

Замінімо спільні елементи аналітичної залежності так:

$$A = (\alpha_{\kappa} + \alpha_{np}) \cdot A_n; \quad B = (\alpha_{m\epsilon}^{\kappa} + \alpha_{m\epsilon}^{np}) \cdot F_{m\epsilon}; \quad C = (F_{cm} \cdot K_{cm} + F_{\epsilon} \cdot K_{\epsilon}) \cdot n \cdot (1 + \beta);$$
$$D = \left( \frac{F_I}{R_I} + \frac{F_{II}}{R_{II}} \right); \quad E = 0,28 \cdot C_p \cdot V_{\epsilon}; \quad K = 0,28 \cdot L_n \cdot \rho_{\epsilon} \cdot C_n \cdot \psi.$$

Тоді аналітична залежність для визначення внутрішньої температури в зоні перебування свиноматки набуде вигляду:

$$t_{\epsilon} = \frac{A \cdot \tau_n + B \cdot t_{m\epsilon} + (C + D + K) \cdot t_z + E \cdot t_{\text{вуд}}}{A + B + C + D + E + K}.$$

**Висновки.** Запропоновано систему опалення, що дає можливість підтримувати відповідні температурні режими в цеху поросят і свиноматки. Отримано аналітичну залежність, що дає змогу визначити внутрішню температуру повітря в зоні перебування свиноматки.

1. ВНТП- АПК-02.05 Свинарські підприємства. – К., 2005. 2. Макаруха О.І., Желих В.М. Підтримання температурного режиму в цеху поросят і свиноматок // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка” № 655 “Теорія і практика будівництва”. – 2009. – С. 168–170. 3. Богословский В.Н, Сканава А.Н. Отопление. – М.: Стройиздат, 1991. – 736 с. 4. Щербатюк Б.І. Енергоощадні системи. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2003. – 112 с.

УДК 621.036.2

Е.С. Малкін\*, О.О. Савченко, І.С. Балінський

\*Київський національний університет  
будівництва і архітектури, кафедра теплотехніки,  
Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра теплогазопостачання і вентиляції

## ФІЗИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОМАСООБМІНУ В ЕНЕРГЕТИЧНОМУ РОЗДІЛЬНИКУ

© Малкін Е.С., Савченко О.О., Балінський І.С., 2010

Наведено розроблену фізичну модель процесів тепло- і масообміну в енергетичному роздільнику, яка дає змогу визначити втрати тиску на кожній характерній ділянці енергетичного роздільника та ступінь нагрівання в ньому.

**Ключові слова:** гідравлічний опір, енергетичний роздільник, фізична модель.

**In this article designed physical model of heat-mass exchange processes in energetic separator is presented, that allows to determine pressure losses on each specific run of energetic separator and heating degree.**

**Keywords:** hydraulic resistance, energetic separator, physical model.

**Вступ.** У часи економічної кризи одним із важливих напрямів економії є заощадження паливно-енергетичних ресурсів. При обслуговуванні об'єктів газопостачання одним із способів зменшення використання природного газу є скорочення його споживання для власних потреб. Так, на газорозподільних станціях природний газ використовують у теплообмінниках для нагрівання газу перед процесом дроселювання. Дроселювання у регуляторі тиску газу завжди супроводжується ефектом Джоуля–Томсона, тобто відбувається переохолодження потоку газу за рахунок частини затраченої енергії при стискуванні [1]. Це явище може викликати утворення кристалогідратів на

рухомих елементах регулятора тиску [2]. Щоб запобігти гідратоутворенню, газ нагрівають у нагрівниках різних типів, деякі з яких потребують додаткового паливного газу. [3] Одним із заходів для зменшення використання природного газу на газорозподільних станціях з продуктивністю до 2500 м<sup>3</sup>/год є використання енергетичних роздільників (energetic separator) для нагрівання природного газу перед його редукуванням [4].

Розглянемо суть роботи енергетичного роздільника (вихрової труби) [5]. Стиснений газ подається через тангенціальний сопловий канал в трубу, де встановлюється інтенсивний круговий рух. При цьому виникає нерівномірне поле температур. Шари газу поблизу осі є холоднішими за вхідний газ, а периферійні шари закрученого потоку нагріваються. Холодний потік відводиться через діафрагму, а нагрітий газ – через дросельний вентиль відводиться з іншого боку труби. На газорозподільних станціях нагрітий потік подається по газопроводу до регулятора тиску газу і, тим самим, запобігає утворенню кристалогідратів всередині регулятора.

