

ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”
МІНІСТЕРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”
МІНІСТЕРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЗАЙЦЕВ МИКИТА ОЛЕГОВИЧ

УДК 662.951.23

ДИСЕРТАЦІЯ
УДОСКОНАЛЕННЯ ГАЗОДИНАМІКИ В ЖАРОТРУБНИХ
ВОДОГРІЙНИХ КОТЛАХ МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ

Спеціальність 144 – Теплоенергетика
Галузь знань 14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____М.О. Зайцев

Науковий керівник Климчук Олександр Андрійович, доктор технічних наук,
доцент

Одеса – 2021

АНОТАЦІЯ

Зайцев М.О. Удосконалення газодинаміки в жаротрубних водогрійних котлах малої потужності. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 – Теплоенергетика. – Державний університет “Одеська політехніка” МОН України, Одеса, 2021.

Науково-технічна задача, що вирішується в роботі, спрямована на збільшення ефективності використання паливних ресурсів в теплогенеруючих установках децентралізованих систем тепlopостачання, особливо в нестационарних режимах і шляхом застосування нових засобів управління процесами горіння та теплопередачі в топковому просторі та конвекційних поверхнях теплогенеруючих установок.

Наукова новизна отриманих результатів.

– запропоновано новий комбінований пальник який дозволяє управління полями швидкості і температури при взаємодії коаксіальних осьового прямооточного і зовнішнього закрученого струменів при зміні теплового навантаження;

– вперше виконане порівняння теплонапруженості пальників, уявило, що теплонапруженість в запропонованому способі зростає при збільшенні потужності понад 200 кВт і більше, ніж в стандартній пальнику, що може викликати перегрів поверхонь топки;

– виявлене в результаті аеродинамічних експериментів, виникнення поперечного вихрового кільця на відстані 2-х діаметрів осьового патрубка від його поперечного зрізу;

– виявлено, що найбільш раціонально використовувати запропонований спосіб спалювання газу з формуванням аеродинамічній структури осьового прямооточного струменя газу зовнішнім закрученим струменем в діапазоні потужності від 50 до 130 кВт. Отриманий діапазон, лежить в області, коли зовнішня закручена струмінь гальмує по внутрішньому кордоні осьову струмінь газу (при мінімальній потужності).

Практична значимість і впровадження результатів дослідження:

- запропонована організація спалювання газу в топках котлів малої потужності дозволяє збільшити середньорічний ККД котла на 20% в порівнянні зі стандартним виконанням котла;
- розроблені креслення запропонованого пальника та зроблено дослідний зразок пальника.

Результати роботи були впроваджені

- в діяльності науково-виробничої лабораторії “Центр енергоефективних технологій” ОНПУ;
- результати роботи використовуються в проектній діяльності з проектів котельних та систем опалення в НДР № 4/20 ОНПУ “Розроблення та затвердження у встановленому законодавством порядку схеми теплопостачання м. Одеси”;
- результати роботи використовуються в проектній діяльності з проектів котельних та систем опалення в «Першій інженерній компанії» (м. Одеса).

Ключові слова: пальники, низький тиск, попереднє змішання, газове паливо, теплогенеруючі установки.

Список публікацій здобувача

1. Development of a combined burner based on peculiarities of interaction of the external circuit with axial direct flow jet. O. Klymchyk, A. Denysova, M. Zaitsev, N. Lozhechnikova, K. Borysenko// «Eastern-European Journal of Enterprise Technologies» №1(109) 2021, p. 44-51.

<http://journals.uran.ua/eejet>

2. М.О. Зайцев, Н.П. Богатікова, О.М. Зайцев. Взаємодія двох не співвісних зустрічних газових струменів в топках казанів малої потужності// Збірник наукових праць «Будівництво і техногенна безпека» №52 НАПКБ, Сімферополь, 2014, с.93-97.

<https://stroyjurnal-asa.ru/index.php/asa/issue/view/51>

3. М.О. Zaitsev, O.M.Zaytsev, T.D. Domoschey. Improving the performance of a low-temperature water heating// Збірник наукових праць Вісник Національного

університету «Львівська політехніка» № 823. Серія: Теорія і практика будівництва. 2015, с.352-355.

<https://science.lpnu.ua/news/2016/visnyk-nacionalnogo-universytetu-lvivska-politehnika-teoriya-i-praktyka-budivnytva-no-823>.

4. Кандеєва В.В., Лужанська Г.В., Зайцев М.О. Шляхи раціонального розвитку енергетики України/ Тези доповідей XXIV міжнародної науково-практичної конференції Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Наукове видання. Ч. 2, Харків, 2016, с.157.

<http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/31712>

5. Зайцев М.О. Газодинаміка в жаротрубних водогрійних твердопаливних котлах.// Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. – К.: КНУБА. - 2017. - №22. - С. 25-30.

http://www.vothp.org.ua/issues/22/index_2017_22.html

6. Zaitsev Mykyta, Zaitsev Oleg, Borysenko Kristina. 3.2. Experimental results of coiled jets interacting at a convergent angle in heatgenerating installations. / S 94 Sustainable housing and human settlement: Monograph / Editors: Nikolaienko S. Kulikov P. Pshinko, O. Savytskyi M. Radkevych A. Unchik S. Dukat S. Yurchenko Y. Babenko M. / Under the general editorship Savytskyi M. – Dnipro - Bratislava: SHEE “Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture” - Slovak University of Technology in Bratislava, 2018. – 263 p. P.132-144. ISBN 978-966-323-182-2.

<http://94.158.152.98/opac/index.php?url=/notices/index/IdNotice:422207/Source:default>

7. Зайцев М.О., Борисенко К.І.. Енергоефективність роботи акумуляційної опалювальної панелі // Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми екології та енергоефективності в сучасному будівництві». Секція 1. Проблеми енергоефективності в сучасному будівництві. Збірник статей, Баку, Азербайджан. С. 101-106.

<http://www.azmiu.edu.az>

8. Zaitsev Mykyta, Klymchyk Alexander, Luzhanska Ganna. 4.3. Increasing the efficiency of work of smoke ventilation under the influence of the wind load / **S 4** Structural inspection and assessment of buildings in Housing, industrial and transportation construction: Monograph “Innovative lifecycle technologies of housing, Industrial and transportation objects” / Editors: Nikolaienko S. Kulikov P. Pshinko, O. Savytskyi M. Radkevych A. Unchik S. Dukat S. Yurchenko Y. Babenko M. / Under the general editorship Savytskyi M. – Dnipro – Bratislava, 2018:- 127 p. P.92-98. ISBN 978-966-323-190-7.

http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe?C21COM=S&I21DBN=EC&P21DBN=EC&S21FMT=JwU_B&S21ALL=%28<.>U%3DH7<.>%29&Z21ID=&S21SRW=AVHEAD&S21SRD=DOWN&S21STN=1&S21REF=10&S21CNR=20

9. Зайцев М.О., Климчук О.А. Спосіб підвищення ефективності роботи жаротрубних котлів малої потужності при зміні теплового навантаження. / Сучасні проблеми теплофізики та енергетики (19-23 жовтня 2020): матеріали III міжнародної конференції. – М.: Видавництво МЭИ, 2020. –708 с., стр. 541-542. ISBN 978-5-7046-2372-4.

<http://www.ptppe.ru/#files>

ABSTRACT

Zaitsev M.O.. Improvement of gas dynamics in low-capacity fire tube boilers. - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Thesis for the degree of Doctor of Philosophy in the specialty 144 Heat power engineering. - Odessa Polytechnic State University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Odessa, 2021.

The scientific and technical problem solved in the work is aimed at increasing the efficiency of fuel resources in heat generating units of decentralized heat supply systems, especially in non-stationary modes and new means of controlling combustion and heat transfer processes in the furnace space and convection surfaces of heat generating units.

Scientific novelty of the obtained results.

- proposed a new combined burner that allows control of the velocity and temperature fields in the interaction of coaxial axial direct current and external swirling jets when changing the heat load;

- performed a comparison of the thermal voltage of the burners, imagined that the thermal voltage in the proposed method increases with increasing power over 200 kW and more than in a standard burner, which can cause overheating of the surfaces of the furnace;

- detected as a result of aerodynamic experiments, the occurrence of a transverse vortex ring at a distance of 2 diameters of the axial pipe from its cross section;

- it was found that the most rational to use the proposed method of gas combustion with the formation of the aerodynamic structure of the axial direct-flow gas jet of the external swirling jet in the power range from 50 to 130 kW. The resulting range lies in the area where the outer swirling jet brakes along the inner boundary of the axial gas flow (at minimum power).

Practical significance and implementation of research results:

- the modes and limits of the studied area of operation of convective surfaces at change of thermal loadings are defined. As a result of the study of the modes and boundaries of the area of operation of convection surfaces when changing thermal loads, it was found that a constant change in temperature in the models indicates a change in the thermal conductivity;

- the proposed organization of gas combustion in the furnaces of low-power boilers allows to increase the average annual efficiency of the boiler by 20% compared to the standard version of the boiler;

- drawings of the proposed burner are developed and a prototype of the burner is made.

The results of the work were implemented

- in the activities of the research and production laboratory "Energy saving technologies" ONPU;

- the results of the work are used in project activities on projects of boiler and heating systems in the GDR № 4/20 ONPU "Development and approval in the manner prescribed by law of the heat supply scheme of Odessa";

- the results of the work are used in project activities on projects of boiler and heating systems in the "First engineering Design Company" (Odessa).

Key words: burners, low pressure, premixing, gas fuel, heat generating installations.

List of applicant's publications

1. Development of a combined burner based on peculiarities of interaction of the external circuit with axial direct flow jet. O. Klymchyk, A. Denysova, M. Zaitsev, N. Lozhechnikova, K. Borysenko// «Eastern-European Journal of Enterprise Technologies» №1(109) 2021, p. 44-51.

<http://journals.uran.ua/eejet>

2. M.O. Zaitsev, N.P. Bogatikova, O.M. Zaitsev. Interaction of two non-coaxial counter gas jets in the furnaces of low-power boilers // Collection of scientific works " Construction and industrial safety" № 52 NAPCB, Simferopol, 2014, p.93-97.

<https://stroyjurnal-asa.ru/index.php/asa/issue/view/51>

3. M.O. Zaitsev, O.M. Zaitsev, T.D. Domoschey. Improving the performance of a low-temperature water heating// Collection of scientific works Bulletin of the National University "Lviv Polytechnic" № 823. Series: Theory and practice of construction. 2015, p.352-355.

<https://science.lpnu.ua/news/2016/visnyk-nacionalnogo-universytetu-lvivska-politehnika-teoriya-i-praktyka-budivnyctva-no-823>.

4. Kandeeva V.V., Luzhanskaya G.V., M.O. Zaitsev. Ways of rational development of energy of Ukraine / Abstracts of the XXIV international scientific-practical conference Information technologies: science, technology, technology, education, health. Scientific publication. Part 2, Kharkiv, 2016, p.157.

<http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/31712>

5. Zaitsev M.O.. Gas dynamics in fire-tube water-heating solid fuel boilers.// Ventilation, lighting and heat and gas supply: Scientific and technical collection. - K.: KHYBA. - 2017. - №22. - P. 25-30.

http://www.vothp.org.ua/issues/22/index_2017_22.html

6. Zaitsev Mykyta, Zaitsev Oleg, Borysenko Kristina. 3.2. Experimental results of coiled jets interacting at a convergent angle in heatgenerating installations. / S 94 Sustainable housing and human settlement: Monograph / Editors: Nikolaienko S. Kulikov P. Pshinko, O. Savytskyi M. Radkevych A. Unchik S. Dukat S. Yurchenko Y. Babenko M. / Under the general editorship Savytskyi M. – Dnipro - Bratislava: SHEE “Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture” -Slovak University of Technology in Bratislava, 2018 – 263 p. P.132-144. ISBN978-966-323-182-2.

<http://94.158.152.98/opac/index.php?url=/notices/index/IdNotice:422207/Source:default>

7. Zaitsev M.O., Borisenko K.I.. Energy efficiency of the storage heating panel // International scientific-practical conference "Problems of ecology and energy efficiency in modern construction". Section 1. Problems of energy efficiency in modern construction. Collection of articles, Baku, Azerbaijan. p. 101-106.

<http://www.azmiu.edu.az>

8. Zaitsev Mykyta, Klymchyk Alexander, Luzhanska Ganna. 4.3. Increasing the efficiency of work of smoke ventilation under the influence of the wind load / S 4 Structural inspection and assessment of buildings in Housing, industrial and transportation construction: Monograph “Innovative lifecycle technologies of housing, Industrial and transportation objects” / Editors: Nikolaienko S. Kulikov P. Pshinko, O. Savytskyi M. Radkevych A. Unchik S. Dukat S. Yurchenko Y. Babenko M. / Under the general editorship Savytskyi M. – Dnipro – Bratislava, 2018:- 127 p. P.92-98. ISBN 978-966-323-190-7.

http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe?C21COM=S&I21DBN=EC&P21DBN=EC&S21

[FMT=JwU_B&S21ALL=%28<.>U%3DH7<.>%29&Z21ID=&S21SRW=AVHEAD&S21SRD=DOWN&S21STN=1&S21REF=10&S21CNR=20](#)

9. Zaitsev M.O., Klymchyk O.A. A method of increasing the efficiency of low-power fire tube boilers when the heat load changes./ Modern problems of thermophysics and energy (October 19-23, 2020): Proceedings of the III International Conference. - Moscow: MEI Publishing House, 2020. –708 с., стр. 541-542. ISBN 978-5-7046-2372-4.

