

Важливою перевагою циліндричної камери гальмування є та обставина, що повний коефіцієнт відновлення ТП в цьому випадку є нечутливим до кута атаки набігаючого потоку до  $\pm 20^\circ$ .

Камери критичної швидкості доцільно застосовувати тоді, коли вхідний процес характеризується високою нестационарністю, оскільки такі камери забезпечують зниження інерційності ТП в 1,5...2 рази порівняно з камерами гальмування.

При великих надзвукових швидкостях набігаючого потоку можна застосовувати як камери критичної швидкості, так і камери гальмування. Камери гальмування повинні мати поздовжнє обтікання потоком і для забезпечення мінімального спотворення потоку вихідні отвори повинні розміщатися як на бокових поверхнях вихідної конфузорної частини камери, так і вздовж осі камери.

1. *Vickers P.T. Proper Probes Keep Thermocouples Reading True // SAE J. – 1964, Vol.2, – №12. – P. 54–57.* 2. *Vas I. E. Flow Field Measurements Using Total Temperature Probe at Hypersonic Speeds // AIAA. – 1971. – P. 1–12.* 3. *Гухман А.А., Илюхин Н.В. Основы учения о теплообмене при течиши газа с большой скоростью. – М.: Машигиз, 1951. – 226 с.* 4. *Фединець В.О. Засади конструкторсько-технологічної оптимізації перетворювачів температури високошвидкісних газових потоків / Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка” “Автоматика, вимірювання та керування”. – 2007. – №574. – С. 111–115.* 5. *Фединець В.О. Математична модель газодинамічної підсистеми перетворювачів температури газових потоків // Тези доп. XV Міжнар. семін. метрол. “Методи і техніка перетворення сигналів при фізичних вимірюваннях”. – Львів – Ряшів, 2007. – С.21.* 6. *Moffat R.J. Gas Temperature Measurement. – В зб. “Temperature, Its Measurement and Control in Science and Industry”, Vol.III, Part 2. – N.Y.: Reinhold Publ. corp, 1962.* 7. *Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы. – М.: Энергия, 1978. – 704 с.* 8. *Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973. – 904 с.*

УДК 681.121.84

Р.М. Федоришин, Я.В. Грень, Ф.Д. Матіко

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра автоматизації теплових та хімічних процесів

## МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМАТИЧНИХ ЛІНІЙ ВИТРАТОМІРІВ ЗМІННОГО ПЕРЕПАДУ ТИСКУ

© Федоришин Р.М., Грень Я.В., Матіко Ф.Д., 2009

**Наведена математична модель імпульсних трубок та вимірювальної камери, а також результати моделювання динамічних характеристик імпульсних трубок для витратомірів змінного перепаду тиску.**

**The paper deals with dynamic characteristics of pulse tubes and measuring chamber for pressure differential flow meters. Mathematical model of pulse tubes and measuring chamber as well as results of modeling are given.**

**Постановка проблеми.** Завдяки широкому розповсюдженню витратомірів з пристроями звуження потоку, можливість вимірювання за їх допомогою пульсуючих витрат становить великий практичний інтерес. Але далеко не завжди їхнє застосування для цієї мети дає задовільні результати. Причина полягає у великій кількості джерел похибок, яка в деяких випадках може досягти неприпустимо великих значень [1]. Ознайомлення з цими джерелами допоможе встановити межі і умови застосування звужувальних пристроїв для вимірювання пульсуючих витрат. Основними джерелами додаткових похибок вимірювання витрати газу за допомогою пристроїв звуження потоку за наявності пульсацій параметрів потоку є вплив квадратичної залежності між витратою і перепадом тиску, вплив місцевого прискорення, вплив акустичних явищ, вплив сполучних трубок.