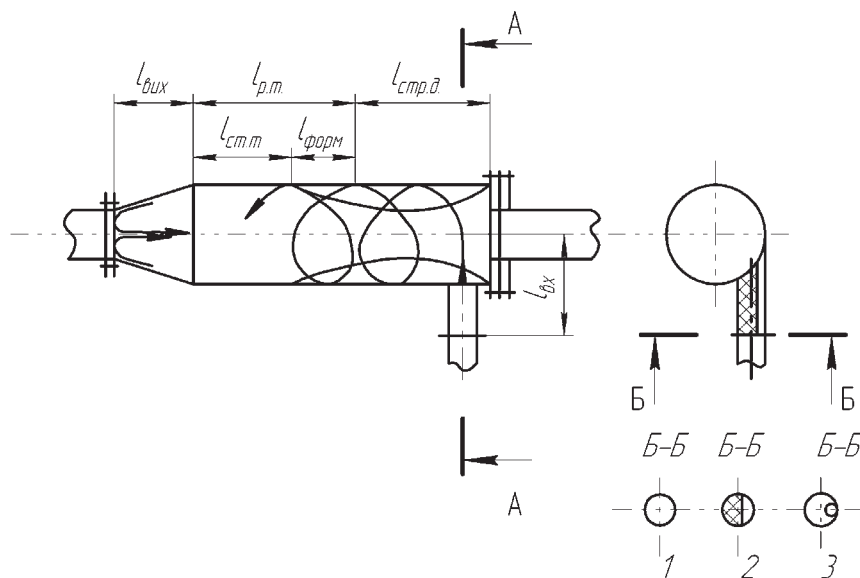
Одним із факторів, що гальмують запровадження такого методу нагрівання на діючих газорозподільних станціях, є відсутність математичного моделювання процесу нагрівання стиснених газів у енергетичному роздільнику.

**Мета роботи** – створення фізичної моделі процесів тепломасообміну в енергетичному роздільнику, яка би давала змогу визначати втрати динамічного тиску на кожній характерній ділянці енергетичного роздільника та ступінь нагрівання в ньому.

Гідравлічний опір (hydraulic resistance) енергетичного роздільника складається з таких величин:

$$\Delta P = \Delta P_{ex} + \Delta P_{стр.д} + \Delta P_{р.т.} + \Delta P_{вих} \quad (1)$$

де  $\Delta P_{ex}$  – гідравлічний опір на вході потоку в енергетичний роздільник;  $\Delta P_{стр.д}$  – гідравлічний опір ділянки відцентрового потоку;  $\Delta P_{р.т.}$  – гідравлічний опір ділянки розвиненого потоку в енергетичному роздільнику;  $\Delta P_{вих}$  – гідравлічний опір виходу з енергетичного роздільника.



Гідравлічна схема роздільника: 1, 2, 3 – типи вхідних патрубків

Гідравлічний опір потоку на вході в енергетичний роздільник:

$$\Delta P_{ex} = a \left( \frac{d}{d_{ex}} \right)^n \cdot \bar{w}_{вх}^{-2} \quad (2)$$

$a$  – експериментальний параметр, Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $n$  – показник степеня, залежить від типу конструкції вхідного патрубка;  $d_{ex}$  – гідравлічний діаметр вхідного отвору (сопла), м;  $\bar{w}_{вх}$  – середня швидкість потоку у вхідному отворі, м/с.

Значення параметра  $a$  та показника степеня  $n$  для різних конструкцій вхідного патрубку наведені в табл.1.

Таблиця 1

**Значення параметра  $a$  та показника степеня  $n$  при різних конструкціях вхідного патрубка**

Конструкція вхідного патрубка	1	2	3
Параметр $a$ , Н·с <sup>2</sup> /м <sup>4</sup>	131,6	142,0	156,0
Показник степеня $n$	1,05	0,33	0,25

Гідравлічний опір потоку на виході з енергетичного роздільника:

$$\Delta P_{вих} = b \left( \frac{d_k}{d_{вих}} \right)^m \cdot w_{вих}^{-2}, \quad (3)$$

де  $b$  – експериментальний параметр, Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $m$  – показник степеня, залежить від кута конфузора на виході з енергетичного роздільника;  $d_k$  – внутрішній діаметр камери енергетичного роздільника, м;  $d_{вих}$  – діаметр вихідного патрубка, м;  $w_{вих}$  – швидкість потоку на виході з енергетичного роздільника, м/с.

Значення параметра  $b$  та показника степеня  $m$  при різних кутах конфузора на виході з енергетичного роздільника наведені в табл. 2.