<http://www.ptppe.ru/#files>

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	13
ВСТУП.....	15
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ	
ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЖАРОТРУБНИХ ТЕПЛОГЕНЕРУЮЧИХ УСТАНОВОК МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ	22
1.1. Аналіз ефективності роботи сучасних теплогенеруючих установок.....	22
1.2. Існуючі методи очищення водогрійних і жаротрубних котлів.....	29
1.3. Теоретичні основи процесів взаємодії закручених струменів.....	31
1.4. Методи оцінки впливу прецесуючого вихрового ядра на взаємодію струменів та теплообмін в топці теплогенератора.....	34
1.5. Висновки до 1 розділу.....	36
РОЗДІЛ 2. ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА	
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СУЧАСНИХ КОТЛІВ МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ	38
2.1. Наукові аспекти визначення технічних параметрів ТГУ малої потужності, що визначають їх ефективність роботи.....	38
2.2. Технічні характеристики засобів вимірювання і опис випробувального стенду	39
2.3. Методика проведення випробувань.....	44
2.4. Методика числового моделювання теплових процесів в котельній установці за результатами випробувань.....	45
2.5. Результати випробувань.....	49
2.6. Аналіз результатів числового моделювання за даними випробувань котлів.....	54
2.7. Висновки до 2 розділу	55

РОЗДІЛ 3. МОДЕЛЮВАННЯ АЕРОДИНАМІЧНОЇ СТРУКТУРИ ПОТОКІВ В ТОПЦІ КОТЛА МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ ПРИ ВИКОРИСТАННІ КОМБІНОВАНОГО ПАЛЬНИКА	56
3.1. Фізичні параметри та припущення при числовому моделюванні аеродинамічної структури потоків в топці при взаємодії струменів в пальнику.....	56
3.2. Результати моделювання поля швидкості при ізотермічної взаємодії струменів.....	61
3.3. Вплив кроку зовнішнього закрученого струменю на розподіл тиску в топці.....	73
3.4. Висновки до 3 розділу	75
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ СТРУМЕНІВ В КОМБІНОВАНОМУ ПАЛЬНИКУ ТА ЇХ ВПЛИВ НА ТЕПЛОВУ НАПРУЖЕНІСТЬ ТОПКИ.....	77
4.1. Методика проведення експериментальних досліджень аеродинамічних процесів коаксіальних зовнішнього обертowego та осьового прямооточного струменів в комбінованому пальнику.....	77
4.2. Результати експериментальних досліджень взаємодії струменів в комбінованому пальнику теплогенератора малої потужності.....	81
4.3. Методика вогневих випробувань топки жаротрубного котла з використанням тепловізора.....	85
4.4. Результати тепловізійного дослідження теплової напруженості топки.....	87
4.5. Метрологічний аналіз експериментальних досліджень.....	90
4.5.1 Похибка при дослідженні аеродинамічних характеристик теплогенеруючої установки.....	90
4.5.2 Сумарна похибка експерименту.....	90

4.6. Техніко-економічне обґрунтування доцільності використання комбінованих пальників для теплогенераторів малої потужності.....	91
4.7. Висновки до 4 розділу	93
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	95
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	97
ДОДАТОК А. Креслення пальника та фотографії зразків пальника.....	110
ДОДАТОК Б. Загальний вигляд та термограми вогневих досліджень топки з зовнішнім вихровим струменем до осьового полум'я	112
ДОДАТОК В. Висновок про впровадження результатів дослідження...	120
ДОДАТОК Г. Сертифікати з участі в міжнародній конференції та стажуванні у Братиславі.....	122
ДОДАТОК Д. Ентальпія продуктів згоряння.....	123
ДОДАТОК Е. Результати випробування теплогенераторів.....	125
ДОДАТОК Ж. Список публікацій здобувача.....	135

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ПВЯ – прецесуюче вихрове ядро;

ТГУ – теплогенеруюча установка;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ΔG – витрата води, кг/с;

C – теплоємність води, кДж/(кг·К);

t_1 – температура води на виході з апарату, К;

t_2 – температура води на вході в апарат, К;

N – номінальна теплова потужність апарату, кВт;

Q – величина потужності виносного теплового потоку, кВт;

F – площа огорожі, м²;

n – коефіцієнт зменшення для підрахунку тепловтрат через різні огорожі;

t_b, t_n^x – розрахункові температури внутрішнього і зовнішнього повітря, К;

N_{max} – потужність апарату при максимальній різниці температури холодної і нагрітої води, Вт;

X – проекція прискорення масових сил на вісь X ;

Y – проекція прискорення масових сил на вісь Y ;

P – тиск, Па;

V_x, V_y – проекції швидкості на вісі координат, м/с;

ν – кінематична в'язкість, м²/с;

ρ – густина, кг/м³;

x, y – поточні координати;

x_a – відстань від центру струменя до кордону області зворотних струмів, м;

ρ – густина газу, м³/кг;

ω – завихореність;

x_c – відстань від центру закрученого струменя до центру вихрового ядра;

Γ – циркуляція швидкості вихрового ядра;

$\frac{fD_e^3}{Q}$ – наведена частота;

$\frac{G_0 D_e}{\rho Q^2}$ – наведений момент кількості руху;

$\frac{\Delta P \cdot D_e^3}{G_o}$ - наведена інтенсивність пульсацій тиску;

u_{mo} – максимальна осьова швидкість струменя, м/с

f – частота прецесії ПВЯ, Гц;

d – діаметр вихідного патрубку, м;

a – відстань від центру струменя до розглянутого перетину ПВЯ, м;

R – відстань по радіусу до центру ПВЯ, м;

Q – масова витрата газу, м³/с;

l, l_I – довжина шляху перемішування, м;

КТЖТ – конвекційні трубки жаротрубного теплогенератора.

ВСТУП

В Україні, як в будь-якій розвиненій державі, гостро стоїть проблема забезпечення населення паливно-енергетичними ресурсами. При цьому зношеність теплових мереж, теплогенеруючого обладнання і не відповідність послуг, що надаються споживачеві, змушує останнього відмовлятися від централізованого теплопостачання на користь децентралізованого [1, 2, 4]. Також централізоване теплопостачання є інерційним через його технічні особливості.

Ця проблема вирішується шляхом встановлення індивідуальних теплогенеруючих установок (ТГУ) [7-9, 11, 24]. Однак, з огляду на європейський та світовий досвід, коли при проектуванні і експлуатації децентралізованих систем теплопостачання основна увага приділяється експлуатаційним витратам, необхідно констатувати, що теплогенеруючі установки малої потужності більшу частину часу працюють не в номінальному режимі через особливості підбору обладнання. При цьому, рішення даного завдання (роботи теплогенеруючих установок у не номінальному режимі) не може бути виконано за рахунок проектування більшої потужності установки, внаслідок того, що системи теплопостачання будівель працюють в мінливому режимі опалювального навантаження. В свою чергу, збільшення потужності котла призведе до можливого перегріву та й пошкодження поверхні топки [53, 55]. Робота ж системи опалення в нелінійному режимі та більший частині опалювального періоду, відповідно, приведе до збільшення експлуатаційних витрат [99].

Крім того, слід підкреслити, що одним із напрямків зниження енерговитрат теплових підприємств є вдосконалення теплогенеруючих установок шляхом зниження теплової напруженості топки в процесі експлуатації котельних агрегатів.

В теплогенераторах даного типу (потужністю до 350 кВт) через досить високі температури димових газів в топковому просторі (160-2000 °C), виникають нагари, накип, відкладення різного роду [12, 13]. Тобто, актуальним питанням є вдосконалення способів рівномірного розподілу температури в топке

жаротрубних теплогенераторів малої потужності вітчизняного виробництва, що дозволить покращити їх енергетичні характеристики.

Таким чином, науково-технічна задача, що вирішується в роботі, спрямована на збільшення ефективності використання первинних паливних ресурсів у теплогенеруючих установках децентралізованих систем теплопостачання, особливо в нестационарних режимах шляхом введення нових засобів управління процесами горіння та теплопередачі в топковому просторі та конвекційних поверхнях ТГУ.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно до Закону України «Про енергозбереження», пріоритетним напрямком розвитку науки і техніки в Україні «Екологічно чиста енергетика та енергозберігаючі технології». Робота виконувалася за напрямком «Енергетичної стратегії України на період до 2030 року» у межах НДР № 4/20 ОНПУ “Розроблення та затвердження у встановленому законодавством порядку схеми теплопостачання м. Одеси”.

Метою роботи є наукове обґрунтування та розробка рішень щодо підвищення ефективності роботи теплогенеруючих установок малої потужності, які працюють в умовах в режимах зниженого теплового навантаження, за рахунок використання комбінованого пального з удосконаленим газодинамічним режимом взаємодії струменів в об’ємі топкового простору.

Для досягнення поставленої мети було сформульовано наступні задачі:

- дослідити енергоефективність існуючих аеродинамічних процесів в жаротрубних водогрійних котлах малої потужності агропромислового та комунально-побутового призначення, з’ясувати переваги і недоліки їх роботи в умовах зниженого опалювального навантаження та запропонувати шляхи та методи вдосконалення їх ефективності протягом всього опалювального періоду;

- виконати чисельне моделювання та експериментальне порівняння сучасних моделей теплогенераторів малої потужності при зміні теплового навантаження, які дозволять створити інноваційний паливник з покращеним

газодинамічним режимом взаємодії зовнішнього обертового та осевого струменів в об'ємі топкового простору;

- визначити теоретично та підтвердити експериментально особливості процесу формування аеродинамічній структури результуючого потоку в пальнику, при взаємодії концентричних газових струменів в залежності від зміни співвідношення об'ємних витрат закрученого та осевого струменів;

- дослідити експериментально вплив розподілу температури і теплового навантаження в процесі горіння, при взаємодії зовнішнього закрученого і осевого струменя за умов зміни витрати газового палива, при вогневих випробуваннях з використанням тепловізійного контролю.

- визначити енергетичну ефективність елементів системи та розробити рекомендації щодо їх впровадження на основі аналізу отриманих теоретичних та експериментальних даних в жаротрубних водогрійних котлах малої потужності.

Об'єкт дослідження – теплові і аеродинамічні процеси в топковому просторі жаротрубних водогрійних теплогенераторів малої потужності.

Предмет дослідження – аеродинамічні та теплові показники процесів спалювання палива в теплогенераторах малої потужності.

Методи дослідження. Використовувались теоретичні та експериментальні методи дослідження. Використовувались відомі закони збереження маси, руху та енергії, а також закони теплообміну. Математичне моделювання руху та теплообміну для конвекційних поверхонь та аеродинамічних процесів взаємодії зовнішнього обертового та осевої газових струменів в топковому просторі базувалось на принципах теорії гідравлічних ланцюгів з розподіленими параметрами. Алгоритми чисельного розрахунку гідравлічних і теплових режимів застосовували методи еволюційного пошуку найбільш привабливих рішень, які реалізовані в програмних пакетах «SolidWorks» на основі рівнянь Нав'є-Стокса.

Методи математичної обробки результатів чисельного та натурного експериментів, а також експериментальні методи оцінки режимних параметрів теплогенераторів. Експериментальні дослідження виконувались на

експериментальних зразках обладнання з застосуванням методів планування експерименту та математичної статистики. Вірогідність отриманих наукових положень, висновків і рекомендацій заснована на сучасних уявленнях про гідродинаміку й підтверджена тим, що отримані результати не суперечать висновкам відомих положень. Наукові положення, висновки й рекомендації, сформульовані у дисертаційній роботі підтверджені результатами експериментальних досліджень, узагальненням і систематизацією отриманих даних.

Наукова новизна отриманих результатів:

- виконане чисельне моделювання та експериментальне порівняння сучасних моделей теплогенераторів малої потужності при зміні теплового навантаження які виявили, що зниження ефективності відбувається за рахунок зміни аеродинамічного руху струменів пальника в топковому об'ємі, що потребує додаткове дослідження газодинамічного режиму взаємодії зовнішнього обертвого та осевого струменів в об'ємі топкового простору [62];
- виконані комплексні дослідження вдосконалених способів спалювання в теплогенераторах з використанням комбінованих пальників, які дозволяють управління полями швидкості і температури при взаємодії коаксіальних осевого прямоточного і зовнішнього закрученого струменів при зміні теплового навантаження. Вперше виявлено, що в топковому просторі відбувається утворення зон зі зниженим тиском внаслідок розбіжності прикордонних шарів взаємодіючих струменів пальника, що призводить до появи зон можливої конденсації і підвищеної корозії поверхні топки [10, 98];
- в результаті аеродинамічних експериментів вперше виявлене виникнення поперечного вихрового кільця на відстані 2-х діаметрів осевого патрубку від його поперечного зрізу, яке має негативний вплив на ефективність спалювання газу в топці теплогенератора [3];
- виконане порівняння теплонапруженості пальників, вперше засвідчило, що теплонапруженість в запропонованому способі зростає при збільшенні

потужності понад 200 кВт і більше, ніж в стандартному пальнику, що може викликати перегрів поверхонь топки [20, 21, 63];

– вперше виявлено, що найбільш раціонально використовувати запропонований спосіб спалювання газу з формуванням аеродинамічної структури осевого прямого струменя газу зовнішнім закрученим струменем в діапазоні потужності від 50 до 130 кВт. Отриманий діапазон, лежить в області, коли зовнішній закручений струмінь гальмує по внутрішньому кордоні осевий струмінь газу (при мінімальній потужності) [3, 64].

Практична значимість і впровадження результатів дослідження:

- розроблені креслення пальника з його технологічною деталізацією і виготовлені для аеродинамічних досліджень ряд насадок, а також виготовлений дослідним чином пальник (додаток А);

- запропонована організація спалювання газу в топках котлів малої потужності дозволяє збільшити середньорічний ККД котла на 20% в порівнянні зі стандартним виконанням котла [82].

Результати роботи були впроваджені:

– в діяльності науково-виробничої лабораторії «Енергозберігаючі технології» Державного університету «Одеська політехніка»;

– результати роботи використовуються в проектній діяльності з проектів котельних та систем опалення в НДР № 4/20 Державного університету «Одеська політехніка»: «Розроблення та затвердження у встановленому законодавством порядку схеми теплопостачання м. Одеси» та «Першої інженерної компанії» (м. Одеса) (додаток В);

– результати роботи використовуються в курсовому і дипломному проектуванні студентів спеціальності 14 Електрична інженерія за спеціальністю 144 Теплоенергетика та включені до звіту ДБ НДР 33-41 «Підвищення ефективності використання різних видів палива, вторинних та відновлювальних джерел енергії для енергетики України» Міністерства освіти і науки України.

Особистий внесок здобувача.

Основні ідеї й положення дисертаційної роботи розроблено автором особисто. Наукова праця [62] виконана одноосібно і містить обґрунтування принципів і методів дослідження, розробку математичної моделі з аеродинаміки та теплообміну конвекційних поверхонь жаротрубних теплогенераторів. В роботах [3, 10, 20, 21, 62-64, 82, 98], що написані у співавторстві, автору належить розробка та аналіз математичних моделей, опрацювання результатів експериментальних та теоретичних досліджень, аналіз енергетичної ефективності запропонованого пальника. Особистим внеском автора в роботу є вивчення проблематики, критичний аналіз сучасних теплогенеруючих установок, постановка мети і задач дисертаційної роботи; розробка ідей, принципів та методики дослідження; розробка математичних моделей процесів теплообміну в елементах теплогенеруючої установки; використання програм чисельного моделювання теплових та аеродинамічних процесів; розробка рекомендації щодо практичного застосування результатів досліджень.