**Аналіз останніх досліджень.** Результати досліджень впливу місцевого прискорення при нестационарному потоці описано у [2], де для оцінки впливу пульсації запропоновано критерій  $(\Delta p_a Sh / \Delta p)^{-1}$ , в якому  $\Delta p_a$  – амплітуда пульсації тиску після пульсатора, а  $\Delta p$  – перепад тиску на діафрагмі. Згодом було встановлено, що доцільно вважати  $\Delta p_a$  – амплітудою пульсації тиску на діафрагмі, а  $\Delta p$  – середнім перепадом тиску на ній.

У роботах [3], [4] були одержані залежності похибок вимірювання, зумовлені інерційним членом, від числа  $Sh$  і від коефіцієнта пульсацій тиску, з яких очевидно, що похибка має від’ємне значення і зростає із збільшенням  $Sh$  і коефіцієнта пульсації.

Виконані експерименти [5] показали, що від’ємна похибка особливо значна при великому відношенні відносного діаметра отвору звужувального пристрою  $d/D$ , де  $d$  – діаметр отвору пристрою звуження і  $D$  – внутрішній діаметр вимірювального трубопроводу. Тому автор роботи [5] рекомендує для вимірювання пульсуючих витрат застосовувати малі відношення  $d/D$ , на рівні 0,25. Але в роботі [6] дано зворотню рекомендацію. Очевидно, це питання вимагає подальшого дослідження і уточнення. У новій роботі [7] одержана формула, з якої виходить, що похибка вимірювання пульсуючої витрати залежить від амплітуди пульсації  $a$  і  $a^2 Sh$ , де  $a$  – коефіцієнт витрати, і від форми пульсації. Підрахунок за цією формулою для трьох форм пульсацій (синусоїдальної, трапецеїдальної і піллоподібної) показав, що помітна похибка  $\Delta Q_{cp}/Q_{cp}$  при  $a$ , яке дорівнює 0,1; 0,2; 0,4 і 1 настає тоді, коли  $a^2 Sh$  більше 1; 0,7; 0,4 і 0,06 відповідно.

Спроби оцінити вплив місцевого прискорення тільки числом Струхала без урахування амплітуди пульсацій приводить до невизначених і неоднозначних висновків. Так, у деяких роботах рекомендується  $Sh < 0,002$ , тоді як у [2] вказується, що лише при  $Sh > 1$  виникають значні похибки. У роботі [6] на підставі роботи [8] з діафрагмою, що мала  $m = 0,39$ , вказується, що вплив нестандартності потоку виявляється лише при  $Sh > 0,02$ . Помітимо, що звичайно при  $f$  в зоні від 0,5 до 20 Гц число Струхала лежить якраз в межах від 0,002 до 1.

**Формулювання цілі статті.** Автори цієї роботи поставили за мету розробити математичну модель імпульсних трубок, що передають сигнал перепаду тиску на пристрої звуження потоку, для моделювання впливу інерційності вимірювання перепаду тиску на точність вимірювання витрати газу методом замінного перепаду тиску.

**Виклад основного матеріалу.** Сполучні трубки між звужуючим пристроєм і дифманометром можуть бути додатковим джерелом похибок при вимірюванні пульсуючих витрат через можливу нерівність опорів обох трубок, а також через можливі акустичні явища в трубках. При вимірюванні пульсуючих витрат речовина, що перебуває в сполучних трубках, безперервно переміщується в один або інший бік. Тому треба уникати в трубках нелінійних опорів. Вони спотворюють передачу перепаду тиску тим більше, чим більші несиметричні форми пульсації. Тиск в кінці трубки може виявитися і меншим, і більшим від середнього залежно від відношення частин періоду пульсації. Слід застосовувати лише повністю відкриті прямоточні клапани. Під час вимірювання пульсуючих витрат нерідко вимагається демпферувати сполучні лінії. Для цього не потрібно встановлювати на сполучних лініях комбінацію із звужень і ємностей, оскільки їх опір нелінійний і залежить від напряму руху. Краще на початку ліній від пристрою звуження потоку помістити капілярні трубки однакових діаметрів і довжини. Їхнє встановлення є доцільним ще й тому, що вони зменшують значення решти опорів, які не завжди лінійні, особливо у разі турбулентного режиму руху в них. Але довжина капілярної трубки повинна бути у декілька разів більша, ніж довжина початкової нелінійної ділянки трубки.

