) K - коефіцієнт стискуваності.

Враховуючи вираз (12) та визначаючи витрату потоку за відомою формулою $Q_2 = g_2 \cdot \varpi_2$, розв'язок рівняння (13) буде таким:

$$Q_2 = \varpi_2 \left[\frac{2}{\rho_2} \left(\frac{\rho_1 g_d^2 \cdot g_2^2}{g_1^2} + P_1 - P_2 - P_o \right) \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (16)$$

Отриманий вираз (16) з урахуванням (11) дає змогу визначити відтворену витрату повітря Q_2 робочим еталоном в діапазоні $0 < Q < Q_{max}$. Максимальне значення витрати повітря буде при мінімальному опорі в регуляторі, тобто при $P_B = 0$, $\varpi_2 = \varpi_1$. Але для повірки лічильників газу важливим фактором є стабільний тиск під дзвоном. Максимальна відтворена витрати робочого еталона об'єму газу РЕОВГ-02 перевищує 40 м³/год. і складає 51,3 м³/год. Коливання тиску під дзвоном не перевищують 10 Па в діапазоні від 0,016 до 40 м³/год. Другим фактором, який впливає на відтворення витрати робочим еталоном, є стабільність витрати за весь період проходження контрольного об'єму. Похибка об'ємної витрати у всьому діапазоні не перевищує 0,2%. Вплив зміни температури в піддзвоновому просторі і в лічильнику газу, що повіряється, може призвести до додаткових похибок, який є третім фактором і, відповідно, також змінити відтворену витрату. З метою виключення такої складової похибок дзвін витримують в верхньому положенні не менше 120 с, після чого здійснюють повірку. При витратах, близьких до 40 м³/год., зміна температури складає соті долі градуса, а при витратах близьких до 0,016 м³/год. зміна температур за 3600 с не перевищує 0,2 °С. При цьому похибка витрати повітря не перевищує 0,2%. Відтворення мінімальної витрати робочим еталоном залежить від дискретності вихідного сигналу, який обробляється системою збору інформації. Відтворення витрати 0,016 м³/год. в робочому еталоні здійснюється з похибкою, яка не перевищує 0,23%.

В результаті проведених теоретичних і експериментальних досліджень робочого еталона об'єму газу типу РЕОВГ-02 встановлено, що максимальна відтворена витрата залежить від його конструктивних елементів, а саме: маси дзвона m_d .

маси противаги m_p , співвідношення площ поперечного перерізу вихідного трубопровода і регулятора витрати і становить $40 \text{ м}^3/\text{год}$. Мінімальне значення витрати забезпечено дискретністю вихідного сигналу, який обробляється системою збору інформації в часі і становить $0,016 \text{ м}^3/\text{год}$. Вплив інших факторів (зміна температури, зміна тиску під дзвоном) не порушує стабільного значення витрати. Похибка відтворення при цьому не перевищує $0,23 \%$ у всьому діапазоні витрат.

Запропонована методика і алгоритми можуть бути використані також для визначення меж відтворення витрати робочими еталонами об'єму газу дзвонового типу інших в порівнянні з рис. 1 конструкцій.

1. Бродин Ю.С., Петришин І.С., Безтелесний А.Г., Дикий П.І. Державний спеціальний еталон одиниць об'єму та об'ємної витрати газу // Український метрологічний журнал, №3, 1997. – С.31-34.
 2. Бродин І.С. Объемные дискретно-динамические системы метрологического обеспечения измерений объема газа // Приборы и системы управления, №8, 1978. – С.26-28. 3. Ляшенко Л.И., Панфилов Г.С.,

Шелудченко В.И. Анализ состояния эталонной базы для передачи единицы объема и объемного расхода // Вимірювання витрати та кількості газу і нафтопродуктів: Матеріали конференції. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, „Факел”, 2003. – С. 66-69.
 4. Патент № 46253А, Україна. Робочий еталон об'єму газу дзвонового типу /Воцинський В.С., Воцинський В.В., Іроденко В.В., Лука М.М. – G01F25/00, Бюлетень №5. – 2002.
 5. Воцинський В.С., Воцинський В.В. Спосіб компенсації виштовхувальної сили замкової рідини розділювача в робочих еталонах об'єму газу дзвонового типу // Методи та прилади контролю якості, №9, 2002. – С. 44-45. 6. Воцинський В.С. Робочий еталон об'єму газу дзвонового типу РЕОВГ-02 // Методи та прилади контролю якості, №7, 2001. – С. 128-129. 7. Сборник заданий для курсовых работ по теоретической механике /Под ред. А.А. Яблонского. – М.: Высшая школа, 1978. – 388с. 8. Смыслов В.В. Гидравлика и аэродинамика. – К.: Вища школа, 1979. – 336с. 9. Контроль состава и качества природного газа / Плотников В.М., Подрешетников В.А., Радкевич В.В., Тетеревайтников Л.Н. – Л.: Недра, 1983. – 192 с.