Апробація результатів дисертації:

– 8 міжнародна конференція «Probleme actuale ale urbanismului și amenajării teritoriului» - з доповіддю на тему «Вплив на тепловий режим інерційності огорожувальних конструкцій»// Матеріали - Молдова, м. Кішиневу, 14 листопаду 2016, р.;

– Міжнародна конференція «Sustainable housing and human settlement» Bratislava: SHEE 2018 – з доповіддю на тему «Experimental results of coiled jets interacting at a convergent angle in heatgenerating installations», Slovak University of Technology in Bratislava, 21-25 травня 2018 р.;

– XXIV міжнародна науково-практична конференція «Інформаційні технології»: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я – з доповіддю «Шляхи раціонального розвитку енергетики України», ХНПУ м. Харків, (Україна), 22 травня 2016 р.;

– Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми екології та енергоефективності в сучасному будівництві» - з доповіддю

«Енергоефективність роботи акумуляційної опалювальної панелі» - Азербайджан, м. Баку, 24-25 листопада, 2016 р.;

- III міжнародна конференція «Сучасні проблеми теплоенергетики» - з доповіддю на тему «Спосіб підвищення ефективності роботи жаротрубних котлів малої потужності зі зміною теплового навантаження» - МЕІ, 19–23 жовтня 2020 р.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 9 наукових праць, з них: 1 у міжнародній наукометричній базі (Scopus) [3], 6 у наукових фахових виданнях України (1 одноосібна) та міжнародних виданнях [10, 20, 21, 62, 63, 98], 2 тези доповідей [64, 82].

Структура і об'єм роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел. Роботу викладено на 137 стор., містить 38 рисунків на 24 стор., 3 таблиць на 5 стор., список використаних джерел з 108 найменування на 12 стор. та 7 додатків на 28 стор.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЖАРОТРУБНИХ ТЕПЛОГЕНЕРУЮЧИХ УСТАНОВОК МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ

1.1. Аналіз ефективності роботи сучасних теплогенеруючих установок

В останні десятиліття в світі гостро позначається обмеженість енергетичних і сировинних ресурсів. Це веде до необхідності використання нових, високоефективних маловідходних і технологічних процесів з мінімальними втратами, повною утилізацією тепла, очищенням стічних вод і газів. Їх створення неможливе без наявності технологічних пристроїв з вдосконаленими питомими енергетичними показниками. Головною характеристикою таких нових апаратів повинні бути високі питомі показники роботи [5, 6]. З одного боку, це дозволяє досягти високої продуктивності шляхом використання устаткування менших розмірів, що дає як пряме зниження енерговитрат, так і поліпшення його масогабаритних характеристик, отже, економію матеріалів та енергії при виробництві теплоенергетичного устаткування [23]. З іншого боку, підвищення питомої енергетичної ефективності роботи теплогенераторів є вигідним само по собі [14, 17].

Далі більш докладно розглянуті переваги і недоліки котлів малої потужності.

За конструкцією котли поділяються на жаротрубні (жаротрубно-димогарні), водотрубні, пульсуючого горіння, конденсаційні і прямоточні. Конструкція прямоточного котла - водотрубна живильна вода, що подається, нагрівається за один прохід по трубах [25, 32, 52, 79-81] . Прямоточні парові котли не мають акумулюючих об'ємів для пари і води. Основні переваги водотрубних водогрійних котлів обумовлені організованим гідравлічним режимом в трубних водяних контурах, що дозволяє, використовуючи насосні схеми примусової високошвидкісної циркуляції (в тому числі з рециркуляцією), забезпечити

допустимі теплові (температурні) режими, зменшити негативні процеси забруднення теплопередаючих поверхонь з боку теплоносія, знизити вимоги по загальній жорсткості циркуляційної води. У той же час у водотрубних котлах необхідно суворе дотримання гідравлічного режиму руху теплоносія, що виключає його скипання на поверхнях нагрівання, що, як зазначалося, для котлів малої потужності особливо важливо на теплонапружених ділянках топкових поверхонь нагріву. При обґрунтуванні швидкісного режиму необхідно орієнтуватися на труби з опускним рухом теплоносія, в яких при зазначених умовах теплообміну ($q_n = \sim 200 \text{ кВт/м}^2$) швидкість руху теплоносія має бути (рис. 1.1) не менше 1,25–1,35 м/с [79-81, 84, 89]. Такий гідравлічний режим обумовлює досить значний гідравлічний опір водотрубного водогрійного котла (зазвичай в межах 0,5–1,5 бар). Причому не тільки в розрахунковому режимі, але і при всіх проміжних режимах роботи з часткової або навіть мінімальною потужністю. Постійний гідравлічний режим, мабуть, найбільш важливий фактор, що забезпечує надійну роботу всієї трубної системи водогрійного водотрубного котла.



Рис. 1.1 Загальний від водотрубного водогрійного котла

Ряд конструкцій водогрійних водотрубних котлів виконується у вигляді декількох укрупнених блоків, що вимагає додаткових витрат при доставці котла, його збірці і монтажі на будівельному майданчику.

Останнього недоліку позбавлені жаротрубні водогрійні котли, які повністю виготовляються в заводських умовах і поставляються в вигляді компактної моноблокової конструкції, часто вже з змонтованою тепловою ізоляцією, зовнішньою оболонкою, опорною рамою, менеджером кочегарного справи та ін.

Конструктивні схеми практично всіх водогрійних жаротрубних котлів припускають розміщення у водяному об'ємі всередині зовнішньої міцної оболонки котла циліндричної топки і димогарних труб конвективних поверхонь. Компонування котлів прийнято класифікувати як двоходове і триходове. В обох випадках формування факелу і руху продуктів згоряння по топковому об'єму вважається першим ходом як для топок з осьовим прохідним (без розвороту факела) рухом газів, так і для тупикових реверсивних топок (з розворотом факела на 180° в задній частині всередині топки до фронту котла) (рис. 1.2) [2-7, 10, 88].

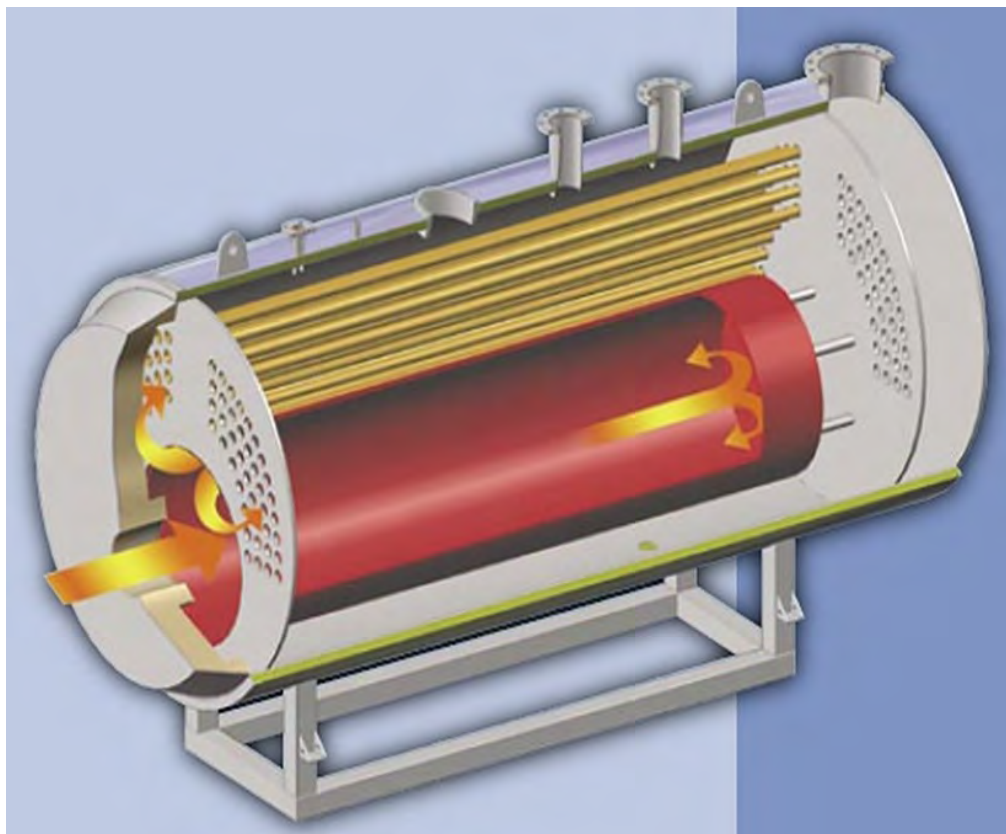


Рис. 1.2 Схема газохідного тракту 2-ходового котла з реверсивною топкою.

Таким чином, двоходові схеми припускають один хід продуктів згоряння по конвективних жарових трубах, а триходові - два ходи з розворотом продуктів згоряння між пучками димогарних труб на 180° (рис. 1.3). У жаротрубному котлі поверхні нагріву стикаються з полум'ям і димовими газами, зі зворотного боку омиваються водою. В котлі має місце природна внутрішня циркуляція води. Слід, однак, відзначити, що в 60-х роках виробництво їх було заборонено через велику кількість аварій внаслідок допущених експлуатаційних помилок.

Швидкість води у жаротрубного котла настільки мала, що він практично є фільтром-осаджувачем. Такі котли не можна включати за одноконтурною схемою в роботу зі старою тепловою мережею, що має багаторічне накопичення шламу в нижній частині радіаторів та мережевих трубопроводів. В результаті осадження зважених речовин і покриття ними нижніх димогарних труб жаротрубного котла температура цих труб стає вище, ніж верхніх, тиск перегрітих труб на трубну решітку і напруга в зварних швах різко зростають [92].

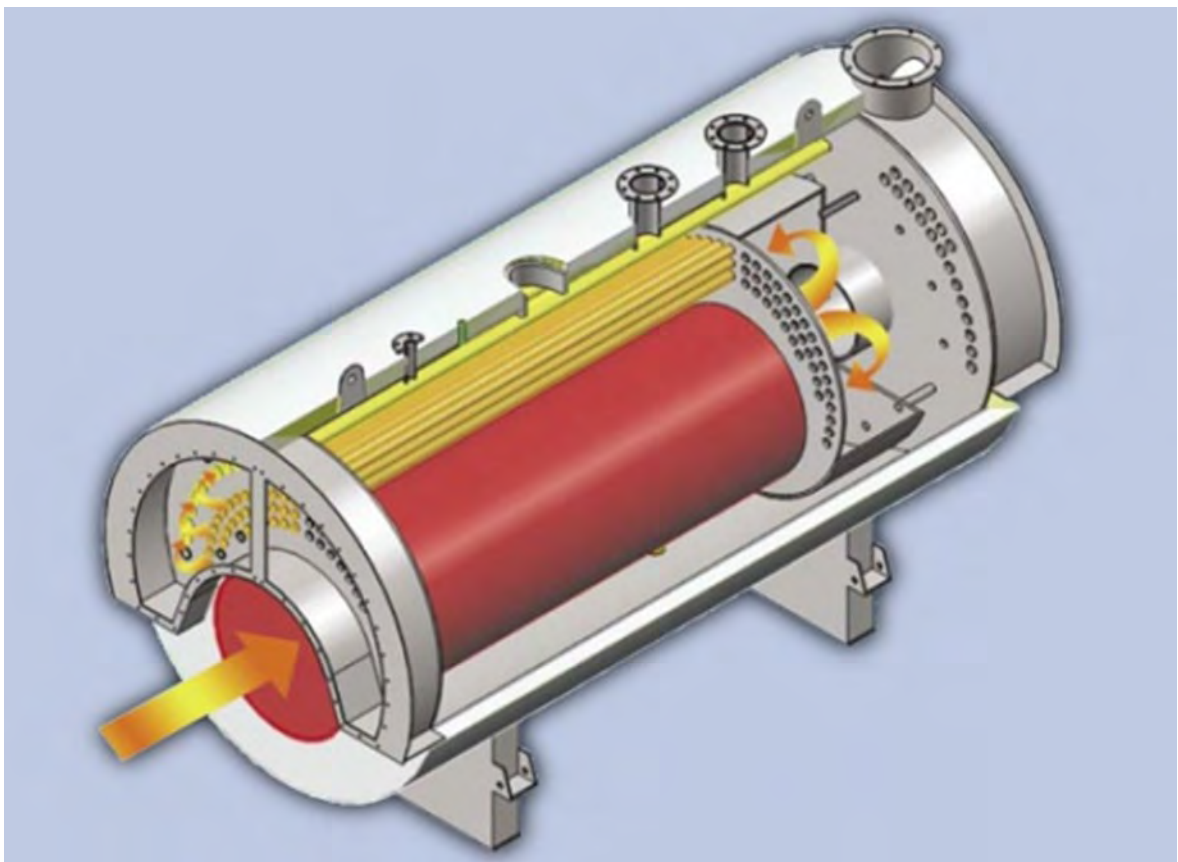


Рис.1.3 Схема газохідного тракту 3-ходового жаротрубного котла.

Неохолоджені в цих трубах продукти горіння дають локальний перегрів трубної дошки. В результаті великих напружень в металі містків трубної дошки між сусідніми отворами і іноді в зварних швах з'являються мікро тріщини, які в подальшому збільшуються до наскрізних.

Тут важливо відзначити, що жарові котли з реверсивною топкою, в силу зазначених особливостей теплових процесів, при розвороті факелу забезпечують інтенсифікацію конвекційного теплообміну в топці (цим досягається вирівнювання теплових потоків на поверхнях нагріву у топці). Також вони дозволяють за рахунок активної рециркуляції продуктів згорання в корені факела пальника знизити емісію оксидів азоту. Однак, при цьому, в значній мірі відбувається інтенсифікація теплообміну на трубній дошці і початкових ділянках димогарних труб у зоні розвороту факела біля переднього шамотного блоку з урахуванням його вторинного випромінювання. Через ці фактори трубна дошка опиняється в надзвичайно форсованому тепловому режимі, котрий часто призводить до її перегріву (з'являються локальні зони перегріву) [100].

Враховуючи зазначені особливості теплових режимів фронтовий трубної дошки, переважна більшість зарубіжних виробників жаротрубних водогрійних котлів обмежують область застосування реверсивних топок котлами потужністю до 2,5 МВт.

Для будь-яких топок жаротрубних котлів, особливо для реверсивних, необхідний правильний підбір пальника не тільки за потужністю, але і за відповідністю конфігурації і розмірів факела пальника топці котла. Має бути виключений навіть локальний «накид» факелу на холодну стінку топки в усіх режимах її роботи, з урахуванням необхідного напору для подолання аеродинамічного опору газового тракту котла і методу регулювання навантаження.

Так в [92] вказано, що незадовільне ведення топкових процесів, що пов'язане з неправильним підбором і монтажем газопальникових пристроїв, недостатньою оснащеністю котельних приладів контрольно вимірювальними приладами (КВП) і пристроями автоматики. Останнє багато в чому визначає

низький ККД використання теплової енергії в споживачів.

Також варто відзначити що, позиційне регулювання, що відпускається споживачам потужності при режимі експлуатації пальника «увімкнено-вимкнено» об'єктивно значно скорочує ресурс роботи котла, враховуючи циклову втому металу. Проте, іноді використання модульованих пальників, особливо у реверсивних топках, може на знижених навантаженнях викликати передчасний розворот факелу поблизу пальника, а, отже, перегрів окремих ділянок топки і фронтної трубної дошки. Також в жаротрубних котлах незалежно від їх устрою максимум температур знаходиться на вісі факела, що збігається з віссю топки котла. Тому необхідно впливати на аеродинаміку топкового простору і характеристики факела, щоб змінити положення максимуму/мінімуму температур в топковому просторі для інтенсифікації теплообміну.