Акустичні явища, що виражаються в появі хвиль тиску в сполучних трубках і їх віддзеркалень від кінців останніх, можуть також бути джерелом появи додаткової похибки. Необхідно унеможливити виникнення резонансу в сполучних трубках.

Під час вимірювання витрати газу можливим запізненням виникнення перепаду тиску на пристрої звуження потоку знехтуємо. Запізнення ж в передачі імпульсу в сполучних трубках є істотним. Воно залежить від діаметра і довжини трубок і місцевих опорів (клапани, вентилі, зрівняльні і розділові судини). Із збільшенням діаметра трубок зменшується їхня інерційність, особливо різко при ламінарному режимі, але тільки доти, поки опір, розподілений по довжині трубок, не стане меншим за місцеві опори. Зазвичай діаметр імпульсних трубок (дорівнює 12 мм) при коротких трубках не створює

значного запізнення, але при довгих трубках для зниження запізнення їх діаметр доцільно збільшити. Крім запізнення, що залежить від опору трубок, треба враховувати ще й запізнення, що відбувається внаслідок кінцевої швидкості передачі імпульсу по довжині трубки.

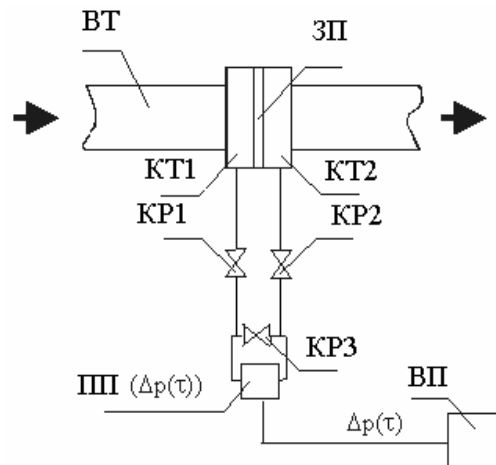


Рис. 1. Загальна схема приєднання імпульсних трубок до вимірювальної камери та вимірювального перетворювача різниці тисків

З метою визначення впливу пульсацій потоку газу в трубопроводі та динамічних характеристик камери дифманометра на виміряне значення різниці тисків газу та відповідно на виміряне значення витрати природного газу необхідно мати модель камери дифманометра та імпульсної трубки, що відводиться з вимірювального трубопроводу до дифманометра.

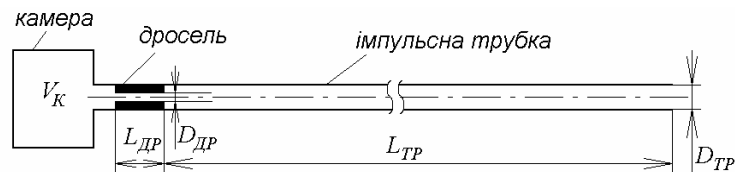


Рис. 2. Схема імпульсної трубки та камери дифманометра для отримання їх математичної моделі

Для отримання математичної моделі камери дифманометра та імпульсної трубки, що відводиться з вимірювального трубопроводу до дифманометра, застосовано такі закони та рівняння:

- рівняння масової витрати газу через імпульсну трубку до камери;
- рівняння Клапейрона-Менделєєва, яке зв'язує масу газу із тиском газу в камері ;
- другий закон Ньютона для опису руху газу через імпульсну трубку;
- рівняння Пуазейля для визначення сили, яка протидіє руху потоку газу в імпульсній трубці;
- рівняння витрати газу через ламінарний дросель.

