

**Висновки**

На основі створеної 3D-моделі гідророзподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням в програмному модулі COSMOSFloWorks визначено характер руху потоків рідини та розподіл тисків в середині керованого зворотного клапану.

В результаті досліджень визначено силу взаємодії потоку рідини та регулюючого елементу, що діє на рухому частину гідророзподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням, а також встановлено характер залежності сили керування від профілю робочої кромки регулюючого елемента та тиску на вході в зворотний клапан.

Проведені дослідження дозволяють змінювати силу керування, що діє на регулюючому елементі залежно від потреби споживача та режиму гідророзподільника з порпорційним електрогідравлічним керуванням.

**Література**

1. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода: Справочник. – К.: Техніка, 1977. – 320 с.
2. Данилов Ю.А., Кириловский Ю.Л., Колпаков Ю.Г. Аппаратура объёмных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
3. Смирнов Е.М., Зайцев Д.К. Метод конечных объемов в приложении к задачам гидрогазодинамики и теплообмена в областях сложной геометрии // Научно технические ведомости. – 2004. – 2. – 22 с.
4. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1982. – 464 с.
5. Козлов Л.Г., Лозінський Д.О. Моделювання робочих процесів в гідроприводі із клапанно-золотниковим розподільником з пропорційним електрогідравлічним управлінням // Вісник донецького університету, Сер. А: Природничі науки. – 2008. – № 2. – С. 156-161.
6. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с.: ил. (Серия «Проектирование»).

Надійшла 8.9.2009 р.

УДК 681.121.04

С.М. РУДАК

Науково-дослідний і проектний інститут ВАТ «Укрнафта»

## **АНАЛІЗ ВПЛИВУ ФОРМИ ТУРБУЛІЗАТОРА ВИХРОВОГО ВИТРАТОМІРА ГАЗУ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЕНТРОПІЙНИХ ОЦІНОК ШУМІВ ПОТОКУ**

*Проаналізовано вплив форми та площі турбулізатора на ефективність вимірювання витрати газу шумовим ентропійним перетворювачем.*

*Influence of form and area of cretor of noises is analyzed on efficiency of measuring of gas expense by a noise entropy transformers.*

Ключові слова: витратомір газу, турбулізатор.

Одним з перспективних напрямків вдосконалення витратомірів газу є вимірювання витрати за статистичними характеристиками шумів, зумовлених обтіканням турбулізатора, що дозволяє значно зменшити вплив сторонніх шумів на вимірювальний перетворювач і, як наслідок, підвищити точність пристрою. Проте, як виявилось в ході досліджень, внесення у вимірювальне середовище турбулізатора різних геометричних форм зумовлює зміну характеристик випадкових акустичних коливань не створених зміною витрати. Важливим питанням є вибір такої форми турбулізатора, що забезпечить ефективний розподіл ентропійних значень витрат по всьому діапазону вимірювання.

Для цього проведено ряд експериментальних досліджень, з використанням турбулізаторів різних геометричних форм: циліндричної, трапецієвидної та конусної. Взято пряму ділянку трубопроводу до ентропійного перетворювача 25D. Для максималізації неконтрольованих збурень обрано місцевий опір невизначеного типу, в склад якого увійшли коліна, заглушені трійники і крани. Доцільно зазначити, що місцевий опір складено таким чином, щоб було забезпечено зміну напрямку потоку газу в різних площинах під кутами 45° та 90°. Експериментальні дослідження проведено для витрат вимірювального середовища 1 м<sup>3</sup>/год, 2 м<sup>3</sup>/год, 4 м<sup>3</sup>/год, 6 м<sup>3</sup>/год, 8 м<sup>3</sup>/год та 10 м<sup>3</sup>/год для турбулізаторів циліндричної і конусної форм та 1 м<sup>3</sup>/год, 2 м<sup>3</sup>/год, 4 м<sup>3</sup>/год, 7 м<sup>3</sup>/год, 9 м<sup>3</sup>/год, 11 м<sup>3</sup>/год для турбулізатора трапецієвидної форми у лабораторних умовах на базі стаціонарної дзвонової установки ІВФ «Темпо» (м. Івано-Франківськ), границі основної відносної похибки якої ±0,13 %, в умовах стабілізованої температури вимірюваного середовища 20±0,5°C, робочого тиску 114,0 мм водяного стовпа, робочого середовища – повітря. Схему вимірювання

витрати газу з використанням турбулізатора трапецієвидної форми показано на рис. 1. Площа поперечного перерізу турбулізатора  $S \approx 180 \text{ мм}^2$ .

