

УДК 621.1:628.336.712

Іванов І. І., Саввін О. В.

## ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ РЕЦИРКУЛЯТУ НА МЕЖІ СТІЙКОЇ РОБОТИ ПАЛЬНИКІВ

**Анотація.** Розглянуто технологічні, економічні та екологічні аспекти застосування рециркуляції відпрацьованих газів в теплових агрегатах, види і причини порушень стійкості спалювання в них, показана необхідність забезпечення стабільного горіння при рециркуляції для безпечної експлуатації агрегату. За критеріальними моделями зриву факела і проскакування полум'я з урахуванням зв'язку фізико-хімічних характеристик реагентів і параметрів рециркуляту отримані залежності для оцінки зсуву кордонів стійкості горіння при зміні коефіцієнта витрати окислювача, його температури, кратності рециркуляції, а також знайдені умови ідентичності роботи прямоочних пальників по зриву і проскакуванню полум'я при заміні повітря рециркулятом. Встановлено, що при застосуванні рециркуляції і виконанні умов ідентичності по проскакуванню або по зриву відбувається розширення діапазону стійкої роботи пальників за рахунок відповідно збільшення швидкості зриву або зменшення швидкості проскакування.

**Ключові слова:** спалювання, паливо, рециркуляція, стійкість, зрив факела, проскакування полум'я, пальник, модель.

**Abstract.** The technological, economic and environmental aspects of the use of recycling combustion products in thermal units are considered; The possibility of a significant improvement in the quality and efficiency of the heat treatment process products its high efficiency in terms of reducing the formation of nitrogen oxides in the process of burning fuel are shown. The mechanism of stabilization of the flame of the burners, the types, causes and consequences of violations of the stability of combustion in them was consider; The importance of solving the problem of ensuring stable combustion during recirculation for the safe operation of the unit and the factors affecting the stability of the burners when fed into the combustion zone of the exhaust flue gases were analyzed. It has been established that flame stabilization is a complex multifactorial process, which requires an adapting experiment to obtain a clear mathematical description. It is shown that the most suitable for analyzing the effect of recirculation on the stability of gas combustion is the use of criterion empirical models that take into consideration the physico-chemical characteristics of the reactants, the parameters of the combustion mode, the gas-dynamic and design features of the burner. A criterion model for flame failure obtained by processing test results on an industrial diffusion flame unit in combined "tube-in-pipe" burners in the process of gas fuel in recirculating flue gas at  $140 \div 200^\circ\text{C}$  and oxygen content in them  $15.4 \div 19.6$  is presented %. Analysis of the receive and well-known models for flame failure and flame breakthrough in other types of direct-flow burners (injection, forced air, tunnel) that take into consideration the physicochemical characteristics of reagents and parameters of recirculating gases obtained changes in the coefficient of consumption of the oxidizer, its temperature and frequency of recycling. The ratios of multiplicity of recirculation and temperatures of oxidizers are found, providing conditions for the identity of the operation of direct-flow burners for flame failure and the passage of flame when replacing air with a depleted oxidizer - recirculation to fuel combustion. It has been established that when recirculation is used and the conditions of identity are fulfilled, the range of stable operation of the burners expands due to a corresponding increase in flame failure speed or a decrease in flame flow rate into the burner.

**Keywords:** combustion, fuel, recirculation, stability, flame failure, flame breakthrough, burner, model.

**Постановка проблеми.** Рециркуляція відпрацьованих газів в теплових агрегатах є ефективним засобом поліпшення техніко-економічних показників їх роботи. Складною проблемою, пов'язаною з її використанням, є забезпечення стійкої роботи пальників. Подача рециркуляту в зону горіння веде до збільшення кількості інертних компонентів у фронті полум'я і посилення тепловідведення від нього. Це ускладнює процес горіння, може привести до порушення стійкості факелу і загасання полум'я, а при великому вмісті баласту – до утворення незаймистих сумішей.

**Аналіз публікацій.** За рахунок зниження градієнта температур в робочому обсязі при рециркуляції може бути зменшено відхилення температури виробів від заданої до необхідних за технологією значень і забезпечено їх якісне нагрівання [1]. Крім того, зі збільшенням обсягів газів, які гріють, відбувається інтенсифікація конвекційного теплообміну і зниження енерговитрат, наприклад, в низькотемпературних печах до  $20 \div 30\%$  [2].