Прийнявши припущення, що температура природного газу, об'єм камери дифманометра та молярна маса природного газу не змінюються, тобто  $T = \text{const}$ ,  $V_k = \text{const}$ ,  $M = \text{const}$ , отримано математичну модель камери дифманометра та імпульсної трубки у вигляді системи диференціальних рівнянь для ламінарного режиму в довгому трубопроводі з ламінарним дроселем, що підводяться до камери:

$$\begin{cases} \tau \frac{dQ}{dt} + Q \cdot \left(1 + \frac{K_{TP}}{K_{др}}\right) = K_{TP} \cdot \frac{(P_{ВХ} - P_K)}{\rho} \\ A \frac{dP_K}{dt} = Q \cdot \rho \end{cases}$$

На базі отриманої моделі можна записати функцію передачі камери дифманометра та імпульсної трубки каналом “тиск на вході імпульсної трубки – тиск у камері дифманометра” ( $P_{ВХ} - P_K$ ):

$$W(p) = \frac{1}{T_2^2 p^2 + T_1 p + 1}$$

Розглянемо приклад імпульсної трубки та камери дифманометра з такими параметрами:  $D_{TP}=9$  мм;  $L_{TP}=5$  м;  $D_{ДР}=4$  мм;  $L_{ДР}=20$  мм;  $V_K=0,1 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>. Для цих параметрів відповідно до розробленої моделі отримано такі значення сталих часу:  $T_2=7,3225$  мс,  $T_1=0,2760$  мс, ступінь зникання коливань  $\xi=T_2/(2T_1)=0,0188$  (модель є коливна), а резонансна частота  $f_{рез}=21,73$  Гц. Перехідний процес у камері дифманометра при стрибкоподібній зміні тиску на вході імпульсної трубки ( $P_{ВХ}$ ) від 110 до 130 кПа показаний на рис.3.

Значення сталих часу  $T_2$  і  $T_1$  для різних значень довжини та діаметра імпульсної трубки наведені у табл.1 і 2.

Залежність ступеня зникання  $\xi$  від довжини та діаметра імпульсної трубки наведена у вигляді графіка на рис. 4.

Таблиця 1

Значення сталої часу  $T_2$ , мс

$D_{TP}, \text{мм}$	$L_{TP}, \text{м}$						
	1	5	10	15	20	25	30
6	4,9121	10,9837	15,5333	19,0244	21,9674	24,5603	26,9045
9	3,2747	7,3225	10,3555	12,6829	14,6450	16,3736	17,9363
12	2,4560	5,4919	7,7667	9,5122	10,9837	12,2802	13,4522
15	1,9648	4,3935	6,2133	7,6097	8,7870	9,8241	10,7618
18	1,6374	3,6612	5,1778	6,3415	7,3225	8,1868	8,9682
21	1,4034	3,1382	4,4381	5,4355	6,2764	7,0172	7,6870

Таблиця 2

Значення сталої часу  $T_1$ , мс

$D_{TP}, \text{мм}$	$L_{TP}, \text{м}$						
	1	5	10	15	20	25	30
6	0,2791	1,2930	2,5603	3,8276	5,0949	6,3622	7,6296
9	0,0757	0,2760	0,5263	0,7767	1,0270	1,2773	1,5277
12	0,0415	0,1049	0,1841	0,2633	0,3425	0,4217	0,5009
15	0,0322	0,0581	0,0905	0,1230	0,1554	0,1879	0,2203
18	0,0288	0,0413	0,0570	0,0726	0,0882	0,1039	0,1195
21	0,0274	0,0341	0,0426	0,0510	0,0594	0,0679	0,0763