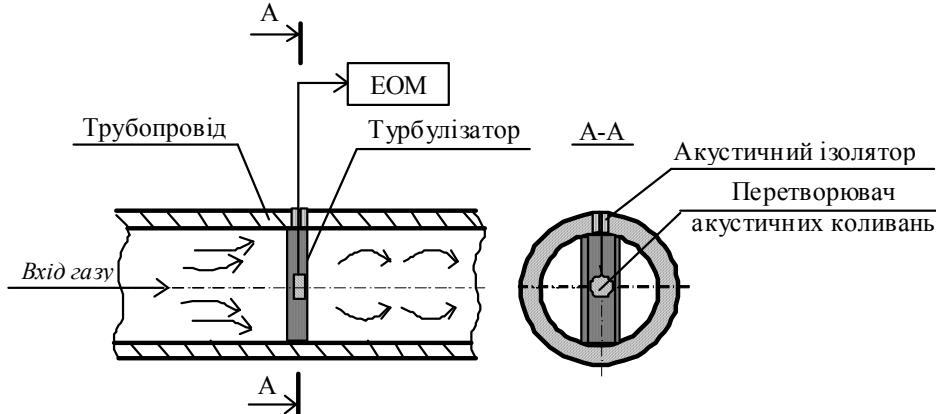


Рис. 1. Схема вимірювання витрати газу з використанням турбулізатора трапецієвидної форми

За схемою вимірювання витрати газу з використанням турбулізатора трапецієвидної форми турбулізатор монтується по всій вертикальній осі трубопроводу. Такий принцип монтажу турбулізатора застосовується у вихрових та вихроакустичних витратомірах [1], проте в даних приладах фіксують частоту пульсацій тиску, яка ідентична частоті вихроутворення і, в цьому випадку, служить мірою витрати газу для вихрових та рідин для вихроакустичних витратомірів.

Схему вимірювання витрати газу з використанням турбулізатора циліндричної форми показано на рис. 2. Площа поперечного перерізу турбулізатора  $S \approx 51 \text{ мм}^2$

Схему вимірювання витрати газу з використанням турбулізатора конусної форми показано на рис. 3. Площа поперечного перерізу турбулізатора  $S \approx 78,5 \text{ мм}^2$ . Вибір форми пояснюється тим, що при контакті середовища з турбулізатором, вихрі (шуми), які утворюються, огинають бокову сторону конуса і максимально зосереджуються в центральній частині трубопроводу після тіла обтікання, де й фіксуються перетворювачем акустичних коливань.

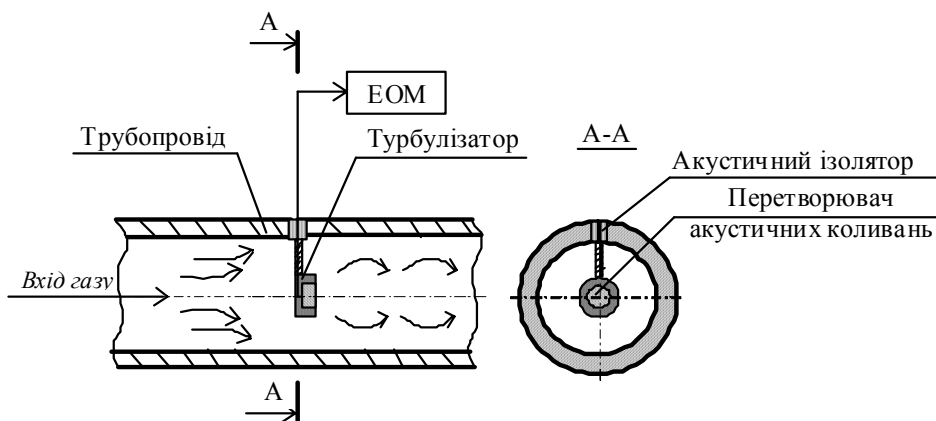


Рис. 2. Схема вимірювання витрати газу з використанням турбулізатора циліндричної форми