Рециркуляція відпрацьованих газів є радикальним засобом зменшення утворення оксидів азоту при спалюванні палива [3]. Згідно з

розрахунками [4] при кратності рециркуляції  $R = 1,1$  можливе зниження емісії  $\text{NO}_x$  на  $23 \div 30\%$ ; при  $R = 1,2$  - на  $39 \div 50\%$ ; при  $R = 1,3$  - на  $50 \div 63\%$ ; при  $R = 1,5$  емісія  $\text{NO}_x$  може бути знижена в  $3 \div 4$  рази. Досвід показує, що навіть при роботі з коефіцієнтами рециркуляції  $20 \div 30\%$  вдається знизити вихід оксидів азоту на  $50 \div 60\%$  [5, 6]. Крім того, організація рециркуляції відпрацьованих газів зазвичай не вимагає серйозних капітальних і експлуатаційних витрат, що важливо в умовах складної економічної ситуації в країні.

Згідно [7 ÷ 8], стійкість факела визначається співвідношенням швидкостей поширення полум'я  $U$  і надходженням газоповітряної суміші до місця її горіння  $\omega$  (рис. 1).

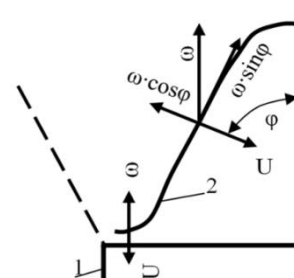


Рисунок 1 - Схема фронту полум'я газоповітряної суміші: 1 - канал витіканні суміші; 2 - фронт полум'я

У стаціонарному режимі встановлюється динамічна рівновага між прагненням полум'я просунути назустріч руху горючої суміші і прагненням потоку відсунути полум'я від гирла пальника. На початковій ділянці стабільність фронту полум'я забезпечується повною компенсацією величини  $U$  швидкістю потоку  $\omega$ , а на інших ділянках - її нормальної складової  $\omega \cdot \cos \varphi$  [9].

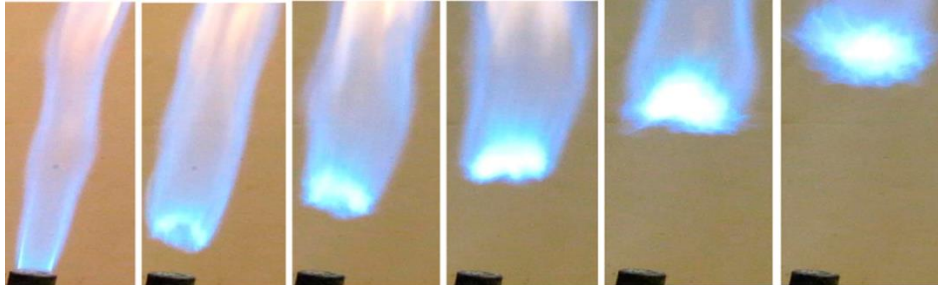


Рисунок 2 – Процес зриву газового полум'я з пальника

Найчастіше це відбувається при запалюванні або виключенні пальників, а під час роботи - через підвищення тиску газу вище допустимого, різкого збільшення подачі повітря, або роботи пальника в позамежних режимах відносно паспортних.

Якщо величина  $U$  перевищує швидкість набігання свіжої суміші до фронту полум'я, у пальників попереднього змішування можливе проскакування полум'я: полум'я втягується в пальник, горіння суміші відбувається всередині неї, що викликає деформацію корпусу від перегріву і виходу з ладу пальника. Іноді проскакування супроводжується звуковим ударом, полум'я гасне і через непрацюючий пальник відбувається загазування робочого об'єму і димоходів.

Проскакування полум'я можливо як при неправильному розпалюванні і виключенні пальника, так і при швидкому зниженні його продуктивності.

На рисунку 3 показано характер впливу коефіцієнта витрати окислювача (повітря)  $\alpha$  на граничні швидкості витікання газоповітряної суміші з пальника  $\omega$  [10].

Забезпечення стабільного горіння є неодмінною умовою безпечної експлуатації агрегату. Діапазон між областю проскакування і зриву полум'я визначає кордони регулювання навантаження пальника. Вибір недостатньо обґрунтованих режимних параметрів, які не враховують особливостей процесу горіння в середовищі рециркуляту, може створити труднощі в забезпеченні працездатності агрегату і поставити під сумнів доцільність рециркуляції.