При зниженні температури продуктів згоряння в конденсаційних котлах до такої міри, при якій відбувається конденсація водяної пари, що містяться в них, досягається подвійний ефект: з одного боку, прихована теплота конденсації водяної пари, що виділяється, істотно підвищує використовуваний енергетичний потенціал палива, який засвоюється хвостовими поверхнями нагріву котла, а з іншого, зменшуються втрати тепла з відпрацьованими газами [92, 100, 103-107].

Конденсаційні котли, випускають фірми Viessmann, Buderus, Valliant, Protherm, Wolf тощо. Основним недоліком конденсаційних котлів є присутність агресивного середовища при розчиненні CO_2 , що утворюється в конденсаті, яка викликає інтенсивну корозію поверхонь нагріву, а тому виникає необхідність нейтралізації даного розчину [92]. небезпека корозії багаторазово зростає при використанні сірковмісного палива, при спалюванні якого утворюються оксиди сірки, які посилюють агресивну дію кислого середовища. захист від корозії може бути забезпечено при виконанні елементів котла з корозійно-стійких сталей, легованих хромом, нікелем і молібденом. Застосування дорогих матеріалів значно підвищує вартість котлів, хоча при цьому зростає їх економічність. У звичайному газовому котлі продукти згоряння у вигляді

відхідних гарячих газів проходять через теплообмінник котла, де віддають більшу частину своєї енергії теплоносію. Відхідні гази викидаються через димохід в атмосферу, при цьому втрачається частина невикористаної теплоти, оскільки разом з газами йде і водяна пара, що утворюється при згорянні палива. Саме ця пара і забирає енергію, яку здатний зберігати і передавати в системі опалення конденсаційний котел [95, 103-107].

Пульсаційні котли.

В котлах з пульсуючим горінням топка являє собою акустичну систему з високим ступенем турбулізації продуктів горіння. У топці котлів з пульсуючим горінням пальники, а отже, і факел відсутні. Подача газу і повітря здійснюється переривчасто з частотою приблизно 50 с^{-1} через спеціальні газопульсуючі і повітряно-пульсуючі клапани, у результаті процес горіння відбувається у всьому топковому об'ємі. При такому спалюванні палива в топці підвищується тиск. Збільшується швидкість продуктів горіння, що призводить до значної інтенсифікації процесу теплообміну, можливості зменшення маси і габаритних розмірів котла. Однак даний тип котлів не отримав широкого поширення через складність конструкції [86], хоча такий принцип відкриває достатньо більше можливостей щодо вдосконалення ТГУ при спалюванні низькосортного (а як правило це відновлювальне) палива.

Котли з вихровими топками.

Характерна особливість вихрових топкових камер котлів – наявність одного або декількох великих (порівняно з поперечними розмірами топки) вихорів з горизонтальною віссю обертання. Такі топки обладнані прямоточними пальниками [41, 44, 45, 67].

З 50-х років в теплоенергетиці і в різних технологічних виробництвах для високотемпературного спалювання твердих палив та інших горючих матеріалів були розроблені технології щодо використання циклонних ефектів. Пізніше в циклонних камерах стали спалювати тверді, рідкі і газоподібні палива при більш низьких температурах процесу. Все це супроводжувалося великою кількістю

публікацій з вивчення аеродинаміки, теплообміну і горіння в циклонних топках різних модифікацій і призначень.

Однак починаючи з 70-80-х років внаслідок цілого ряду експлуатаційних, технологічних і екологічних недоліків, виявлених при тривалій експлуатації високотемпературних циклонних топок, інтерес до них став падати, а їх використання в теплоенергетиці різко скоротилося. Тим не менш, циклонні камери горіння ще знаходять застосування в деяких технологічних виробництвах і обслуговуючих їх енергетичних установках. Можливо, застосування циклонних топок при утилізації твердих побутових відходів, де для розкладання фуранів необхідно пропускати відхідні димові гази через високотемпературну зону – дозволить реанімувати цей, без сумніву, перспективний напрямок.

Твердопаливні котли з піролізним спалюванням.

Такі котли ще називають газогенераторними (хоча газогенераторами називають установки для отримання газу шляхом виділення летючих з твердого палива). Головні переваги цих котлів полягають в більш високому ККД (до 85%) і можливості більш широкого регулювання потужності (зазвичай в діапазоні від 30 до 100%). Основною відмінністю котлів з піролізним спалюванням є те, що в них горять не тільки самі дрова, а й газ, що виділяється з них під впливом високої температури. Під час такого спалювання не утворюється сажа і утворюється мінімальна кількість золи. В котлах з використанням піролізу, що виникає завдяки високій температурі в бункері палива, газ проходить через спеціальну форсунку і горить полум'ям жовтого або майже білого кольору. До недоліків таких котлів можна віднести необхідність використання електроенергії і більш високу в порівнянні з традиційними твердопаливними котлами вартість. У газогенераторних котлах зазвичай можна спалювати всі види деревини, відходи деревини або деревні брикети з вологістю не більше 20% [92, 100].

В основу роботи газогенераторного котла покладено принцип піролізу та спалювання (або сухої перегонки) палива, суть якого полягає в тому, що під дією високої температури і в умовах нестачі кисню суха деревина розкладається на

летючу частину— так званий піролізний газ і твердий залишок— деревне вугілля (кокс).

1.2. Існуючі методи очищення водогрійних і жаротрубних котлів

В умовах постійного зростання цін на енергоресурси та їх наближення до світових, проблема енергозбереження стає по-справжньому актуальною, в чому визначає майбутнє вітчизняної економіки.

Питання розробки енергозберігаючих технологій і обладнання завжди займали значне місце в теоретичних і прикладних дослідженнях вчених та інженерів, але на практиці в енергетику передові технічні рішення в нашій країні впроваджувалися недостатньо активно. Державна система штучно занижених цін на паливо призвели до того, що вітчизняне житлово-комунальне господарство (ЖКГ) в даний час є економічно збитковим і технічно відсталим [1,2].

Розрахунки показують, що в сфері ЖКГ потенційні ресурси енергозбереження складають не менше 50% [3, 92, 100]. Однак проблеми енергозбереження ось вже багато років більше декларуються, ніж практично не вирішуються.

Для вирішення цієї проблеми необхідно створити економічні та організаційно-правові механізми впровадження енергоефективних технологій при підвищенні якості і стійкості функціонування систем теплопостачання та гарячого водопостачання населених пунктів.

Це потребує комплексного розгляду ефективного використання енергетичних ресурсів при виробництві, транспортуванні та їх споживанні. При цьому необхідно враховувати інтереси як виробника теплової енергії, так і її споживачів [1,4,5,6].

Історично склалося так, що в нашій країні переважають централізовані системи теплопостачання. Однак способи ведення господарської діяльності в

даному секторі призвели до невиправданих додаткових витрат енергоносіїв, що в кінцевому підсумку лягає на споживача [6].

Більшість розвинених країн пішло по іншому шляху, оптимізуючи рівень централізації, вони зробили ставку на децентралізоване теплопостачання [7,8]. При цьому удосконалювалося теплогенеруюче обладнання, підвищувалися коефіцієнт корисної дії (ККД), рівень його безпеки та автоматизації, екологічні, ергономічні, санітарно-гігієнічні та інші показники. Створювалася всеосяжна система обліку споживання енергоресурсів всіма категоріями споживачів. Впроваджувалися альтернативні джерела теплової енергії. Вдосконалювалася і приводилася у відповідність вимогам доцільності і зручності споживача нормативно-технічна база. В результаті всі ці заходи дозволили перейти на новий більш якісний рівень енергозбереження в усіх сферах економіки, в тому числі, в ЖКГ [14-19, 80-82].

Енергозбереження у сфері ЖКГ має стати одним з головних напрямків в розвитку малої енергетики, допомагаючи у зміцненні економіки нашої країни.

1.3. Теоретичні основи процесів взаємодії закручених струменів

У будь-якій розвиненій країні світу гостро стоїть проблема забезпечення населення паливно-енергетичними ресурсами. При цьому зношеність теплових мереж, теплогенеруючого обладнання і невідповідність послуг, що надаються споживачеві, змушує останнього відмовлятися від централізованого теплопостачання на користь децентралізованого. Також централізоване теплопостачання є інерційним через його технічні особливості (відсутність відповідності кількості теплоти, яка генерується, необхідного споживачам).

Ця проблема вирішується шляхом встановлення індивідуальних теплогенеруючих установок. В Європі вибір систем теплопостачання заснований на експлуатаційних витратах, проте самі теплогенеруючі установки більшу частину часу працюють не в номінальному режимі. При цьому, рішення вказаної проблеми (роботи теплогенеруючих установок в не номінальному режимі) не

може бути виконано за рахунок збільшення запасу потужності установки. Оскільки сучасні системи опалення будівель працюють в гідравлічно-змінюваному режимі, то збільшення потужності котла призведе до нелінійного режиму роботи системи опалення. Зазначена проблема може бути вирішена шляхом вдосконалення схемно-конструктивних характеристик, теплових і аеродинамічних параметрів процесів, що відбуваються в пальникових пристроях теплогенераторів малої потужності з урахуванням взаємодії потоків [3, 100].

Таким чином, найбільш перспективним шляхом вирішення проблеми енергозбереження є збільшення коефіцієнта використання паливно-енергетичних ресурсів в теплогенеруючих установках для децентралізованих систем тепlopостачання, що працюють в нестаціонарних режимах. При цьому необхідно впровадження інноваційних засобів управління процесами горіння в топковому просторі, які підтверджені експериментальними дослідженнями [2, 3, 24].

Оскільки є значна розбіжність між експериментальними і теоретичними даними в [3, 22, 26], а механізм формування результуючих полів швидкості і температури не розкритий [20-23], використання аеродинамічних переваг таких пальників обмежена. Тому актуальними є дослідження, присвячені вдосконаленню аеродинамічної структури потоків в котельній камері, що створить умови суттєвого впливу на можливість керування полями швидкості і температури при зміні потужності пальників з зовнішнім закрученим і осьовим газовими струменями. Для цього необхідно з'ясувати причини зниження ефективності роботи пальника при використанні зазначеної аеродинамічної взаємодії струменів, а також підтвердити відповідність температурного поля швидкісному при взаємодії неізотермічних струменів.

В роботі [27] наведено опис закрученого струменя, що виходить з сопла, в якому збільшення інтенсивності турбулентних пульсацій пояснюється тільки круткою потоку. При цьому не враховується вплив прецесуючого вихрового ядра (ПВЯ), який є впливає не тільки на обертовий потік, а й на осьовий струмінь. В цьому випадку залишаються невирішеними питання впливу

амплітуди коливань ПВЯ, варіювання результуючої швидкості потоку, що негативно позначається на аеродинамічних і теплових процесах в камері згоряння.

В роботі [51] відмічене зростання пульсацій в області квазітвердого обертання (в порівнянні з квазіпотенціальною областю). Причиною цього можуть бути виникаючі поперечні вихори на межі розділу зовнішнього закрученого і внутрішнього осьового струменів. Однак запропонована математична модель руху закрученого струменя відповідає руху слабо закрученого струменя, а вплив осьового струменя на розширення і еволюцію сумарного потоку не може бути висвітлена в рамках запропонованої моделі.

У теорії розрахунку і структури газового факела [28, 29] не враховуються умови формування структури факела (в тому числі і ступінь крутки) і вплив міжструминної взаємодії на результуючий струмінь. Однак наведені теоретичні залежності щодо оцінки теплової напруженості можуть бути використані для порівняльної оцінки різних типів газових факелів.

В роботі [50] в представленому рішенні щодо турбулентного ядра закрученого потоку, ґрунтуючись на експериментальних даних і припущеннях щодо потенційності вихору, виявлено наявність деформації ядра потоку. При цьому передбачуваний перехід від квазіпотенціальної (у зовнішній частині потоку) до квазітвердої (у внутрішній частині) обертання може бути прийнятий тільки при розгляді двофазного потоку.

Найбільш сучасні теоретичні та експериментальні підходи щодо закручених потоків представлені в роботі [51], які засновані в припущенні існування коефіцієнта турбулентного обміну, в тривимірних циліндричних координатах:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r \cdot V \Phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \Theta} (\rho \omega \Phi) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u \Phi) = \\ = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \Gamma_\phi \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \Theta} \left(\Gamma_\phi \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial \Theta} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\phi \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) + S_\phi, \end{aligned} \quad (1.1)$$

де Φ – залежна змінна (u , ω , V);

Γ_ϕ і S_ϕ – визначаються з виразів, наведених в [51].

Однак рішення такої системи спільно з декількома алгебраїчними рівняннями, замикаючими систему, для даного конкретного випадку досить трудомістке. При цьому в розрахунках досить складно виділити вплив ПВЯ і турбулентних пульсацій на структуру осьового потоку.

В останні 20 років основні дослідження з аеродинаміки комбінованих пальників з закрученим струменем виконуються тільки для теплогенераторів великих потужностей (від 1 МВт) [66-73], в той же час аеродинамічна структура потоку в теплогенераторах малої потужності (до 300 кВт) практично відсутня. При цьому дані про ефективність спалювання газу провідних фірм, що виробляють пальники (Ariston, De Dietrich, Baxi, Weishaupt, Riello, за винятком Sib Unigas) наведені тільки для стандартних режимів і не враховують вплив аеродинаміки результуючого потоку на витрату газу при варіюванні теплової потужності пальників. У переважній більшості співвідношення потужності до витрати коливається близько 10. Крім того, у інноваційному пальнику визначальним є зовсім інший процес - взаємодія між зовнішнім закрученим і осьовим прямоточним струменями, в даний час математичний опис механізму яких в газових пальниках відсутній. Тобто, найбільш доцільним з точки зору отримання чисельної і адекватної картини результуючого потоку є використання експериментальних методів дослідження [3, 74-78].

Таким чином, все це дає підстави стверджувати, що існуючі математичні моделі, які базуються на основі теорії турбулентності, не можуть дати адекватного теоретичного уявлення про взаємодію зовнішнього закрученого і внутрішнього осьового газових струменів. Також в даний час відсутній доказ припущення існування пропорційної залежності між полем швидкості і температури, і розподілу їх в топковому об'ємі [51].

Таким чином, аналіз відомих підходів [30, 33-36, 38, 42, 43, 46] визначає актуальність розробки та експериментального дослідження аеродинамічних і теплових характеристик, взаємодіючих між собою зовнішнього закрученого струмені і осьового внутрішнього струмені газу.

Для вирішення цього питання необхідно вдосконалити схемо-конструктивні характеристики, теплові та аеродинамічні параметри пальника з урахуванням експериментальних даних [47-49, 56-57]. Отримані дані полів швидкості і температури при запропонованій взаємодії дозволять виявити вплив виникаючих поперечних вихорів, сформованих у прикордонному шарі, внаслідок різних кутів розкриття струменів і виникнення областей з пониженим тиском.