В результаті проведення досліджень встановлено, що при вимірюванні малих витрат середовища зі застосуванням турбулізаторів різних геометричних форм не виникає ніяких труднощів. Найбільш проблемною зоною, у відношенні рівномірності розподілу ентропійних характеристик, є зона великих витрат. При використанні турбулізатора циліндричної форми це область  $6 - 10 \text{ м}^3/\text{год}$  (показано на рис. 4). Ентропійні криві  $8 \text{ м}^3/\text{год}$  та  $10 \text{ м}^3/\text{год}$  практично накладаються. Такий розподіл кривих є неприйнятним, так як важко встановити відповідність між витратою та відповідною ентропійною характеристикою. Очевидно, при циліндричній формі турбулізатора не всі завихрення (шуми) сприймаються перетворювачем акустичних коливань, оскільки кут огинання вихрів тіла обтікання є прямим, крім того відстань від бокової стінки до перетворювача надто велика.

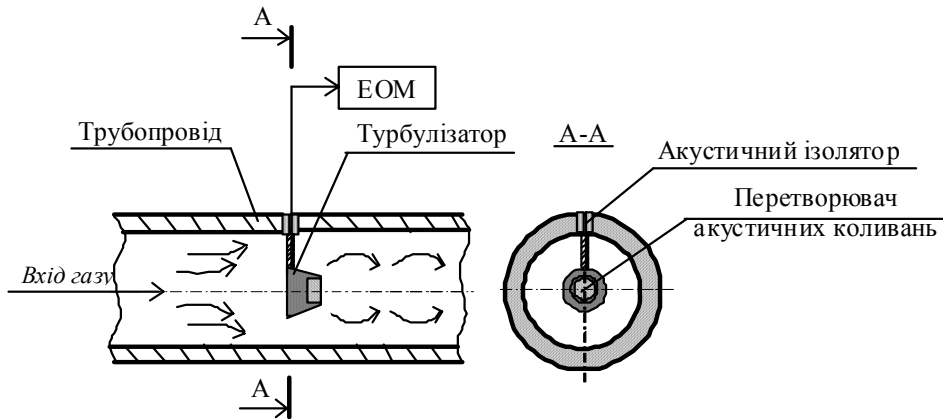


Рис. 3. Схема вимірювання витрати газу з використанням турбулізатора конусної форми

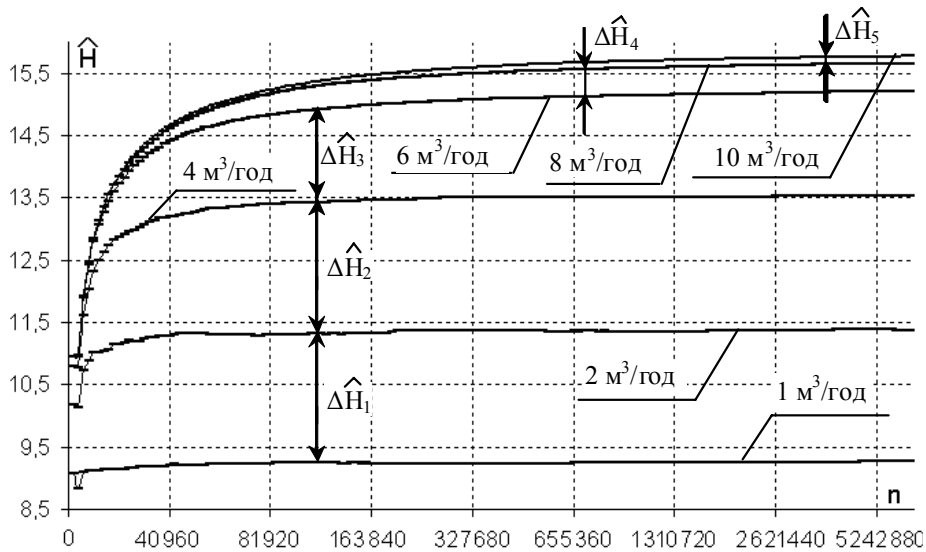


Рис. 4. Ентропійні характеристики  $\hat{H}$  шумового перетворювача з використанням турбулізатора циліндричної форми для різних витрат вимірювального середовища