**Метою роботи** є оцінка впливу параметрів рециркуляту на межі стійкої роботи газових пальників.

**Виклад основного матеріалу.** Теоретичні моделі стійкості горіння, зважаючи на складність і багатофакторність процесу, знаходяться лише в якісній згоді з досвідченими даними [11, 12]. Тому

Якщо швидкість витікання суміші перевищує швидкість поширення полум'я, стійкість факела порушується, відбувається його відділення від насадки пальника, що супроводжується посиленням його пульсацій, що веде до зриву полум'я і його згасання (рис. 2). Через згаслий пальник продовжує надходити газ; в робочому обсязі і в газоходах накопичується газоповітряна суміш, що може призвести до вибуху, руйнуванню конструкції агрегату, інших тяжких наслідків.

на практиці використовують отримані експериментально критеріальні залежності кордонів стабілізації полум'я в пальниках різної конструкції [10, 13], які зазвичай мають вигляд:

$$Pe_{\omega} = b_0 \cdot Pe_U^{b_1} \cdot \alpha^{b_2},$$

де  $Pe_{\omega} = \omega \cdot d / a$  и  $Pe_U = U \cdot d / a$  - критерії Пекле для критичної швидкості  $\omega$  зриву або проскакування полум'я і нормальної швидкості його поширення  $U$ ;

$d$  - характерний розмір пальника (діаметр сопла або насадки);

$a$  - коефіцієнт температуропровідності суміші газового палива і окиснювача;

$b_0; b_1; b_2$  - емпіричні коефіцієнти.



Рисунок 3 - Межі стійкої роботи пальника попереднього змішування: 1 - межа проскакування полум'я; 2 - межа зриву факела

Так, за результатами досліджень стійкості спалювання природного газу у рециркуляті для комбінованих пальників отримана модель швидкості зриву факела [14, 15]:

$$Pe_{\omega} = 0,177 \cdot Pe_U^{2,02} \cdot \alpha^{-2}. \quad (1)$$

Величини  $U$  і  $a$  визначаються температурою горючої суміші і кількістю баласту в ній, тобто в

кінці-кінців, кратністю рециркуляції  $R$  і температурою рециркулянта  $t_p$  при стабільному складі газу і його температурі. У табл. 1 наведені розрахункові значення цих параметрів, які відповідають діапазону температур рециркулянта  $140 \div 200^\circ\text{C}$  і вмісту кисню в ньому  $15,4 \div 19,6\%$

при промислових випробуваннях пальників. Їх апроксимацією отримані залежності:

$$U = 0,408 \cdot \theta^{1,674} \cdot R^{-0,988}, \text{ м/с}; \quad (2)$$

$$a = 22,72 \cdot 10^{-6} \cdot \theta^{1,709} \cdot R^{-0,049}, \text{ м}^2/\text{с}, \quad (3)$$

де  $\theta = T_p/273$  – безрозмірна абсолютна температура рециркулянта.

Таблиця 1 – Вихідні дані для отримання залежностей  $U = f_1(R; \theta)$ ;  $a = f_2(R; \theta)$

№	$t_p, ^\circ\text{C}$	R	U, м/с	$a \times 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	№	$t_p, ^\circ\text{C}$	R	U, м/с	$a \times 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	№	$t_p, ^\circ\text{C}$	R	U, м/с	$a \times 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	
1	140	1,11	0,65	40,5	11	160	1,17	0,67	43,8	21	180	1,20	0,70	47,3	
2		1,06	0,68	40,6	12		1,20	0,65	43,8	22		200	1,27	0,72	50,7
3		1,09	0,66	40,5	13		1,19	0,66	43,8	23		1,29	0,71	50,6	
4		1,12	0,65	40,5	14		1,17	0,66	43,9	24		1,31	0,70	50,6	
5		1,08	0,67	40,6	15		1,22	0,70	47,3	25		1,28	0,71	50,6	
6		1,09	0,67	40,5	16		1,24	0,68	47,2	26		1,32	0,69	50,6	
7		1,10	0,66	40,5	17		1,26	0,68	47,2	27		1,32	0,69	50,5	
8	160	1,16	0,67	43,9	18	1,22	0,69	47,2	28	1,29	0,71	50,6			
9		1,18	0,66	43,8	19	1,25	0,68	47,2							
10		1,21	0,65	43,8	20	1,23	0,69	47,2							