1.4. Методи оцінки впливу прецесуючого вихрового ядра на взаємодію струменів та теплообмін в топці теплогенератора

В роботі [51], автори, при розгляді ПВЯ, вказують, що у разі появи зони зворотних струменів (названого «розпадом вихору»), в залежності від фізичних та геометричних параметрів, реалізується одне з наступних основних станів закрученого потоку:

- потік з нестаціонарними збуреннями ПВЯ;
- потік з пригніченими, принаймні на порядок, пульсаціями ПВЯ.

Однак, під впливом яких чинників стає можливим одне із зазначених станів, автори не наводять.

Опис ж самого ПВЯ виконано в припущенні обертання його як цілого [29, 65]:

$$W = fR_p \quad (1.5)$$

де f — частота прецесії вихрового ядра, Гц;

R_p — відстань до центру ПВЯ, м.

Модель прецесії вихрового ядра закрученого струменя запропонована в [29, 56-59, 100], побудована в припущенні, що вихрове ядро не скручується і не викривляється по довжині струменя, а його обертання відповідає закону обертання твердого тіла. Однак, в моделі не враховані пульсації, що генеруються самим вихровим ядром.

В роботі [46] також наведені узагальнені характеристики ПВЯ, а саме:

- $\frac{fD_e^3}{Q}$ — наведена частота;

- $\frac{G_o D_e}{\rho Q^2}$ — наведений момент кількості руху;

- $\frac{\Delta P \cdot D_e^3}{G_o}$ — наведена інтенсивність пульсацій тиску.

Слід також зазначити, що аналіз експериментальних даних, виконаний в [51] свідчить про переважаючий вплив ПВЯ на стійкість вихровий структури після появи зони поворотної течії.

Таким чином, аналізуючи вищевикладені концепції опису руху закручених потоків, можна констатувати, що:

- існуючі математичні моделі виконані на основі теорії турбулентності - шляхи перемішування Прандтля, завихренности Тейлора, дотичних напружень, кінетичної енергії турбулентності, алгебри, розкладання в ряд Фур'є, геометричного опису руху [83, 85, 87, 90, 91];

- всі моделі поділяють опис закрученого потоку на дві ділянки - зовнішній - так званий «вільний вихор Ренкіна» і внутрішній «вимушений» (обертання як твердого тіла), при цьому основним допущенням в моделях є уявлення зовнішньої частини закрученого потоку потенційним [51, 93-97, 101].

1.5. Висновки до 1 розділу

1. Низька ефективність жаротрубних котлів малої потужності обумовлена тим, що 90% часу теплогенератори працюють в діапазоні зниженої потужності (від 10 до 70 % номінальної продуктивності). Це зумовлено існуючими методами підбору обладнання та спільною роботи з системами опалення з кількісним регулюванням теплоносія.

2. Для будь-яких топків жаротрубних котлів, особливо для реверсивних, необхідний правильний підбір пальника не тільки по потужності, але і по відповідності конфігурації і розмірів факела пальника топці котла. Повинен бути

виключений навіть локальний «накид» факела на холодну стінку топки в усіх режимах її роботи, з урахуванням необхідного напору для подолання аеродинамічного опору газового тракту котла і методу регулювання навантаження.

3. Швидкість води у жаротрубному котлі настільки мала, що він практично є фільтром-осаджувачем. Такі котли не можна включати за одноконтурною схемою в роботу зі старої тепловою мережею.

4. Для ефективної роботи системи опалення необхідно зниження інерційності теплогенеруючого обладнання.

5. Встановлено, що відсутність даних щодо формування аеродинамічної структури результуючої течії концентричних закручених і осьових газових струменів не дозволяє вирішити проблему ефективної роботи котлів малої потужності. Ця проблематика є особливо актуальною при використанні комбінованих пальників в котлах, де відбувається зміна теплової потужності під час опалювального періоду.

Таким чином, на основі виконаного аналізу можна зробити висновок, що для вдосконалення ефективності роботи теплогенераторів малої потужності, при зміні теплового навантаження протягом опалювального періоду, необхідно виконати чисельне моделювання та експериментальне порівняння сучасних моделей теплогенераторів та на основі певних шляхів вдосконалення виконати теоретичні і експериментальні дослідження задля наукового обґрунтування доцільності використання комбінованих пальників з покращеним газодинамічним режимом взаємодії струменів в об'ємі топкового простору.

РОЗДІЛ 2

ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СУЧАСНИХ КОТЛІВ МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ

Виконання числового моделювання та експериментального порівняння сучасних моделей теплогенераторів малої потужності при зміні теплового навантаження, необхідне (як висловлено в 1 розділі) для вдосконалення ефективності їх роботи та дозволить визначити напрямок досліджень задля наукового обґрунтування доцільності використання комбінованих пальників з покращеним газодинамічним режимом взаємодії струменів в об'ємі топкового простору.

Для визначення умов раціонального поєднання технічних характеристик теплогенераторів для забезпечення потреб автономних споживачів проаналізуємо результати виконаних на основі існуючих методик визначення ефективності сучасних моделей котлів потужністю 16 кВт і 17,4 кВт, відповідно [14-19, 31, 60-62, 102].

2.1. Наукові аспекти визначення технічних параметрів ТГУ малої потужності, що визначають їх ефективність роботи.

Експериментальні дослідження спрямовані на визначення основних технічних характеристик газових котлів є необхідною умовою для аналізу ефективності їх роботи, встановлення відповідності паспортних параметрів сучасних конструкцій газових котлів малої потужності при наявності мінімального і номінального тиску газу, при різних значеннях розрядження в димоході. Одержані результати є необхідним підґрунтям для визначення шляхів та методів щодо вдосконалення роботи ТГУ.

Слід зауважити, що випробування виконувались при мінімальному і номінальному тиску газу при різних значеннях розрядження в димоході задля визначення ККД і викидів шкідливих речовин в атмосферу.

Випробування для визначення міцності і герметичності проводились пробним гідравлічним тиском, рівним 1,5 від робочого тиску, зазначеного в технічній документації на котли.

На основі результатів випробувань виконано числове моделювання проведені теплотехнічні розрахунки і визначені теплові та екологічні показники.

2.2. Технічні характеристики засобів вимірювання і опис випробувального стенду

Випробування проводилися на випробувальному стенді.

Випробувальний стенд призначений для проведення випробувань котлів потужністю до 100 кВт з відкритою системою теплопостачання з примусовою циркуляцією теплоносія через насос і регулюванням протоки кульовими кранами.

Теплоносій - водопровідна вода. Для зберігання води використовується ємність об'ємом 0,5 м³.

Паливо - природний газ. Частка обліку витрати природного газу встановлений лічильник газовий ВК-G4T. Регулювання витрати газу здійснюється через газовий редуктор.

Відведення продуктів згоряння здійснюється димарем, з приєднанням до нього димососом. Регулювання розрядження в димоході здійснюється шиберними засувками.

Для метрологічного забезпечення випробувань котлів застосовуються такі засоби вимірювання (таблиця 2.1):

Таблиця 2. 1.

Характеристики випробувального устаткування

Найменування і позначення засобу вимірювання	Вимірювані параметри	Діапазон вимірювання та одиниці вимірювання	Роздільна здатність	Похибка вимірювань
Портативний газоаналізатор DELTA 2000 CD	Зміст O ₂	0 - 21%	0,1%	<0,2% абсолютна
	Зміст CO	0 - 10000 ppm	1 ppm	<400 ppm±20 ppm >400 ppm±5 % від вимірювань
	Зміст NO	0 - 2000 ppm	1 ppm	<100 ppm±20 ppm >100 ppm±5 % від вимірювань
	Температура газу	0 - 650 °C	0,1 °C	±1%
	Тяга / розрядження	-20 ...+20 гПа	0,01 гПа	±1%
	Коефіцієнт використання палива	%	-	-
	Альфа	Вираховується	-	-
Багатофункціональний	Тяга / Розрядження	0...100 гПа	0,01 гПа	±0,03 гПа (0...0,30 гПа)

прилад Testo 510				$\pm 0,05$ гПа (0,31...1,00 гПа) $\pm(0,1$ гПа + 1,5% від вим. вел.) (зал. діапазон)
Термометр контактний Testo 925	Температура теплоносія і поверхонь котла	-50 ... +1000 °C	0,1 °C (- 50...+19 9,9°C) 1°C (в ост. діапазон е)	$\pm(0,5$ °C +0,3% від вим. вел.) (- 40...+900°C) $\pm(0,7$ °C +0,5% від вим. вел.) (в зал. діапазоні)
Течешукач HC- DETECTOR 300HC	Витік газу	5 - 20000 ppm	1 ppm	-

Відповідно до програми випробувань була розглянута технічна документація, що поставляється з котлами. Для порівняння дані були узагальнені і зведені в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2

Зведена таблиця технічних характеристик газових котлів

Найменування параметрів	Котел №1	Котел №2	Котел №3	Котел №4	Котел №5	Котел №6	Котел №7	Котел №8
Вид палива	Природний газ							
Номінальна теплова потужність,	16	16 (± 10 %)	16	16	16	16	17,4 (пот. осн.	17,4 (пот. осн.

кВт							пальн ика)	пальн ика)
Коефіцієнт корисної дії,%	Не менше 87..90	До 94	Не менше 90	До 90	92	Не менше 90	Не менше 90	Не менше 90
Тиск газу, Па								
- номінальне	1300	1274	1300	1300	1274	1300	1274	1274
- мінімальне	600	635	600	600	635	600	635	635
- максимальне	1800	1764	3000	2940	1764	1800	2745	2745
Номінальна витрата газу, м ³ /год	1,9	1,75	1,78	1,9	1,75	2,0	1,76	1,76
Максимальни й робочий тиск не більше, МПа	0,3	0,15	0,3	0,3	0,2	0,2	0,12	0,12
Максимальна температура води на виході з котла, °С	90	Не біль ше 90	95	90	Не більше 90	Не більше 95	90±5	90±5
Розрядження за котлом, Па	До 25	2-25	5-15	4-25	Не більше 25	10-25	2,94- 29,4	2,94- 29,4
Температура продуктів згоряння не менше, °С	110	110 (при роз. за кот.2 Па)	Не вказана	110	90	Не вказана	Не менше 110	Не менше 110

Діаметр газовідвідног о патрубка, мм	100	126	115	130	Не вказан	146 (внутр.)	Не менше 125 (внутр .)	Не менше 125 (внутр .)
Діаметр водяних патрубоків	1½''	1½''	1½''	2''	2''	2''	2''	2''
Діаметр газового патрубка	1/2''	1/2''	1/2''	1/2''	1/2''	3/8''	3/4''	3/4''
Габаритні розміри, мм:								
-висота	850	860	850	744	860	925	865±5	850±5
ширина	340	280	350	416	335	368	380	280
-глибина	430	530	450	491	550	494	440	560
Маса не більше, кг	56	60	56	55	62	50	51	56

2.3. Методика проведення випробувань

Випробування проводилися згідно нормативних документів та рекомендацій (UNI 9166 - «Визначення ефективності роботи теплогенераторів, що класифікуються як високоефективні») і включали в себе наступні роботи:

- Підготовчі роботи:
- Ознайомлення з технічною документацією, що поставляється з випробуваними котлами.
- Виконання заходів з техніки безпеки і протипожежної безпеки.
- Зовнішній огляд випробовуваних котлів . Перевірка оснащення засобами сигналізації, захисту і регулювання. Перевірка оснащення контрольно-вимірювальними приладами і автоматикою.
- Перевірка і регулювання запобіжних і запірних пристроїв.
- Випробування котлів :
- Випробування котлів на мінімальному тиску газу при різних значеннях розрядження в димоході:
 - Налаштування мінімального значення тиску газу для випробуваного котла відповідно до паспортних даних.
- Проведення випробувань з визначення температури продуктів згоряння, коефіцієнта надлишку повітря, ККД, змісту O_2 , NO_2 , CO_2 і CO в продуктах згоряння при мінімальному тиску газу при значеннях розрідження в димоході 4 Па, 7 Па і 15 Па.
- Фіксування отриманих даних.
- Випробування котлів на номінальному тиску газу при різних значеннях розрядження в димоході:
 - Налаштування номінального значення тиску газу для випробуваного котла або АОГВ відповідно до паспортних даних.

Проведення випробувань з визначення температури продуктів згоряння, коефіцієнта надлишку повітря, ККД, змісту O_2 , NO_2 , CO_2 і CO в продуктах

згоряння при номінальному тиску газу при значеннях розрідження в димоході 4 Па, 7 Па і 15 Па.

- Фіксування отриманих даних.
- Випробування пробним гідравлічним тиском, рівним 1,5 від робочого тиску, зазначеного в технічній документації на котли.
- Обробка результатів випробувань і аналіз даних.

2.4. Методика числового моделювання теплових процесів в котельній установці за результатами випробувань

Числове моделювання виконано за нормативною методикою [37, 39, 40, 102-104, 107].

1. Визначається теоретичний об'єм повітря, необхідного для повного згоряння газу:

$$V^0 = 0.0476 \cdot [0.5CO + 0.5H_2 + 1.5H_2S + \sum (m + \frac{n}{4})C_mH_n - O_2] \quad (2.1)$$

Де m - число атомів вуглецю; n - число атомів водню.

2. Визначається теоретичний об'єм азоту в продуктах згоряння:

$$V^0_{N_2} = 0.79V^0 + \frac{N_2}{100} \quad (2.2)$$

3. Визначається теоретичний об'єм трьохатомних газів:

$$V_{RO_2} = 0.01(CO_2 + CO + H_2S + \sum mC_mH_n) \quad (2.3)$$

4. Визначається теоретичний об'єм водяної пари в димових газах:

$$V^0_{H_2O} = 0.01(H_2S + H_2 + \sum (0.5nC_mH_n + 0.124d_{z.ml})) + 0.0161V^0 \quad (2.4)$$

де $d_{z.ml} = 10 \frac{z}{M^3}$ при $t_{z.ml} = 10^\circ C$

5. Дійсні об'єми ($\alpha > 1$)

$$V_{R_2} = V^0_{N_2} + (\alpha - 1)V^0 \quad (2.5)$$

$$V_{H_2O} = V^0_{H_2O} + 0.0161(\alpha - 1)V^0 \quad (2.6)$$

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{R_2} + V_{H_2O} \quad (2.7)$$

де V_{R_2} - дійсний об'єм двоатомних газів;

V_{H_2O} - дійсний об'єм водяної пари;

V_r - дійсний об'єм димових газів.

$$I_r = I_r^0 + I_B^0 * (\alpha - 1) \quad (2.8)$$

$$I_r^0 = \sum_{i=1}^1 V_i^0 (c * g)_i = (V_{RO_2}^0 * c_{RO_2} + V_{H_2O}^0 * c_{H_2O} + V_{N_2}^0 * c_{N_2}) * g \quad (2.9)$$

де I_r^0 і I_B^0 - теоретичні ентальпії газів і повітря, кДж/кг;

g - температура газів, °C;

$c_{RO_2}, c_{H_2O}, c_{N_2}, c_g$ - теплоємності трьохатомних газів, водяної пари, азоту і холодного повітря (при температурі $t_{хв}$) при постійному тиску, що дорівнює атмосферному, кДж/м³.