Таблиця 2

**Значення параметра  $b$  та показника степеня  $m$  при різних кутах конфузора**

Кут конфузора $\alpha$ , °	$\leq 7,5$	$\leq 15$	$\leq 30$
Параметр $b$ , Н·с <sup>2</sup> /м <sup>4</sup>	158,0	162,0	185,0
Показник степеня $m$	0,10	0,15	0,25

Повітря з енергетичного роздільника виходить з холодного та нагрітого кінців, відповідно після діафрагми та клапана.

Гідравлічний опір ділянки розвиненого потоку в енергетичному роздільнику:

$$\Delta P_{p.m.} = \frac{4 \cdot 0,0395 \cdot \rho \cdot \bar{w}_{p.m.}^{-2}}{Re^{0,25} \cdot d_k} \cdot l_{p.m.} \quad (4)$$

де  $\rho$  – густина потоку;  $\bar{w}_{p.m.}$  – середня швидкість потоку на ділянці розвиненої течії, м/с;

$l_{p.m.}$  – довжина ділянки розвиненої течії, м,  $l_{p.m.} = 0,9 \cdot l$ ;  $Re = \frac{\bar{w}_{p.m.} \cdot d_k}{\nu}$  – число Рейнольдса;

$d_k$  – діаметр корпусу, м;  $\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с.

Гідравлічний опір ділянки відцентрового потоку:

$$\Delta P_{cnp.\partial} = a_1 c_f \rho \cdot \frac{\bar{w}^{-2}}{2 \cdot d_k^2} f_k, \quad (5)$$

де  $c_f$  – коефіцієнт повного тертя потоку з поверхнею.

$$c_f = 0,427 (\lg Re_{ex} - 0,407)^{-2,64}, \quad (6)$$

$\bar{w}$  – середня швидкість струмини, м/с

$$\bar{w} = \frac{\bar{w}_{вих} + \bar{w}_{p.m.}}{2},$$

$f_k$  – поверхня контакту потоку з внутрішньою поверхнею корпусу, м<sup>2</sup>;

$$f_k = \pi d_k l_{cnp.\partial},$$

де  $l_{cmp.\delta}$  – довжина ділянки струменевого потоку, м;  $a_1$  – експериментальний параметр, який враховує додатковий опір на поверхні контакту охолодженого та нагрітого потоків:

$$a_1 = 1 + \frac{1}{(P_{ex})^{0,1} \cdot W_{ex}^{0,5}} \cdot \left( \frac{m_{cp}}{m_e} \right)^{0,2}, \quad (7)$$

де  $P_{ex}$  – тиск потоку на вході в енергетичний роздільник, Па;  $m_{cp}$ ,  $m_e$  – маса відповідно гріючого та охолодженого потоку, кг.

Кут розкриття струменя  $\alpha = \arctg 0,149 = 8,5^\circ$ . Звідси довжина струменя, м:

$$l_{cmp} = \frac{\frac{d_k}{2} - d_{ex}}{\operatorname{tg} \alpha},$$

а з іншого боку  $l_{cmp} = \pi d_k n$ , де  $n$  – кількість витків струменя.

Тоді довжина струменевої ділянки визначається із залежності:

$$l_{cmp.\delta} = n \cdot \bar{d}_{cmp} = n \cdot \frac{\frac{d_k}{2} + d_{ex}}{2} = \frac{l}{\pi d_k} \cdot \frac{\frac{d_k}{2} + d_{ex}}{2} = \frac{\frac{d_k}{2} - d_{ex}}{0,149 \pi d} \cdot \frac{\frac{d_k}{2} + d_{ex}}{2} = \frac{\frac{d_k^2}{4} - d_{ex}^2}{0,289 \pi d_k}.$$

Теплова потужність енергетичного роздільника визначається за формулою:

$$Q' = \Delta P \cdot V. \quad (8)$$

Кількість теплоти, необхідної для нагрівання потрібної кількості потоку  $V$  від  $t_{ex}$  до  $t_{вух}$ , визначається з рівняння:

$$Q = V \cdot c_n \cdot (t_{вух} - t_{ex}), \quad (9)$$

де  $V$  – кількість повітря, що нагрівається, м<sup>3</sup>/с;  $c_n$  – питома об'ємна теплоємність потоку, що нагрівається, кДж/(м<sup>3</sup> · К)

Прирівнюючи (8) та (9), можна визначити ступінь нагрівання стисненого газу після енергетичного роздільника.