Підставляючи (2) і (3) в формулу (1), отримуємо вираз для зривної швидкості в цих пальниках при спалюванні в середовищі рециркулянта:

$$\omega = 1577,5 \cdot \alpha^{-2} \cdot d^{1,02} \cdot \theta^{1,638} \cdot R^{-1,945}, \text{ м/с}.$$

При спалюванні з повітрям для пальника з діаметром газового сопла  $d_B$  швидкість зриву:

$$\omega_B = 1577,5 \cdot \alpha_B^{-2} \cdot d_B^{1,02} \cdot \theta_B^{1,638}, \text{ м/с},$$

де  $\alpha_B$  і  $\theta_B = T_B/273$  – коефіцієнт витрати повітря і його безрозмірна абсолютна температура.

Співвідношення зривних швидкостей при рециркуляції і без неї:

$$\omega/\omega_B = (\alpha/\alpha_B)^{-2} \cdot (d/d_B)^{1,02} \cdot (\theta/\theta_B)^{1,638} \cdot R^{-1,945}.$$

При переведенні агрегату на спалювання газу в рециркулянті замість повітря без заміни пальників ( $d = d_B$ ) і зміни витрати окислювача ( $\alpha = \alpha_B$ ) маємо:

$$\omega/\omega_B = (\theta/\theta_B)^{1,638} \cdot R^{-1,945}.$$

Звідси видно, що забезпечення  $\omega = \omega_B$  можливо за умови:

$$R = (\theta/\theta_B)^{0,84}. \quad (4)$$

При  $R > (\theta/\theta_B)^{0,84}$  умови стабілізації погіршуються з заміною повітря рециркулятом, а при  $R < (\theta/\theta_B)^{0,84}$  регульований діапазон пальників по витраті газу розширюється.

Витратна характеристика пальника зберігається при коефіцієнті витрати рециркулянта:

$$\alpha = \alpha_B \cdot (\theta/\theta_B)^{0,82} \cdot R^{-0,973},$$

а при недотриманні цієї умови стійке спалювання може бути організовано установкою пальника з діаметром газового сопла:

$$d = d_B \cdot (\alpha/\alpha_B)^{1,961} \cdot (\theta/\theta_B)^{-1,665} \cdot R^{1,907}.$$

На рисунку 4 наведено залежності  $R = f(\theta/\theta_B)$  при  $d = d_B$  і різних значеннях  $\alpha/\alpha_B$  і  $\omega/\omega_B$ , що визначають регульовальну здатність пальників.

Для оцінки впливу параметрів рециркулянта на стійкість роботи пальників інших типів використовуємо моделі для швидкості зриву  $\omega$  і проскакування  $\omega_n$ , наведені в [10, 13]:

- для ежекційних пальників

$$\omega = 0,28 \cdot \alpha^{-3} \cdot U^{1,5} \cdot (d/a)^{0,5}, \text{ м/с}; \quad (5)$$

$$\omega_n = 0,0045 \cdot U^2 \cdot d/a, \text{ м/с}; \quad (6)$$

- для пальників з примусовою подачею повітря

$$\omega = 0,18 \cdot \alpha^{-3} \cdot U^{1,5} \cdot (d/a)^{0,5}, \text{ м/с}; \quad (7)$$

$$\omega_n = 0,0028 \cdot U^2 \cdot d/a, \text{ м/с}; \quad (8)$$

- для пальників з керамічними тунелями діаметром  $D = 2,5d$

$$\omega = 57,5 \cdot \alpha^{-2} \cdot U^{1,5} \cdot (D/a)^{0,5}, \text{ м/с}; \quad (9)$$

$$\omega_n = 0,00775 \cdot U^2 \cdot d/a, \text{ м/с}. \quad (10)$$

Тоді з (5) і (7) з урахуванням (2) і (3) отримуємо вираз для визначення зміщення кордону зриву факела при подачі рециркулянта замість повітря на спалювання газу в пальники перших двох типів, а з (9) - третього:

$$\omega/\omega_B = (\alpha/\alpha_B)^{-3} \cdot (d/d_B)^{0,5} \cdot (\theta/\theta_B)^{1,656} \cdot R^{-1,458}; \quad (11)$$

$$\omega/\omega_B = (\alpha/\alpha_B)^{-2} \cdot (D/D_B)^{0,5} \cdot (\theta/\theta_B)^{1,656} \cdot R^{-1,458}. \quad (12)$$