Ентальпія повітря, кДж/кг, кДж/ м³

$$I_B^0 = V^0 c_B J_B \quad (2.10)$$

Для розрахунку температури газів в кінці топки використовується формула:

$$g_T'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot \tilde{Bi}^{0.3} \left[\frac{5.67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{cp} \cdot F_{ст} \cdot T_a^3}{\phi B_p (Vc)_{cp}} \right]^{0.6}} - 273, \text{ °C [38]} \quad (2.11)$$

$$\text{або } g_T'' = \frac{T_a}{1 + M \left[\frac{5.67 \cdot 10^{-11} \cdot \xi \cdot H_L \cdot a_T \cdot T_a^3}{\phi B_p (Vc)_{cp}} \right]^{0.6}} - 273, \text{ °C [39, 40]} \quad (2.12)$$

де T_a - адіабатична температура горіння палива, К;

M – параметр, що враховує вплив на інтенсивність теплообміну щодо рівня розташування пальників;

$\tilde{Bi}$ - ефективне значення критерію Бугера;

ψ_{cp} - середнє значення коефіцієнта теплової ефективності екранів;

$F_{ст}$ - поверхню стін топки, м²;

ϕ - коефіцієнт збереження тепла;

B_p - розрахункова витрата палива, м³/с;

$(Vc)_{cp}$ - середня сумарна теплоємність продуктів згоряння 1 м^3 палива в інтервалі температур $(T_a - T_T'')$, $\text{кДж}/(\text{м}^3\text{К})$;

ξ - умовний коефіцієнт забруднення;

$H_{\text{л}}$ - сприймаюча променева поверхня, м^2 ;

a_T - ступінь чорноти топки.

Ентальпії 1 м^3 повітря і газів для температур, які вимірювались під час випробувань представлені в додатку Д.

Для визначення ефективності роботи котельного агрегату складався тепловий баланс між кількістю теплоти, яка надійшла в агрегат, Q_p^p , і сумою корисно використаної теплоти Q_1 та теплових втрат Q_2, Q_3, Q_4, Q_5 .

Загальне рівняння теплового балансу має вигляд:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \text{кДж} / \text{м}^3 \quad (2.13)$$

Де Q_p^p – наявна теплота на 1 м^3 газоподібного палива;

Q_1 – корисно використана теплота, $\text{кДж} / \text{м}^3$;

Q_2 – втрата теплоти з димовими газами, $\text{кДж} / \text{м}^3$;

Q_3 – втрата теплоти від хімічної неповноти згоряння, $\text{кДж} / \text{м}^3$;

Q_4 – втрата теплоти від механічної неповноти згоряння, $\text{кДж} / \text{м}^3$;

Q_5 – втрата теплоти від зовнішнього охолодження, $\text{кДж} / \text{м}^3$;

Або у відносному вигляді:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100, \% \quad (2.14)$$

Наявна теплота Q_p^p для газоподібного палива визначається за формулою:

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{\text{мл}}, \text{кДж} / \text{м}^3 \quad (2.15)$$

Де $Q_{\text{мл}}$ – фізична теплота палива, $\text{кДж} / \text{м}^3$.

Величина теплоти, внесеної в топку з паливом зазвичай незначна в порівнянні з величиною теплоти згорання, тому було прийнято, що:

$$Q_p^p = Q_H^p \quad (2.16)$$

Коефіцієнт корисної дії (ККД) котельного агрегату це відношення корисно використовуваної теплоти, на нагрів теплоносія, до наявної теплоти, що надійшла в котельний агрегат.

У нашій роботі визначено ККД брутто:

$$\eta_{к.а}^{нр} = q_1 = \frac{Q_1}{Q_p} 100, \% \quad (2.17)$$

Або із рівняння зворотного балансу:

$$\eta_{к.а}^{обр} = 100 - \sum q, \% \quad (2.18)$$

Загальна втрата тепла в котельному агрегаті за формулою:

$$\sum q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5, \% \quad (2.19)$$

Втрата теплоти з газами, що визначалася за формулою:

$$q_2 = \frac{(I_{yx} - \alpha_{yx} I_{xe}^0)(100 - q_4)}{Q_p^p}, \% \quad (2.20)$$

де I_{yx} – ентальпія газів при відповідному надлишку повітря α_{yx} і температурі ϑ_{yx} .

Втрата тепла від хімічної неповноти згоряння при спалюванні газоподібного палива q_3 , % визначена [102-104].

Для усіх учасників експерименту котлів прийнято $q_3=0,5\%$.

Втрата тепла від механічної неповноти згоряння при спалюванні газоподібного палива прийнята $q_4=0\%$.

Втрата тепла від зовнішнього охолодження q_5 , % приймається за даними [97] Для всіх випробовуваних котлів $q_5=0,8\%$.

Втрата з фізичної теплотою шлаку при спалюванні газоподібного палива відсутнє.

Коефіцієнт корисної дії котельного агрегату (ККД брутто) визначено за рівнянням прямого балансу.

Втрата тепла в котельному агрегаті при спалюванні 1 м³ газоподібного палива визначені за формулою:

$$q_1 = \eta_{к.а}^{нр} = \frac{Q_1}{Q_p} 100 = \frac{Q_1}{Q_{к.а}} 100, \% \quad (2.21)$$

Втрата тепла в котельному агрегаті при спалюванні виміряного на випробуваннях кількості газоподібного палива визначена за формулою:

$$q_1 = \eta_{к.а}^{нр} = \frac{Q_1}{Q_{к.а}} 100, \% \quad (2.22)$$

Корисно використане тепло визначено за формулою:

$$Q_1 = cG(t_2 - t_1), \text{ кДж/м}^3 \quad (2.23)$$

де c - питома теплоємність води ($c=4,2$ кДж/кг $^{\circ}\text{C}$);

G – витрата води через котельний агрегат, м 3 /год;

t_2 – температура води на виході з котельного агрегату;

t_1 – температура води на вході в котельний агрегат.

Теплопродуктивність котельного агрегату при спалюванні виміряної на випробуваннях кількості газоподібного палива визначено за формулою:

$$Q_{к.а} = B Q_{н}^p \eta_{к.а}^{обр}, \text{ кДж/ч} \quad (2.24)$$

Збіжність теплового балансу визначена за формулою:

$$\Delta = \frac{\eta_{к.а}^{пр} - \eta_{к.а}^{обр}}{\eta_{к.а}^{обр}} 100, \% \quad (2.25)$$

2.5. Результати випробувань

Всі представлені котли були піддані огляду та випробуванням при мінімальному і номінальному тиску газу при значеннях розрядження в димоході 4, 7 і 15 Па. При цьому фіксувалися витрати газу на пальнику і інші необхідні параметри. При проведенні випробувань аналіз складу і виміри температури продуктів горіння проводилися в газоході за котлом [14-19].

Заміри складу відхідних газів і їх температури проводилися портативним газоаналізатором DELTA 2000 CD, без зупинок на протязі випробування.

Запис свідчень газового лічильника та інших приладів проводилося кожні 10 хвилин.

Випробування на визначення міцності і герметичності проводилися пробним гідравлічним тиском, рівним 1,5 від робочого тиску, зазначеного в технічній документації на котли.

Розрахунки проводилися за загальною методикою визначення теплового балансу. Формули, що використовуються при розрахунках, наведені в розділі 2.5.

Результатом випробувань є дані, зняті зі засобів вимірювання, зазначених в додатку Е (для кожного котла результати зведені в окрему таблицю в додатку Е).

Портативний газоаналізатор DELTA 2000 CD розраховує ККД за формулою Зигерта:

$$\text{КПД} = 100\% - q_2, \%; \quad (2.26)$$

Втрати тепла з димовими газами:

$$q_2 = (T_{\text{газа}} - T_{\text{воздуха}}) \left(\frac{Al}{CO_2} + B \right), \%; \quad (2.27)$$

де:

$$Al = \frac{V_{drymin} C_{pm} CO_{2max}}{H_U CO_2}, \quad (2.28)$$

$$B = \frac{V_{H_2O} C_{pmH_2O}}{H_U}, \quad (2.29)$$

$$CO_2 = CO_{2max} \left(1 - \frac{O_2}{21} \right); \quad (2.30)$$

V_{drymin} – обсяг сухих газів;

C_{pm} – теплоємність газу;

H_U – теплота згоряння палива;

V_{H_2O} - обсяг парів води;

C_{pmH_2O} - теплоємність парів води.

Зведені результати експериментальних порівнювальних випробувань котлів наведені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3

Зведена таблиця результатів випробувань котлів

Модель котла або АОГВ	Модель котла або АОГВ	Розрядження, Па	Витрата газу В, м³/ч	Температура відхідних газів ϑ , °C	I_{yx} , кДж/м³	Q_1 , МДж/м³	q_2 , %	Σq , %	$\eta_{ка}^{обр}$, %	$Q_{ка}$, МДж/м³	$\eta_{ка}^{пр}$, %	Δ
1	Мінімальне	4	1,44	164	3592,67	39,917	10,1	11,4	88,6	43,6972	91,35	3,1029
		7	1,44	147	4140,24	39,025	11,6	12,9	87,1	42,9745	90,81	4,2177
		15	1,44	133	4868,99	36,307	13,5	14,8	85,2	42,0137	86,42	1,4448
	Номінальне	4	2,1	200	3003,39	61,211	8,53	9,83	90,2	64,8534	94,38	4,6749
		7	2,1	171	3435,64	59,094	9,68	11	89	64,027	92,3	3,6803
		15	2,1	158	3967,96	57,859	11,1	12,4	87,6	62,9861	91,86	4,897
2	Мінімальне	4	1,44	88	1536,92	44,272	4,13	5,43	94,6	46,6422	94,92	0,3684
		7	1,44	98	1927,09	44,029	5,2	6,5	93,5	46,1132	95,48	2,1209
		15	1,44	105	3102,76	40,578	8,51	9,81	90,2	44,4837	91,22	1,138
	Номінальне	4	1,88	98	2180,66	56,487	6,12	7,42	92,6	59,6119	94,76	2,3531
		7	1,88	109	2082,51	56,977	5,75	7,05	93	59,8513	95,2	2,4169
		15	1,88	114	2629,7	54,939	7,26	8,56	91,4	58,8765	93,31	2,0495
3	Мінімальне	4	1,32	157	4540,01	34,342	12,7	14	86	38,8726	88,35	2,7482
		7	1,32	149	5123,62	33,317	14,3	15,6	84,4	38,1541	87,32	3,4708
		15	1,32	143	6390,87	30,721	17,8	19,1	80,9	36,5794	83,99	3,8011

Модель котла або АОГВ	Модель котла або АОГВ	Розрядження, Па	Витрата газу В, м³/ч	Температура відхідних газів ϑ , °C	I_{yx} , кДж/м³	Q_1 , МДж/м³	q_2 , %	Σq , %	$\eta_{ка}^{обр}$, %	$Q_{ка}$, МДж/м³	$\eta_{ка}^{пр}$, %	Δ
	Номінальне	4	1,74	179	3928,24	46,479	11,1	12,4	87,6	52,2169	89,01	1,5881
		7	1,74	172	4417,56	45,945	12,4	13,7	86,3	51,4126	89,36	3,587
		15	1,74	167	5833,1	42,069	16,4	17,7	82,3	49,0595	85,75	4,1657
4	Мінімальне	4	1,32	112	2481,4	38,434	6,85	8,15	91,9	41,5262	92,55	0,7629
		7	1,32	113	3013,83	37,481	8,31	9,61	90,4	40,8668	91,72	1,4635
		15	1,32	116	4239,79	35,343	11,7	13	87	39,3431	89,83	3,2286
	Номінальне	4	1,98	130	2519,95	57,38	7,04	8,34	91,7	62,1573	92,31	0,7177
		7	1,98	129	2722,54	57,828	7,58	8,88	91,1	61,795	93,58	2,6964
		15	1,98	131	3767,6	55,201	10,5	11,8	88,2	59,8172	92,28	4,6206
5	Мінімальне	4	1,5	101	2692,25	44,321	7,37	8,67	91,3	46,9219	94,46	3,4201
		7	1,5	100	3423,76	42,632	9,34	10,6	89,4	45,9067	92,87	3,9291
		15	1,5	101	4703,18	39,677	12,8	14,1	85,9	44,1221	89,93	4,7087
	Номінальне	4	2,04	110	2413,76	60,598	6,71	8,01	92	64,2737	94,28	2,491
		7	2,04	110	2763,45	59,871	7,63	8,93	91,1	63,6274	94,1	3,3288
		15	2,04	111	3570,85	57,834	9,82	11,1	88,9	62,1027	93,13	4,7739
6	Мінімальне	4	1,44	183	6099,06	34,292	17,2	18,5	81,5	40,2065	85,29	4,6225
		7	1,44	177	6747,53	31,816	19	20,3	79,7	39,3232	80,91	1,4764

Модель котла або АОГВ	Модель котла або АОГВ	Розрядження, Па	Витрата газу В, м³/ч	Температура відхідних газів ϑ , °C	I_{yx} , кДж/м³	Q_1 , МДж/м³	q_2 , %	Σq , %	$\eta_{ка}^{обр}$, %	$Q_{ка}$, МДж/м³	$\eta_{ка}^{пр}$, %	Δ
	Номінальне	15	1,44	169	7902,52	29,938	22,2	23,5	76,5	37,7502	79,3	3,6102
		4	1,98	196	5392,81	48,206	15,2	16,5	83,5	56,5993	85,17	2,0488
		7	1,98	199	6428,68	45,418	18,2	19,5	80,5	54,6166	83,16	3,2534
		15	1,98	196	6744,98	45,078	19	20,3	79,7	54,0208	83,45	4,7529
7	Мінімальне	4	1,56	179	4632,61	39,463	13,1	14,4	85,6	45,7586	86,24	0,7006
		7	1,56	161	5929,81	36,917	16,6	17,9	82,1	43,86	84,17	2,5348
		15	1,56	152	6781,92	35,335	18,9	20,2	79,8	42,6201	82,91	3,936
	Номінальне	4	1,62	208	6141,84	38,102	17,5	18,8	81,2	45,034	84,61	4,2428
		7	1,8	172	5698,92	42,419	16	17,3	82,7	50,966	83,23	0,678
		15	1,8	158	6041,48	41,921	16,9	18,2	81,8	50,4248	83,14	1,6437
8	Мінімальне	4	1,62	161	4223,71	42,457	11,9	13,2	86,8	48,1878	88,11	1,4494
		7	1,53	145	4976,83	39,03	13,9	15,2	84,8	44,4486	87,81	3,5218
		15	1,56	134	6256,4	36,989	17,4	18,7	81,3	43,464	85,1	4,615
	Номінальне	4	2	173	3795,17	55,589	10,7	12	88	60,2856	92,21	4,773
		7	2,01	160	4100,41	53,767	11,5	12,8	87,2	60,0279	89,57	2,7221
		15	2,04	152	5220	51,861	14,6	15,9	84,1	58,7687	88,25	4,915

2.6. Аналіз результатів числового моделювання за даними випробувань котлів

Як видно з отриманих в результаті випробувань теплових балансів котлів основну частину втрат становить втрата тепла з димовими газами q_2 . Тому котли з найбільш низькою температурою відхідних газів матимуть найбільш високий ККД. Наприклад, найвищий ККД при номінальному тиску газу має котел №4 - 93% (при розрядження 7 Па). Однак температура відхідних газів при цьому 109 °С.