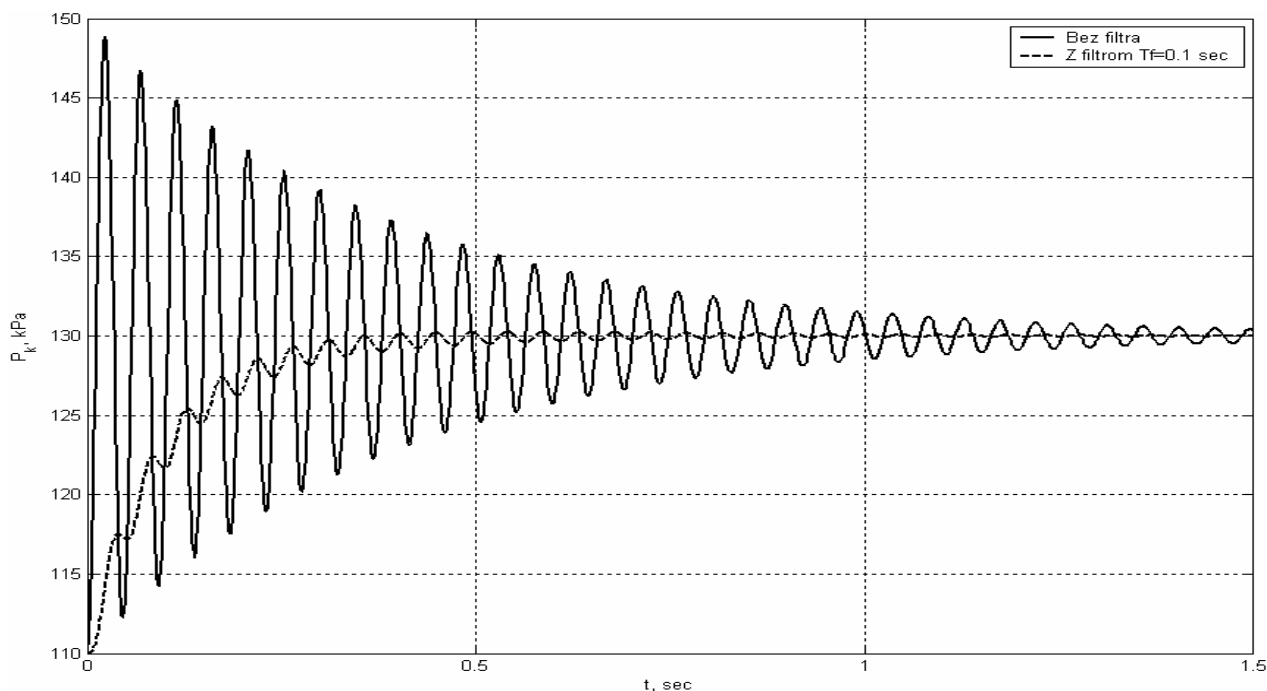


Рис. 3. Перехідний процес у камері дифманометра при стрибкоподібній зміні тиску на вході імпульсної трубки від 110 до 130 кПа (—) та сигнал на виході фільтра зі сталою часу  $T_\phi=0,1$  с (----)