Співвідношення параметрів окислювачів, що забезпечують збереження зривної швидкості для цих пальників:

$$R = (\theta/\theta_B)^{1,13}. \quad (13)$$

Аналогічно з (6), (8), (10) з урахуванням (2), (3) отримаємо співвідношення швидкостей просакування при заміні повітря рециркулятом і умові збереження при цьому колишньої швидкості просакування:

$$\omega_n / \omega_{n,6} = (d/d_6) \cdot (\theta/\theta_6)^{1,639} \cdot R^{-1,927}; \quad (14)$$

$$R = (\theta/\theta_B)^{0,85}. \quad (15)$$

На рисунку 5 наведено залежність співвідношення швидкостей просакування полум'я від кратності рециркуляції при  $\omega = \omega_B$  і крива  $\omega/\omega_6 = f(R)$  при  $\omega_n = idem$ .

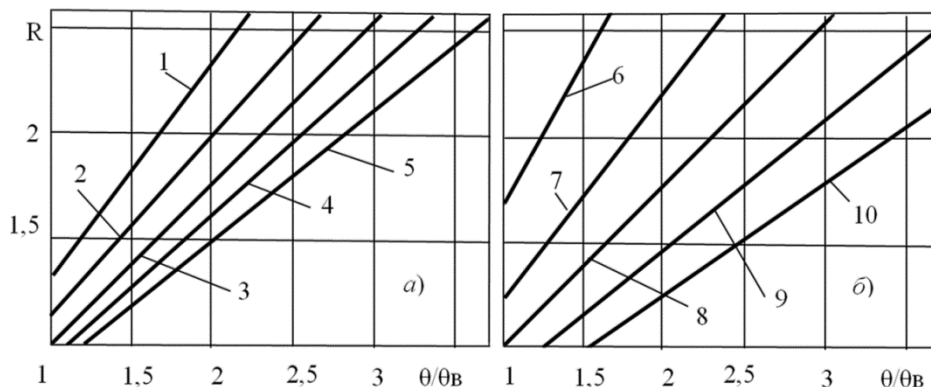


Рисунок 4 - Вплив параметрів рециркулята на межі регулювання комбінованих пальників типу «труба в трубі»:

- а)  $\alpha = \alpha_B$ : 1 -  $\omega/\omega_B = 0,6$ ; 2 -  $\omega/\omega_B = 0,8$ ; 3 -  $\omega/\omega_B = 1,0$ ; 4 -  $\omega/\omega_B = 1,2$ ; 5 -  $\omega/\omega_B = 1,4$ ;  
 б)  $\omega = \omega_B$ : 6 -  $\alpha/\alpha_B = 0,6$ ; 7 -  $\alpha/\alpha_B = 0,8$ ; 8 -  $\alpha/\alpha_B = 1,0$ ; 9 -  $\alpha/\alpha_B = 1,2$ ; 10 -  $\alpha/\alpha_B = 1,4$

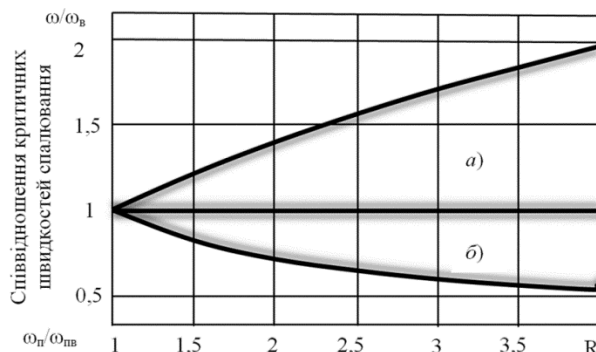


Рисунок 5 - Співвідношення граничних швидкостей сталого горіння палива з рециркулятом і повітрям в прямооточних пальниках: а) область підвищення швидкості зриву факела при  $\omega_n = idem$ ; б) область зниження швидкості просакування полум'я при  $\omega = idem$ .

Вони є графічною інтерпретацією спільного рішення (13), (14) і (11), (12), (15) відповідно. Їх розташування щодо рівня «1» свідчить про те, що застосування рециркуляції відпрацьованих газів при дотриманні умови (13) або (15) розширює діапазон стійкої роботи прямооточних пальників, тому що відбувається зменшення швидкості просакування полум'я або збільшується швидкість зриву.