Для уточнення значень різниці витрат доцільно представити дані в вигляді диференційної моделі, яка в даному випадку описується формулою

$$\Delta \hat{H}_i = \hat{H}_i - \hat{H}_{i-1} \quad (1)$$

де  $\Delta \hat{H}_i$  – різниця значень ентропійних характеристик величини витрати газових середовищ;

$\hat{H}_i$  – поточне значення ентропійних характеристик величини витрати газових середовищ;

$\hat{H}_{i-1}$  – попереднє значення ентропійних характеристик величини витрати газових середовищ;

Даний вираз характеризує зміну поточного значення відносно попереднього і є різницею сусідніх дискретних відліків.

З врахуванням формули 1 проведено розрахунки різниці значень ентропійних характеристик для турбулізатора циліндричної форми та показано на рис. 5. Як видно з рисунку, зі зменшенням витрати середовища значення  $\Delta \hat{H}_i$  зростають, відповідно для малих витрат вони є досить малими, особливо при зменшенні значеннях розмірів вибірок.

З використанням турбулізатора трапецевидної геометричної форми (показано на рис. 5) ентропійні характеристики для відповідних витрат [2] мають дещо кращу розподіленість, в порівнянні з турбулізатором циліндричної форми проте, як уже згадувалось, значні габаритні розміри та розташування по всій поперечній осі протічної частини давача створюють додатковий опір на шляху вимірювального середовища, що призводить до зменшення його швидкості.

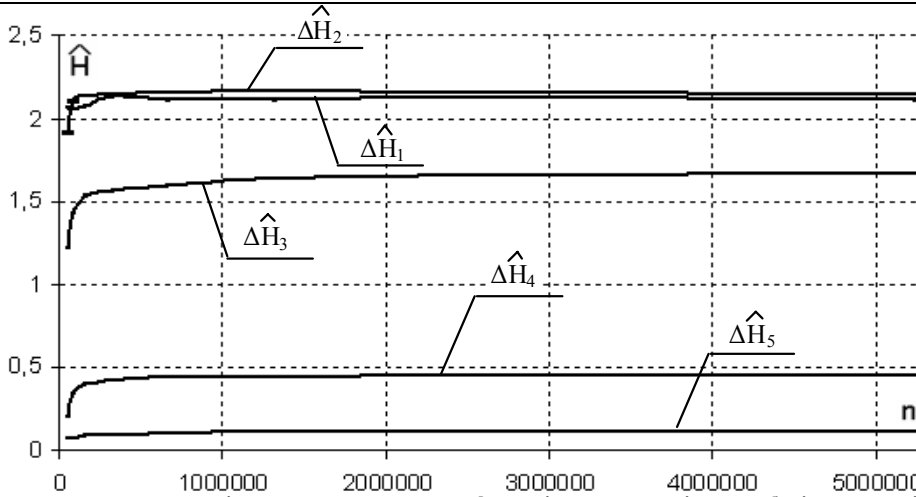


Рис. 5. Графічне представлення ентропійних характеристик у диференційному вигляді для турбулізатора циліндричної форми