При цьому багато виробників в технічній документації вказують мінімальну температуру відхідних газів. Для більшості моделей – це 110 °С. Цей результат пов'язаний з тим, що низька температура поверхні димоходу збільшує ймовірність корозії внаслідок конденсації вологи з димових газів і з'єднання з SO_3 . Тобто, при русі димових газів по димоходу їх температура знижується. При значенні температури відповідному точці роси, водяні пари, що містяться в димових газах, конденсуються з температурою точки роси трохи нижче 110 °С, при цьому конденсація парів на стінках димоходу викликає інтенсивну низькотемпературну корозію, хоча підвищення температури призводить до збільшення теплового забруднення середовища і зменшення ККД котла, тобто потрібне подальше дослідження аеродинаміки топок котлів малої потужності. Особливо значення це має в умовах зниження теплового навантаження на протязі опалювального періоду.

Отже, за результатами випробувань можна зробити висновок, що для ефективного функціонування системи тепlopостачання і збільшення терміну служби трубопроводів необхідно виконувати вибір котлів з оптимальним співвідношенням ККД і температури відхідних газів.

2.7. Висновки до 2 розділу

В результаті виконаних випробувань та аналізу результатів числового моделювання можна зробити наступні висновки:

- всі котли витримали випробування на міцність і герметичність пробним гідравлічним тиском, рівним 1,5 від робочого тиску;

- значення ККД, отримані при розрахунках, відрізняються як в більшу, так і в меншу сторону від значень, заявлених в технічній документації. Існуюча розбіжність пояснюється тим, що при випробуваннях при збільшенні розрядження відбувалося наднормативне підвищення коефіцієнта надлишку повітря, підвищення якого на 0,2 (наприклад, 1,6 замість 1,4) підвищує втрати теплоти з газами на 1-2%, а ККД котлоагрегату знижується на 2%, при цьому втрати палива підвищуються на 2,5-3%.

- відхилення від режиму оптимального навантаження котла на 10% в сторону зменшення призводить до надмірної витрати палива на 0,2%, а в бік збільшення - на 0,5%, але це може бути викликано зміною аеродинамічного режиму в топковому просторі в зв'язку зі зменшенням об'єму природного газу, який в теплогенераторах малої потужності ще не досліджене.

- нез'ясованим залишається вплив характеру розподілу поля швидкості та температури в топкових просторі на ККД котла;

- необхідні подальші дослідження, які спрямовані на визначення характеру впливу поля швидкості і температури в топковому об'ємі котла при впровадженні нової інноваційної енерготехнології – використання комбінованого пальника задля підвищення ефективності роботи ТГУ.

РОЗДІЛ 3

МОДЕЛЮВАННЯ АЕРОДИНАМІЧНОЇ СТРУКТУРИ ПОТОКІВ В ТОПЦІ КОТЛА МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ ПРИ ВИКОРИСТАННІ КОМБІНОВАНОГО ПАЛЬНИКА

3.1. Фізичні параметри та припущення при числовому моделюванні аеродинамічної структури потоків в топці при взаємодії струменів в пальнику.

Чисельне моделюванні аеродинамічного руху потоку в топці при спалюванні газоповітряної суміші проводився згідно з обраним алгоритмом. При моделюванні процесів було використано ряд припущень [3, 51, 105, 108], достатньо обґрунтованих при вирішенні задач течії багатофазних середовищ:

- відстань між частинками можна вважати малими порівняно з характерними лінійними розмірами течії;
- зіткнення, дроблення і коагуляція частинок відсутня;
- теплопровідність і в'язкість чистих фаз не враховується, їх облік провадиться тільки у процесі міжфазної взаємодії.

Отримання адекватної картини фізичного процесу взаємодії струменів, визначення особливостей зміни їх фізичних параметрів у просторі і часі, є можливим в результаті математичного моделювання.

У зв'язку з тим, що використовувані в математичній моделі системи диференціальних або інтегральних рівнянь у даному випадку не мають аналітичного розв'язку, вони повинні бути приведені до дискретного вигляду та вирішуватися з допомогою вибраної розрахункової сітки. Рішення математичної задачі істотно залежить як від способу дискретизації рівнянь, так і від способу вирішення отриманих в результаті рівнянь. Рішення даної задачі було виконано шляхом використання математичного апарату, запропонованого програмним забезпеченням COSMOSFloWorks [3, 108].

COSMOSFloWorks базується на останніх досягненнях обчислювальної газо- та гідродинаміки і дозволяє розраховувати широке коло різних течій: двовимірні і тривимірні, ламінарні, турбулентні і перехідні, нестискувані, стискувані, з до-, транс- та понадзвуковими областями, стаціонарний і нестаціонарний хід багатокомпонентних текучих середовищ у каналах або навколо тіл, з урахуванням гравітації, прикордонного шару, у тому числі з урахуванням шорсткості стінок, з теплообміном між непостійним середовищем і твердим тілом, яке, в свою чергу може складатися з декількох матеріалів та інше [108].

В даній задачі рух текучого середовища моделюється за допомогою рівнянь Нав'є-Стокса, що описують у нестаціонарній постановці закони збереження маси, імпульсу і енергії цього середовища. Крім того, використовуються рівняння стану компонентів текучого середовища, а також емпіричні залежності в'язкості цих компонентів середовища від температури. Цими рівняннями моделюються турбулентні, ламінарні і перехідні (між ламінарними і турбулентними, перехід визначається критичним значенням числа Рейнольдса) течії. Для моделювання турбулентної течії (для даного випадку) рівняння Нав'є-Стокса усереднюються по Рейнольдсу, тобто використовується усереднений по малому масштабу часу вплив турбулентності на параметри потоку, а великомасштабні тимчасові зміни усереднених по малому масштабу часу складових газодинамічних параметрів потоку (тиску, швидкостей, температури) враховуються введенням відповідних похідних за часом. В результаті рівняння мають додаткові члени - напруга по Рейнольдсу, а для замикання системи рівнянь в COSMOSFloWorks використовуються рівняння переносу кінетичної енергії турбулентності та її дисипації в рамках моделі турбулентності [108].

Ця система рівнянь збереження маси, імпульсу і енергії не стаціонарної просторової течії має наступний вигляд в рамках підходу Ейлера в прямокутній системі координат, що обертається з кутовою швидкістю Q навколо осі, що проходить через її початок [51, 108]:

$$\rho \left[\frac{\partial V}{\partial t} + (V \cdot \nabla V) \right] = -\nabla p + \frac{4}{3} \nabla (\mu \cdot \operatorname{div} V) + \nabla (V \cdot \nabla \mu) - V \cdot \Delta \mu +$$

$$+ (\nabla \mu \times \operatorname{rot} V) - \operatorname{div} V \cdot \nabla \mu - \operatorname{rot} \operatorname{rot} (\mu V) \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho V) = 0 \quad (3.2)$$

$$\rho C_v \left[\frac{\partial T}{\partial t} + (T \cdot \nabla V) \right] = \operatorname{div}(\lambda \cdot \nabla T) + \mu \Phi \quad (3.3)$$

$$p = R \rho T \quad (3.4)$$

В цієї системі $V=(V_r, V_\phi, V_z)$ – вектор швидкості, м/с; ρ – плотність середовища, кг/м³; p – тиск, Па; T – температура, К; μ – в'язкість, Па*с; λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м*К); Φ – дисипативна функція, C_v – теплоємність, Дж/(м³К); R – газова постійна, Дж/(моль*К). Течія передбачалась симетричною.

Система рівнянь в безрозмірних змінних має вигляд [108]:

$$\frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{V_\phi^2}{r} = -\frac{1}{\rho \gamma^2 M^2} \frac{\partial(\rho T)}{\partial r} + \frac{1}{\rho \operatorname{Re}} \left(\frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial r} (\mu \operatorname{div} V) + \right.$$

$$\left. + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu \frac{\partial V_r}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) - \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) + \frac{\mu}{r} \left(\frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{V_r}{r} \right) - \frac{\partial \mu}{\partial r} \frac{V_r}{r} \right), \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial V_\phi}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_\phi}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_\phi}{\partial z} + \frac{V_\phi V_r}{r} = \frac{1}{\rho \operatorname{Re}} \left(\frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial V_\phi}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu \frac{\partial V_\phi}{\partial r} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\mu V_\phi) \right) \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho \gamma^2 M^2} \frac{\partial(\rho T)}{\partial z} + \frac{1}{\rho \operatorname{Re}} \left(\frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial z} (\mu \operatorname{div} V) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) + \right.$$

$$\left. + \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial V_r}{\partial r} \right) + \frac{\mu}{z} \frac{\partial V_z}{\partial r} - \frac{\partial \mu}{\partial z} \frac{V_r}{r} \right), \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho V_r) + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = 0 \quad (3.8)$$

$$\rho C_v \left(\frac{\partial T}{\partial t} + V_r \frac{\partial T}{\partial r} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\gamma_0}{\operatorname{Re} \operatorname{Pr}} \operatorname{div}(\lambda \cdot \nabla T) + \frac{M^2}{\operatorname{Re}} \gamma(\gamma-1) \mu \Phi \quad (3.9)$$

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial V_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{V_r}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_\phi}{\partial r} - \frac{V_\phi}{r} \right)^2 - \frac{2}{3} (\operatorname{div} V)^2 \quad (3.10)$$

Для обчислення тиску використовується співвідношення, отримане з рівняння стану в безрозмірному вигляді [108]:

$$p = \rho T \quad (3.11)$$

Залежність безрозмірної в'язкості від температури апроксимується за формулою Саттерленда [108]:

$$\mu = \frac{1.4207}{T + 0.4207} \quad (3.12)$$

Рішення завдання залежить від граничних умов і геометричних параметрів розрахункової області. Крім того, рішення задачі залежить від параметрів, що входять в граничні умови на вході і виходу в топці:

$$\text{На вході: } V_r = -\sin \alpha, V_\varphi = \cos \alpha, V_z = 0, T = 1, \rho = 1 \quad (3.13)$$

$$\text{На виході: } \rho = \frac{1}{P_d T} \quad (3.14)$$

Де α - кут нахилу вхідного потоку, а P_d – призначений перепад тиску.

На виході використовуються умовно умови:

$$\frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} = 0, \frac{\partial^2 V_\varphi}{\partial z^2} = 0, \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} = 0, \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0, p = \frac{1}{P_d T} \quad (3.15)$$

На твердих межах топки покладається:

$$V_r = 0, V_\varphi = 0, V_z = 0, \frac{\partial T}{\partial n} = 0, \frac{\partial p}{\partial n} = 0 \quad (3.16)$$

На вісі топки виконуються умови симетрії і вирішуються рівняння енергії і руху для z-компоненти швидкості. Рішення завдання починається з завдання початкових умов і параметрів завдання. Усередині області задаються однорідні початкові умови для компонент швидкості і температури:

$$V_r = V_\varphi = V_z = 0, T = 0 \quad (3.17)$$

Грунтуючись на цих теоретичних даних, для дослідження впливу геометрії топкового простору на її аеродинаміку була створена комп'ютерна модель топки (рис.3.1).

Виконано 4 варіанти числового моделювання: при фіксованій швидкості з центрального входу 3, 7, 12 і 20 м/с, а з тангенціальних - зовнішніх при швидкостях 3, 7, 12 і 20 м/с.

За результатами числового моделювання виконувалася анімація на кожен розрахунок і в будувалися графіки по лініях ескізів, які позначені на вигляді спереду. Якщо перераховувати зліва направо імена ліній - Б край; Б середина; М край; М середина; Центр.

Запропонований пальник складається з двох тангенціальних патрубків для підведення повітря і осьового патрубка для підведення газу, загальний вигляд якого наведено на рис.3.1.

Стратегія управління розподілу швидкості і температури заснована на регулюванні витрат газу і повітря, а також на співвідношенні швидкості на входах в пальник з осьових і тангенціальних патрубків, шляхом часткового підмішування повітря в патрубок подачі газу.

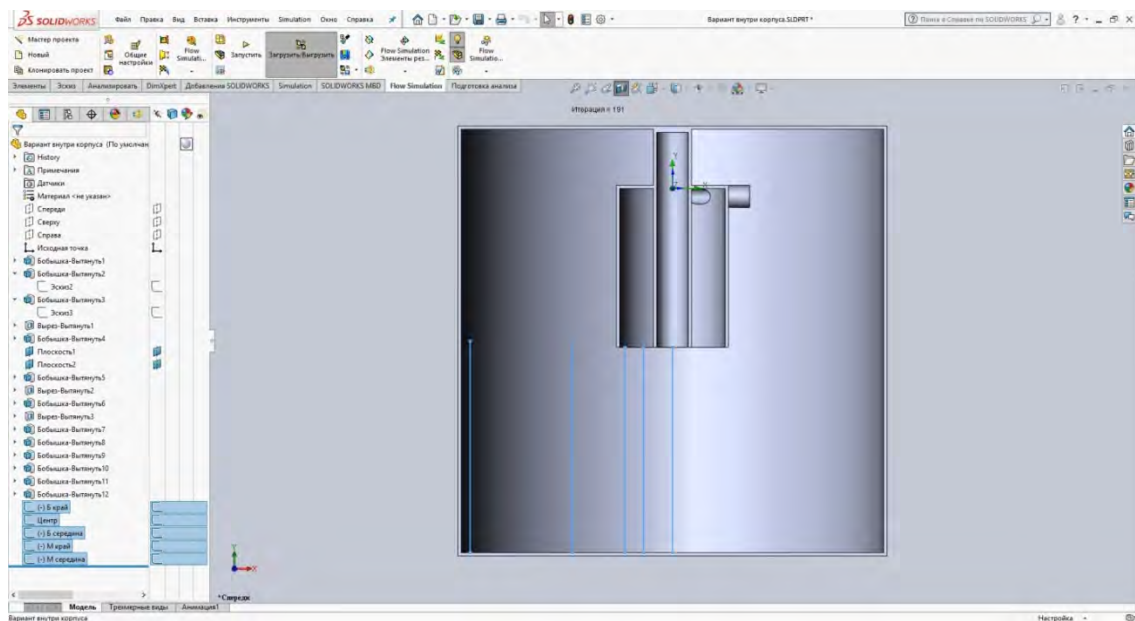


Рис. 3.1. Загальний вигляд моделі пальника із зовнішнім тангенціальним підведенням повітря і осьовим підведенням газу.