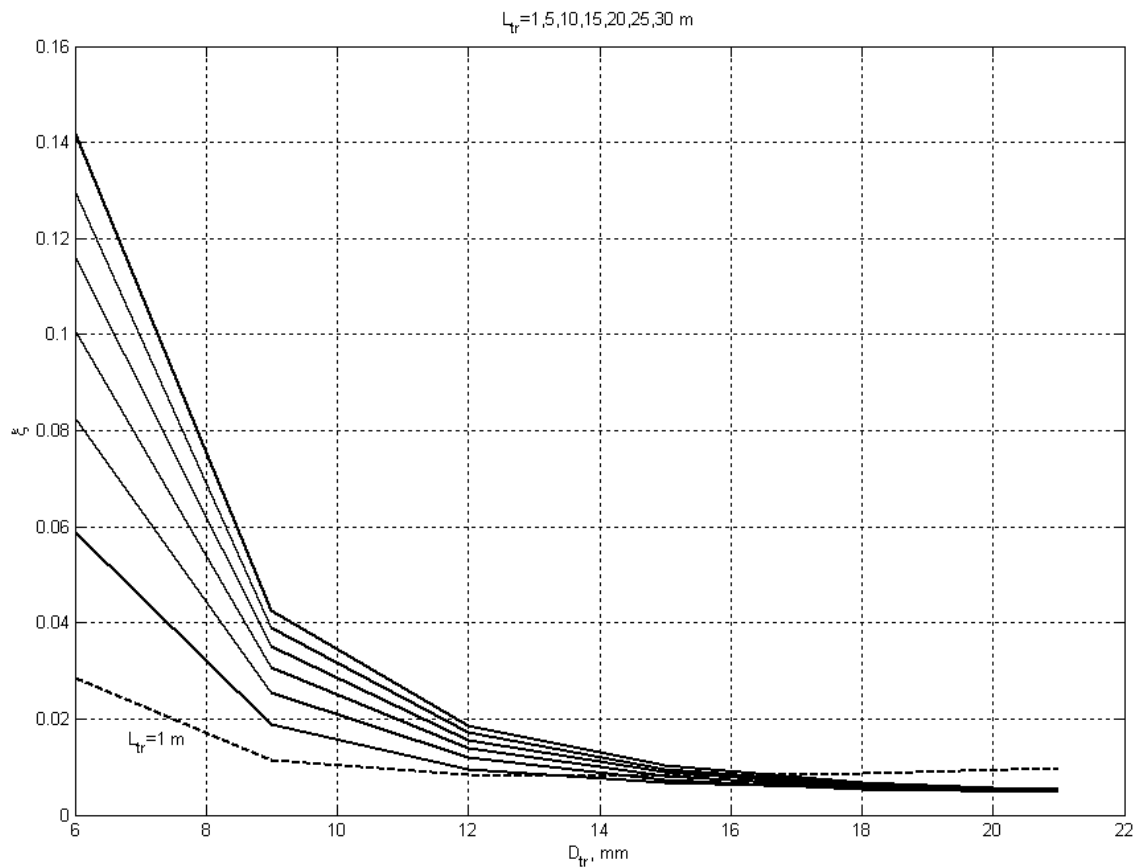


Рис. 4. Залежність ступеня зникання  $\xi$  від довжини та діаметра імпульсної трубки

Як очевидно із табл. 1 і 2, сталі часу моделі  $T_2$  і  $T_1$  зменшуються із зменшенням довжини імпульсних трубок та збільшенням їх діаметра. Зокрема, при встановленні імпульсних трубок діаметра 12 мм і більше їх фільтрувальний вплив на швидкозмінний сигнал перепаду тиску буде значно меншим від впливу імпульсних трубок меншого діаметра.

Однак із зменшенням довжини та збільшенням діаметра імпульсних трубок зростає коливальність моделі (див. рис. 4). Наприклад, для імпульсної трубки довжиною 5 м ступінь зникання коливань  $\xi = 0,017$  для діаметра 10 мм та  $\xi = 0,06$  для діаметра 6 мм. Таке зменшення коефіцієнта зникання (збільшення коливальності) при збільшенні діаметра та зменшенні довжини імпульсних трубок могло б привести до спотворення результатів вимірювання сигналів перепаду тиску та тиску. Проте наявність фільтра у вимірювальних перетворювачах частково усуває цей негативний вплив. Для прикладу, на рис. 3 наведено порівняння перехідних процесів зміни тиску у камері перетворювача без фільтрування та із застосуванням фільтра зі сталою часу 0,1 с. З рис. 3 очевидно, що застосування такого фільтра змінює характер коливного процесу та усуває значні динамічні відхилення первинного сигналу тиску.

**Висновки.** За результатами моделювання динамічних характеристик імпульсної трубки та камери дифманометра можна зробити висновок, що при збільшенні діаметра імпульсної трубки та зменшенні її довжини зменшується інерційність (сталі часу  $T_1$  і  $T_2$ ) передачі сигналу тиску через імпульсну трубку. Тому під час вимірювання витрат пульсуючих потоків методом змінного перепаду тиску рекомендується застосовувати імпульсні трубки якомога меншої довжини та більшого діаметра. Такі самі рекомендації наведені у [1], що підтверджує результати, отримані у цій роботі.