На лабораторній установці [6] було досліджено роботу енергетичного роздільника на стисненому повітрі. Результати експериментальних досліджень були опрацьовані за допомогою запропонованої математичної моделі процесів тепломасопереносу в енергетичному роздільнику. Для енергетичного роздільника з оптимальними розмірами було визначено гідравлічні втрати статичного тиску на вході та відповідно виходах з енергетичного роздільника. З теплового балансу енергетичного роздільника було визначено ступінь нагрівання потоку після процесу розділення. Ступінь нагрівання стисненого потоку після енергетичного роздільника за результатами експериментальних досліджень та аналітичними значеннями відповідно до математичної моделі та значення розбіжностей між цими значеннями наведені в табл. 3.

Таблиця 3

### Визначення розбіжностей між експериментальними та аналітичними даними

№ досліджу	Втрати тиску в енергетичному роздільнику, кПа	Ступінь нагрівання повітря, °С		Відносна розбіжність, δ, %
		експериментальний	аналітичний	
1	16	12	12,3	-2,5
2	34	26	26,2	-0,8
3	48	37	36,9	0,3
4	52	40	40,0	0
5	56	43	43,1	-0,2
6	51	39	39,2	-0,5
7	43	33	33,1	-0,2
8	31	24	23,8	0,8
9	14	11	10,8	1,8

Як видно з табл. 3, розбіжності не перевищують допустимих 10 %.

**Висновок.** Оскільки розбіжності між експериментальними та аналітичними значеннями ступеня нагрівання повітря не перевищують допустимих при інженерних розрахунках величин, то математичну модель процесів тепло- та масопереносу в енергетичному роздільнику можна вважати достовірною.

1. Гімер Р.Ф., Гімер П.Р. *Основи газової динаміки. Навчальний посібник.* – Івано-Франківськ: Факел, 2000. – 228 с. 2. Коротаев Ю.П., Кулиев А.М., Мусаев Р.М. *Борьба с гидратами при транспорте природных газов.* – М.: Недра, 1973. – 136 с. 3. Дубинский Н.М. *Автоматизация газораспределительных станций. (Обзор зарубежной литературы).* – М.: ВНИИОЭГ, 1971. – 111 с. 4. Балінський І., Кашина О., Коваль Р., Банахевич Ю. *Газорозподільна станція з енергетичним розділювачем для нагрівання природного газу // Нафта і газ України. Збірник наукових праць: Матеріали 6-ї МНПК “Нафта і газ України – 2000”.* – Івано-Франківськ, 31 жовтня – 3 листопада 2000 р. – Івано-Франківськ, Факел. – 2000. – Том 3. – С. 48–49. 5. Меркулов А.П. *Вихревой эффект и его применение в технике.* – М.: Машиностроение, 1969. – 184 с. 6. Балінський І.С., Кашина О.О., Латик В.С., Банахевич Ю.В. *Дослідження енергетичного роздільника газорозподільної станції // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка” “Теорія і практика будівництва” – 2004. – № 495. – С. 13–16.*

УДК 69.07

**І.В. Мельник, А.Я. Мурин, Р.І. Канафоцький, Т.В. Приставський**  
Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра мостів та будівельної механіки

## **ШИРИНА РОЗКРИТТЯ НОРМАЛЬНИХ ТРІЩИН ЗАЛІЗОБЕТОННИХ БАЛОК, ПІДСИЛЕНИХ ЗОВНІШНЬОЮ КОМПОЗИТНОЮ АРМАТУРОЮ**

© Мельник І.В., Мурин А.Я., Канафоцький Р.І., Приставський Т.В., 2010

**Подано результати експериментальних досліджень тріщиностійкості залізобетонних балок, підсилених зовнішньою композитною арматурою. Наведені графік та таблиця ширини розкриття нормальних тріщин підсилених балок.**

**Ключові слова:** залізобетонна балка, підсилення, зовнішня композитна арматура, тріщиностійкість.

**The results of experimental tests of reinforced-concrete beams, strengthened an external composite reinforcement are given in this paper. Parameters of crack-resistance of normal cuts of strengthened beams are resulted.**

**Keywords:** reinforced-concrete beam, strengthening, external composite reinforcement, crack-resistance.

**Постановка проблеми.** Для збільшення міцності, жорсткості та тріщиностійкості конструктивних балкових елементів нині широко використовується практика підсилення залізобетонних конструкцій фіброармованими пластиками, які наклеюються в зонах максимального розтягу на поверхні конструкцій як додаткове зовнішнє армування [1...4].

Для згинаних елементів, підсилених наклеєними високоміцними композитними стрічками, закономірності і специфічні особливості роботи під навантаженням суперечливі, а загалом проблема поведінки нормальних перерізів, в яких в розтягнутій зоні сумісно працює звичайна арматура з фізичною межею текучості і високоміцна стрічка практично без пластичного деформування, досліджена недостатньо. Створення для таких перерізів розрахункових моделей при