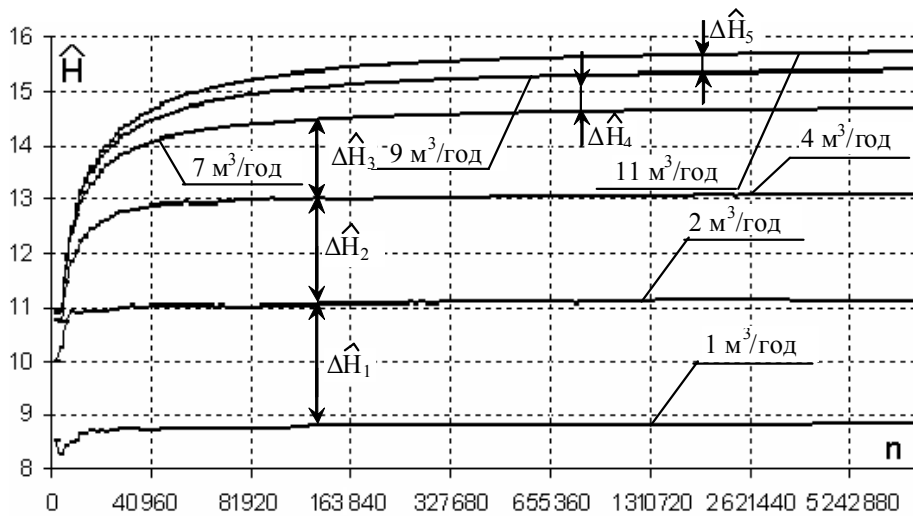


Рис. 6. Ентропійні характеристики  $\hat{H}$  шумового перетворювача з використанням турбулізатора трапецевидної форми для різних витрат вимірювального середовища

Графічне представлення ентропійних характеристик у диференційному вигляді показано на рис. 7. Значення  $\Delta \hat{H}_5 \approx$  в три рази більшим ніж для турбулізатора циліндричної форми. Зі зростанням розміру вибірки значень  $\Delta \hat{H}_n$  зростають і починаючи з 655360 відліків стабілізуються.

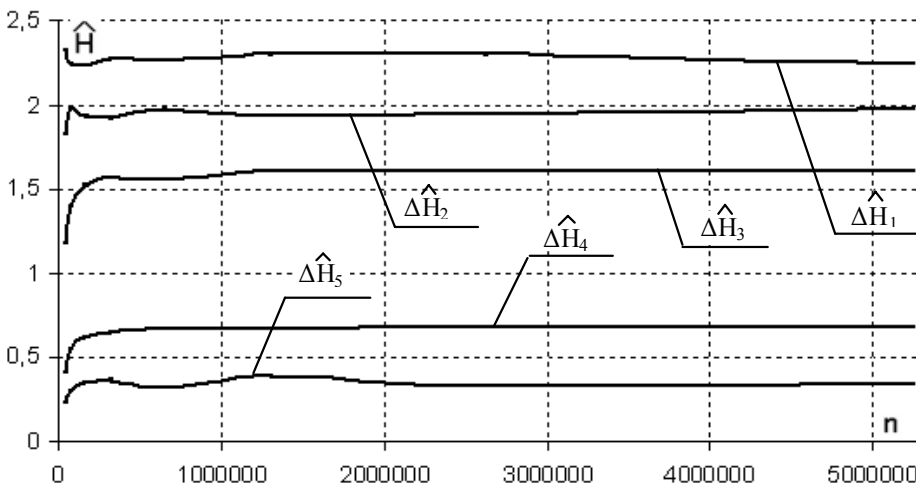


Рис. 7. Графічне представлення ентропійних характеристик у диференційному вигляді для турбулізатора циліндричної форми

Як показали результати проведених досліджень, найбільш прийнятним в даному відношенні є використання турбулізатора конусної форми. Про це свідчить розподіленість ентропійних значень (показано на рис. 6), особливо вирішується проблема чіткого вирізнення ентропійних характеристик для великих

витрат вимірювального середовища: 8 – 10 м<sup>3</sup>/год. Крім того, даний турбулізатор має відносно невелику площу поперечного перерізу, що не створює додаткового опору на шляху вимірювального середовища.