**Висновки.** Отримані залежності дозволяють визначити межі стійкості горіння при зміні

коефіцієнта витрати окислювача, його температури, кратності рециркуляції. Заміна повітря рециркулятом на спалювання палива при дотриманні знайдених співвідношень їх параметрів забезпечує ідентичність умов стабілізації полум'я. Використання рециркуляції при виконанні цих умов ідентичності по просакуванню або зриву факела призводить до розширення робочого діапазону прямооточних пальників за рахунок відповідно збільшення швидкості зриву або зниження швидкості просакування полум'я.

#### Бібліографічний список

1. Губинский В.И., Лу Чжун-У. Теория пламенных печей. - М.: Машиностроение, 1995. - 256 с.
2. Краснокутская И.Н. Анализ направлений энергосбережения в нагревательных и термических камерных печах/ И.Н. Краснокутская, В.Г. Рыжков // Металургия: збірник наукових праць Запорізької державної інженерної академії. – Запоріжжя: ЗДІА, 2009. – Випуск 19. – С. 139–144.
3. Грес Л.П. Энергоэффективность и защита окружающей среды: Монография/ Л.П. Грес, А.О. Еремин, С.А. Карпенко, Е.А. Каракаш/ Под общей ред. д.т.н., проф. Л.П. Греса. – Д.: Пороги, 2015. – 392 с.

4. Бобылев В.П. Оценка влияния на эмиссию оксидов азота режима сжигания и рециркуляции дымовых газов/ В.П. Бобылев, И.И. Иванов // - Металлургическая и горнорудная промышленность. - №1, 2015 - с. 147 -150.
5. Frederick N, Agrawal R.K., Wood P.E., Wood S.C. Induced Flue Gas Recirculation for NO<sub>x</sub> Control: Application on Boilers and Process Heaters// Energy Texas Industries press. – Report 03 ETEC. – 2004. – 24 p.
6. Кобзарь С.Г., Халатов А.А. Снижение выбросов оксидов азота в газовых котлах методом рециркуляции дымовых газов./ Промышленная теплотехника. - 2009, т. 31. - № 4 - с. 5 – 11.
7. Теория горения и взрыва: Учебник и практикум / О.Г. Казаков [и др.]; под общ. ред. А.В. Тотая, О.Г. Казакова – 2 изд., перераб., и доп. – М.: Издательство Юрайт, 2015. – 295 с.
8. Губинский В.И. Расчетная модель пределов воспламенения топлива/ В.И.Губинский, И.И. Иванов, О.С. Ересковский, В.Д. Яременко. - Известия ВУЗов. ЧМ. - №1, 1983. - с. 143-147.
9. Крайнов А.Ю., Моисеева К.М. Влияние скорости подачи газа на устойчивость горения метановоздушной смеси в щелевой горелке с внутренней вставкой. Вестник Томского гос. ун-та. – 2015, №1. - с. 63 – 71.
10. Медников Ю.П., Дымов Г.Д., Рейхерт К.Н. Эксплуатация промышленных печей и сушил на газовом топливе. – Л.: Недра, 1982. – 231 с.
11. Зельдович Я.Б. Математическая теория горения и взрыва/ Я.Б. Зельдович, Г.И. Баренблатт, В.Б. Либрович, Г.М. Махвиладзе. - М.: Наука, 1980. – 478 с.
12. Мунц В.А. Основы теории горения топлив: Учебное пособие/ В.А. Мунц, Е.Ю. Павлюк. - Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2005. - 102 с.
13. Иссерлин А.С. Основы сжигания газового топлива. – Л.: Недра, 1987. – 336 с.
14. Иванов И.И. Исследование устойчивости горения газового топлива в рециркуляте / И.И. Иванов, С.В. Кравцов// New technologies and achievements in metallurgy, material engineering and production engineering: materials of XVII international scientific conference (Czestochowa, Poland, 19 – 20.05.2016). – Series: Monografie, № 56. - Czestochowa University of Technology, 2016. – P. 519 – 523.
15. Иванов І.І. Визначення меж зриву факела в пальниках «труба в трубі» при рециркуляції відпрацьованих газів. - Прикладні науково-технічні дослідження : матеріали міжнар. наук.-практ. конф., 5-7 квіт. 2017 р. – Івано-Франківськ : Симфонія форте, 2017. - с. 64.

*Стаття поступила: 18.09.18*