Із зменшенням довжини та збільшенням діаметра імпульсних трубок зростає коливальність моделі, що могло б привести до спотворення результатів вимірювання сигналів перепаду тиску та тиску за наявності пульсацій тиску потоку. Проте фільтрування вимірюваного сигналу у вимірювальних перетворювачах тиску та перепаду тиску частково усуває цей негативний вплив.

1. ISO/TR 3313:1998 *Measurement of fluid flow in closed conduits — Guidelines on the effects of flow pulsations on flow-measurement instruments*. 2. Кремлевский П. П. *Расходомеры и счетчики количества: Справочник. — 4-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. — 701 с.* 3. Островский Э.С. *Влияния локального ускорения на погрешность измерения пульсирующего расхода с помощью сужающих устройств // Расчет и конструирование расходомеров. Л., 1978. С. 28–30.* 4. Никитина Т.А., Сичети А.И. *Определения среднего расхода пульсирующих потоков // Гидромеханика. 1974. — Вып.27. — С. 65–70.* 5. Grimson J., Hay H. *Errors due to pulsation in orifice meters // J. of the Royal Aeronaut. Society. — 1971. — Vol.75. — № 4. — P. 284–287.* 6. Дробышева Н.А., Никифоров А.Н. *Измерение нестационарных расходов с помощью сужающих устройств // Метролог. обесп. измер. М.: ВНИИКИ, 1984. — Вып. 3. 32 с.* 7. Dobrowolski B., Kabza Z., Pospolita J. *The analysis of metrology performance of constriction flow-meters under pulsating flow-condition // The Proceedings of the X-th IMEKO World Congress. — 1985. — Vol.8. — P. 25–32.* 8. Downing P.M., Mottram R.C. *The effects of flow pulsations on orifice plate flowmeters // Fluid Flow Measur. Proc. Conf. — 1977. — P. 25–52.*

УДК 536.2.083.

І. Васильківський, Я. Юсик

Національний університет “Львівська політехніка”,

## **ВИМІРЮВАЛЬНИЙ ПЕРЕТВОРЮВАЧ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ НА ОСНОВІ НОВОЇ ЗРІВНОВАЖЕНОЇ МОСТОВОЇ СХЕМИ**

© Васильківський І., Юсик Я., 2009

**Наведені теоретичні основи побудови вимірювального перетворювача теплопровідності будівельних та теплоізоляційних матеріалів на основі нової мостової теплової вимірювальної схеми, опис принципової схеми розробленого приладу та результати експериментальних досліджень.**

**In article brought theoretical motivation of building of measuring converter heat conductivity building and heat isolation material on base new bridge thermal measuring scheme, as well as brought description of the basic scheme of the developed measuring converter and results of experimental researches.**

**Постановка проблеми та її зв'язок із важливими практичними завданнями.** Основними складовими похибок вимірювання теплопровідності у відомих розробках теплофізичних приладів є похибки вимірювання температур, їхніх різниць та теплових потоків. Крім того на точність вимірювання теплопровідності впливають неінформативні параметри, такі, як: контактні теплові опори, температури джерела та приймачів тепла, втрати тепла з бокових поверхонь елементів, температурна залежність теплопровідності, відтоки тепла по електродах терморпар тощо.

Побудова приладів на основі зрівноважених мостових методів дає змогу значно підвищити точність вимірювання теплофізичних характеристик матеріалів за рахунок компенсації впливу вищевказаних неінформативних параметрів на результат вимірювань. Це своєю чергою дає змогу розширити діапазон вимірювання, а також, внаслідок спрощення вимірювальної схеми, значно підвищити надійність і зменшити собівартість приладів, які реалізують ці методи.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Відомий вимірювальний перетворювач теплопровідності матеріалів [1] побудований на основі зрівноваженої мостової теплової вимірювальної