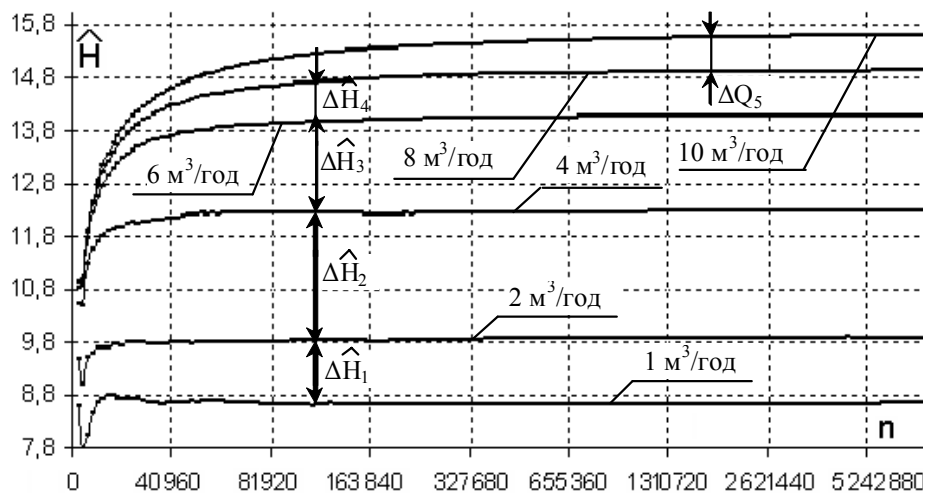


Рис. 8. Ентропійні характеристики  $\hat{H}$  шумового перетворювача з використанням турбулізатора конусної форми для різних витрат вимірювального середовища

Після представлення значень витрат у диференційному вигляді, уточнені результати розрахунків показано на рис. 9. Як підтвердили розрахунки, найменше значення різниці ентропійних значень витрат вимірювального середовища для розміру вибірки 40960 відліків становить 0,3311, а це найбільше значення в порівнянні з турбулізаторами інших геометричних розмірів.

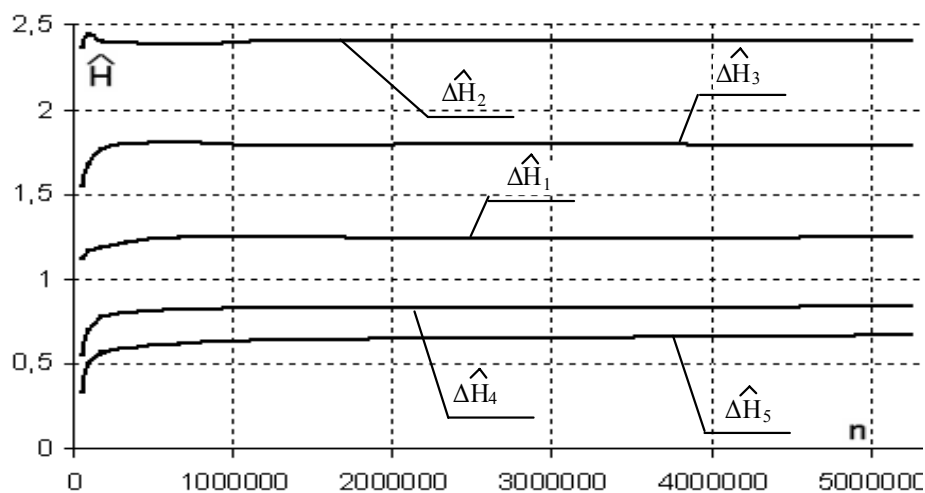


Рис. 9. Графічне представлення ентропійних характеристик у диференційному вигляді для турбулізатора: а) циліндричної форми, б) трапецевидної форми, в) конусної форми

Візуальна оцінка гістограм розподілу значень випадкового процесу утворення шумів (показано на рис. 10) вказує на те, що процес близький до нормального закону розподілу [3], максимумні величини ентропійних значень досягаються для малих витрат, проте зі зміною форми турбулізатора від циліндричної до конусної, відповідність нормальному закону розподілу зменшується. Для великих витрат вимірювального середовища візуальна оцінка гістограм наближується до рівномірного закону розподілу. Тому для підтвердження чи заперечення тверджень проведено точну оцінку відповідності даним законам розподілу за допомогою критерію  $\chi^2$ . Використання цього критерію ґрунтується на застосуванні такої міри (статистики) розходження між теоретичним і емпіричним розподілом, яка наближено відповідає закону розподілу  $\chi^2$  [3, 4, 5].

Число амплітудних інтервалів складає  $J = 14$ . Число ступенів свободи  $r$  в цьому випадку дорівнює  $J$  мінус число різних незалежних лінійних обмежень, що накладені на спостереження. Існує одне таке обмеження, пов'язане з тим, що частота в останньому інтервалі групування повністю визначається частотами всіх інших інтервалів. Крім того, для підбору теоретичної нормальної густини імовірності проведено оцінку двох параметрів: середнього квадратичного відхилення і дисперсії.

Отже, при числі ступенів свободи  $n = J - 3 = 14 - 3 = 11$  і рівні значимості  $P = 0,95$ ,  $\alpha = 1 - P = 0,05$  значення  $\chi^2(11; 0,05) = 4,575$ .

Розрахункові значення  $\chi^2$  отримані для різних витрат та форм турбулізатора показано в табл. 1.

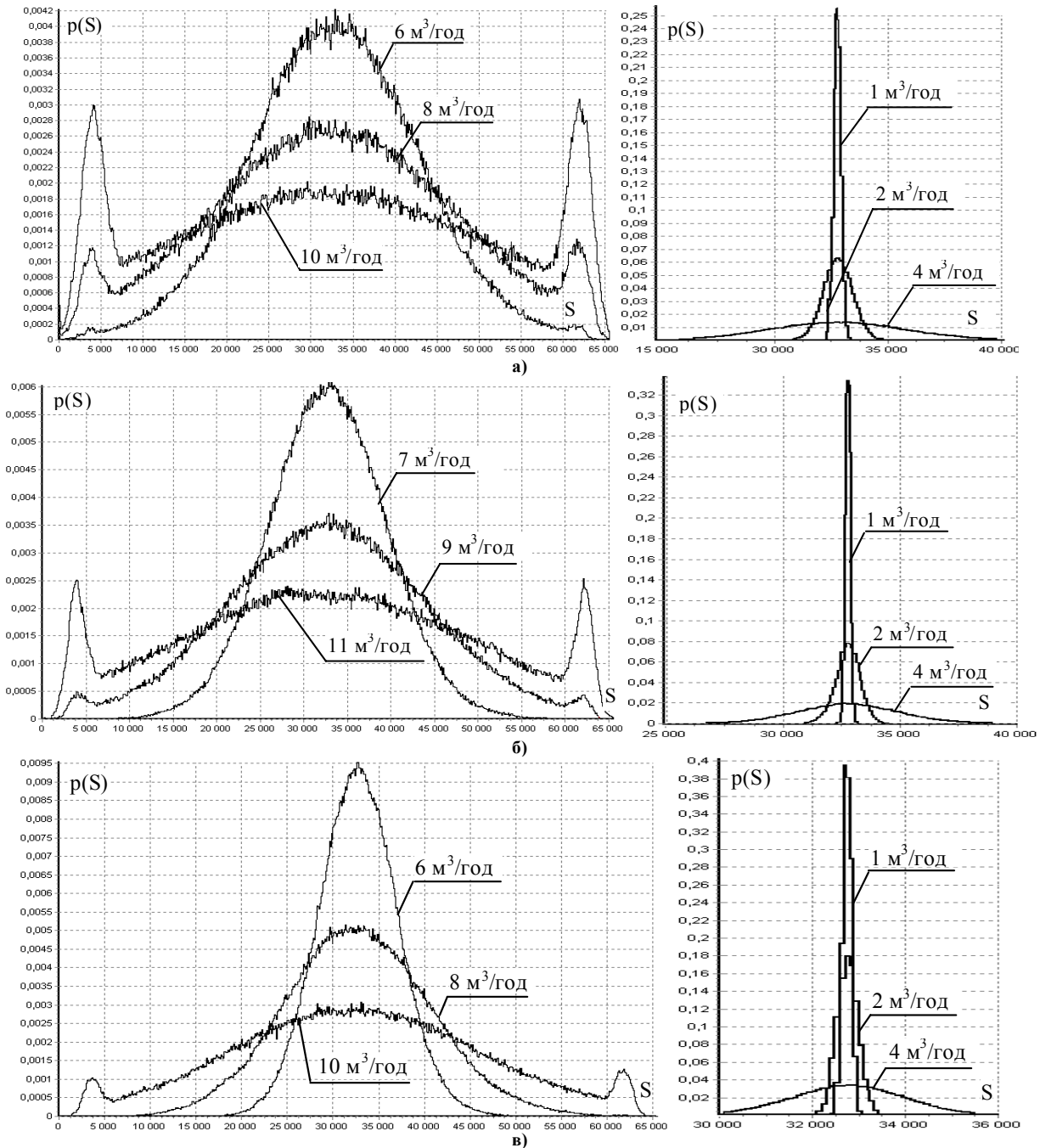


Рис. 10. Графіки функцій експериментальної густини імовірності інформаційного сигналу відповідних витрат для турбулізатора: а) циліндричної форми; б) трапецевидної форми; в) конусної форми

Таблиця 1

Розрахункові значення  $\chi^2$  відповідності нормальному закону розподілу для різних значень витрат та форм турбулізатора

Витрата Q, м <sup>3</sup> /год	Значення критерію $\chi^2$
Турбулізатор циліндричної форми	
6	1,8712
8	3,7487
10	5,08
Турбулізатор трапецевидної форми	
7	0,1307
9	2,5294
11	4,3979
Турбулізатор конусної форми	
6	0,1307
8	0,1307
10	3,4268

Отримані значення  $\chi^2 < \chi^2(11; 0,05)$ , крім витрати 10 м<sup>3</sup>/год турбулізатора циліндричної форми. Гіпотеза про те, що інформаційний сигнал в досліджуваному діапазоні витрат для турбулізаторів трапецієвидної та конусної форм відповідає нормальному закону розподілу приймається з рівнем значимості 0,95. Для турбулізатора конусної форми значення критерію  $\chi^2$  є найменшими, особливо для 6, 8 м<sup>3</sup>/год, а це означає, що ймовірність одержати 0,1307 і більше складає 0,9879 (розходження між теоретичним та емпіричним розподілом надто мале), так як

$$P\{\chi^2_{11} \geq 0,1307\} = p = 0,9879 \quad (1)$$

Проведемо оцінку відповідності рівномірному закону розподілу за допомогою критерію  $\chi^2$ .

Розрахункові значення  $\chi^2$  отримані для різних витрат та форм турбулізатора показано в табл. 2.

Таблиця 2

**Розрахункові значення  $\chi^2$  відповідності рівномірному закону розподілу для різних значень витрат та форм турбулізатора**

Витрата Q, м <sup>3</sup> /год	Значення критерію $\chi^2$
Турбулізатор циліндричної форми	
6	5,04
8	5,46
10	6,2
Турбулізатор трапецієвидної форми	
7	5,02
9	5,1
11	5,7
Турбулізатор конусної форми	
6	5,02
8	5,02
10	5,33

Отримані значення  $\chi^2 > \chi^2(11; 0,05)$ , а це означає, що гіпотезу про рівномірність розподілу випадкових значень для даних витрат та різних форм турбулізаторів відхиляємо.

Як підтвердили результати досліджень, реалізація шумового ентропійного перетворювача витрати газу з використанням турбулізаторів різних геометричних форм суттєво впливає на точність вимірювання. Чітке розмежування ентропійних характеристик шумів відповідних витрат по всьому діапазоні вимірювання досягається турбулізатором конусної форми. Найменш ефективним серед розглянутих варіантів є турбулізатор циліндричної форми, недоліком турбулізатора у формі трапеції є створення додаткових перешкод на шляху потоку газу і неможливість оцінювання шумів у пристінній зоні. Крім того, процес вимірювання витрати газових середовищ з використанням турбулізатора конусної форми з найбільшою ймовірністю відповідає нормальному закону розподілу випадкових величин, відповідність якому виконано за допомогою критерію  $\chi^2$ , а це означає, що розходження між теоретичним та емпіричним розподілом практично не існує. Отримані результати досліджень мають практичне значення і є підґрунтям для подальших робіт в розглянутому напрямку.

### Література

1. Кремльовський П. П. Расходомеры и счетчики количества: Справочник. – 4-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1989. – 361 с.
2. Рудак С.М. Дослідження впливу місцевих опорів та довжини прямих ділянок трубопроводів на метрологічні характеристики шумових витратомірів // Зб. тез доповідей 15 Міжнародної конференції з автоматичного управління. Доповнення 2. – Одеса.: ОНМА. – 2008. – С. 17-19.
3. Дубинин-Бараковский И. В., Смирнов Н. В. Теория вероятностей и математической статистики в технике: – М: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1955. – 556 с.
4. Пашкевич О. П. Динамічне оцінювання статистичних характеристик шумів газового потоку для вимірювання витрати. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. – Львів, Державний університет “Львівська політехніка”, 2006.
5. Бурдун Г. Д., Марков Б. Н. Основы метрологии: – М: Издательство стандартов, 1975. – 335 с.

Надійшла 5.9.2009 р.