Досліджено поле результуючих швидкостей при зміні співвідношення обсягів повітря, що подається осьового до тангенціальному від 1: 0,75 до 1: 1,5, з кроком 0,25 і ізотермічних струменях.

3.2. Результати моделювання поля швидкості при ізотермічній взаємодії струменів

Так на рис. 3.2 і 3.3 приведені результати моделювання по температурі і швидкості при осьовій швидкості подачі газу – 3 м/с і швидкості зовнішнього, закрученого потоку - також 3 м/с.

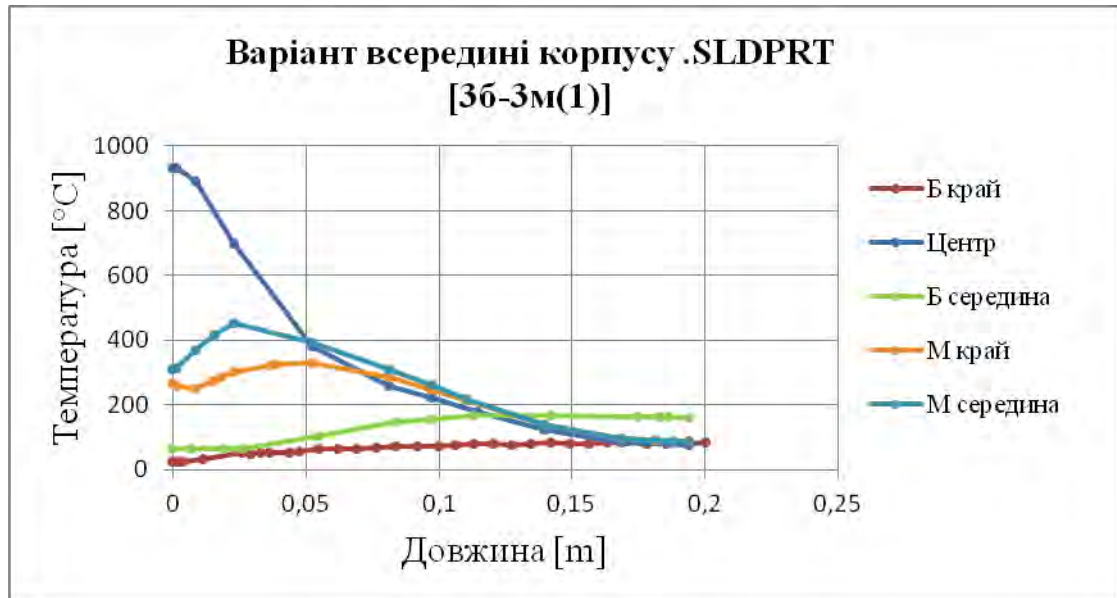


Рис.3.2. Розподіл температури при осьовій швидкості подачі газу - 3м/с і швидкості зовнішнього, закрученого потоку - 3 м/с.

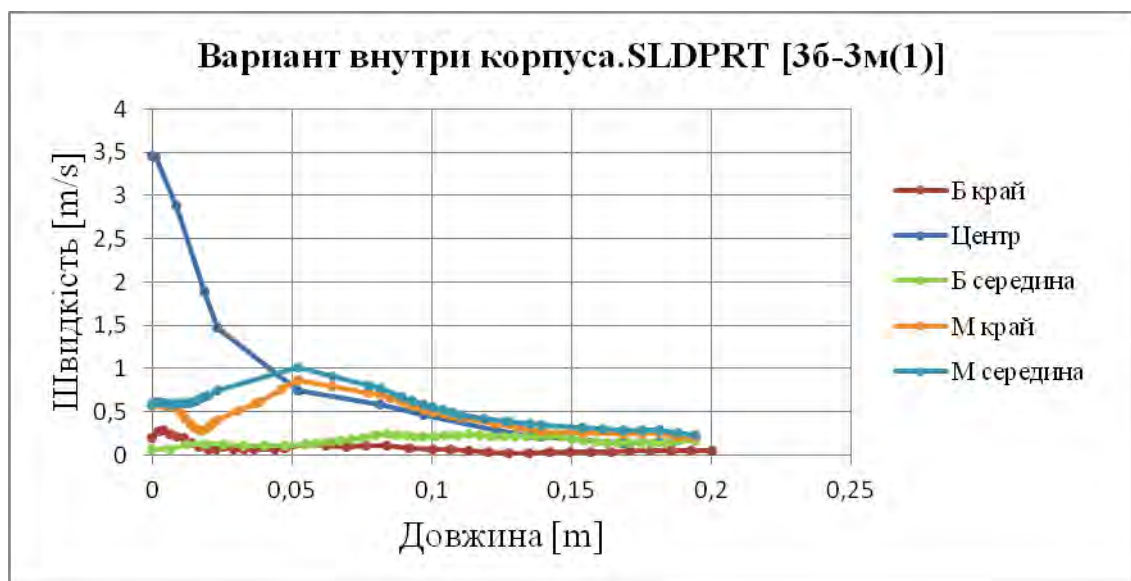


Рис.3.3. Розподіл результуючої швидкості при осьовій швидкості подачі газу - 3м/с і швидкості зовнішнього, закрученого потоку - 3 м/с.

Аналіз отриманих даних показав, що при навіть при рівних швидкостях входу в пальник відбувається складання і збільшення швидкості на початковій ділянці, тобто, коли струмені ще не розкриті і траєкторії їх руху не перетинаються. По мірі розвитку і розширення струменів відбувається їх взаємодія і гальмування результуючого струменя.

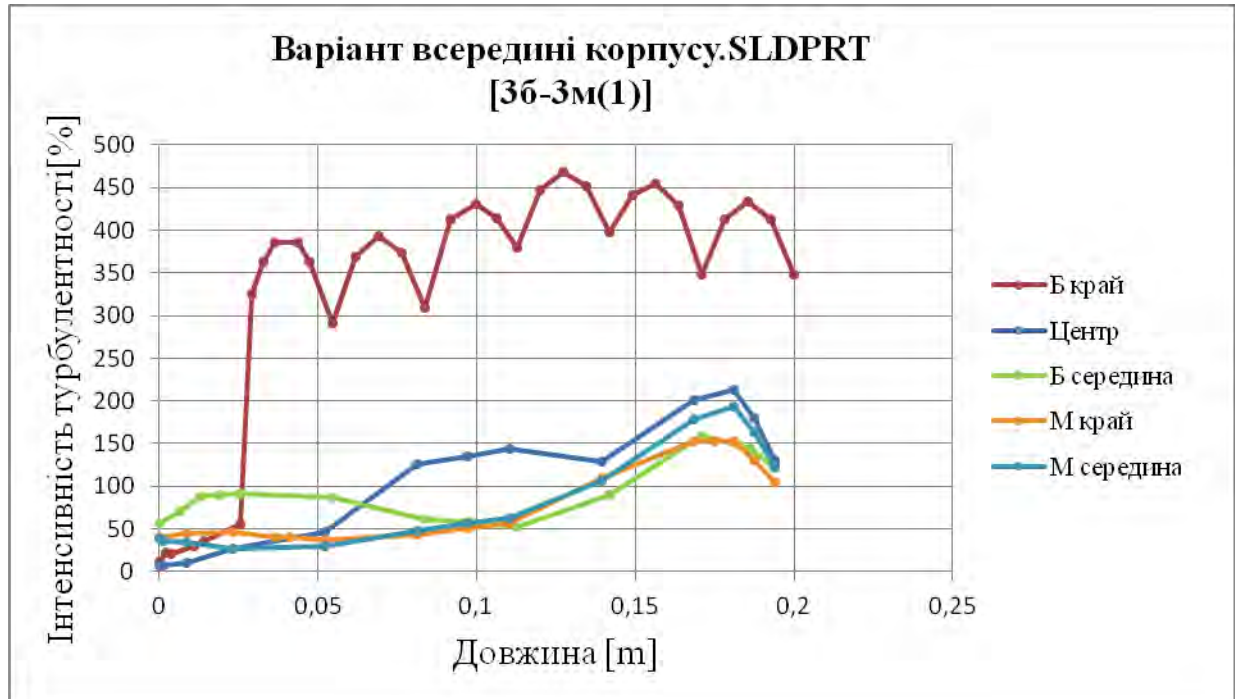


Рис.3.4. Інтенсивність турбулентності при осьовій швидкості подачі газу – 3 м/с і швидкості зовнішнього, закрученого потоку – 3 м/с.

Наведений розподіл температури, швидкості і інтенсивності турбулентності (відповідно - рис. 3.5-3.7) показав, що при перевищенні швидкості зовнішнього закрученого струменя над осьовим внутрішнім, відбувається придушення останнього, а формування результуючого струменя відбувається тільки під впливом зовнішнього коаксіального струменя.

Порівняння інтенсивності турбулентності показало їх якісний збіг, що свідчить про відсутність розривів при взаємодії зовнішнього і внутрішнього струменів в запропонованому пальнику.

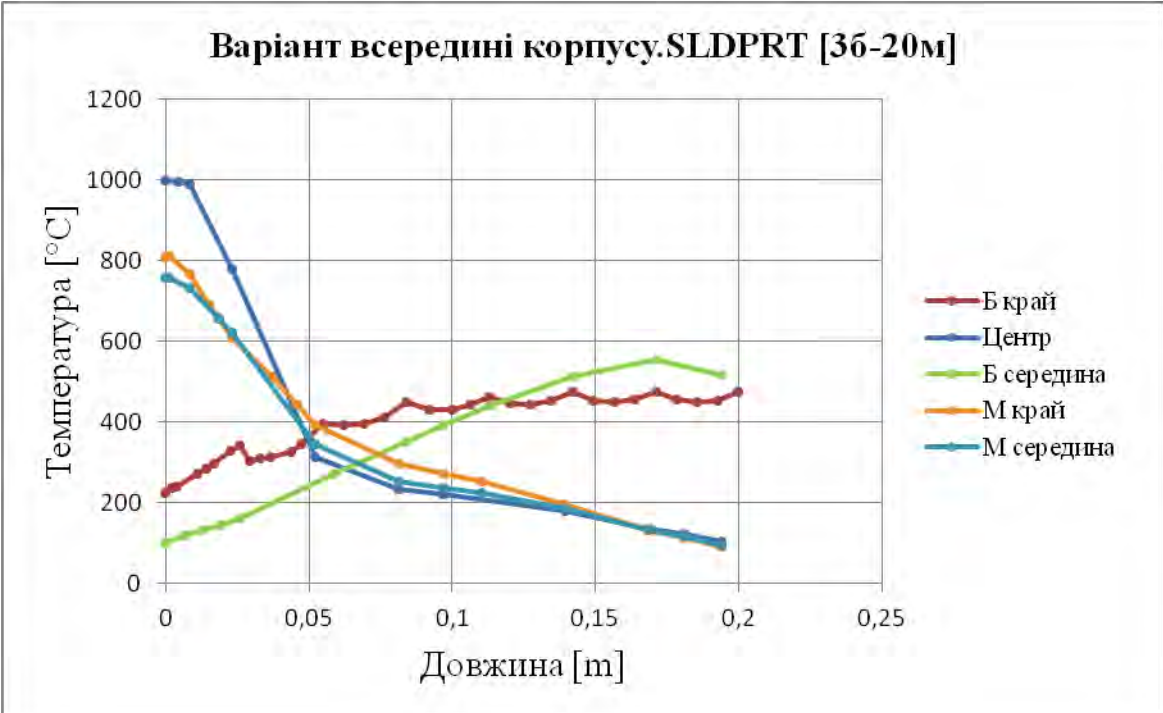


Рис.3.5. Розподіл температури при осьовій швидкості подачі газу - 3м/с і швидкості зовнішнього, закрученого потоку - 20 м/с.

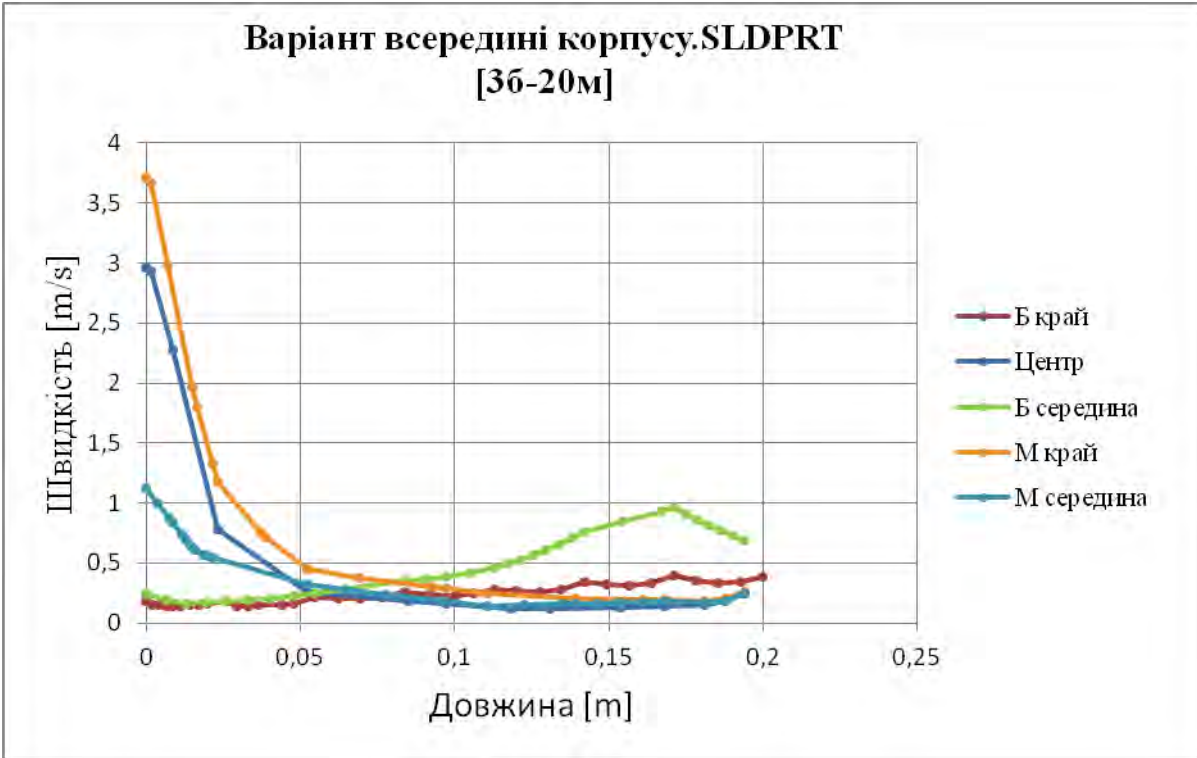


Рис.3.6. Розподіл швидкості при осьовій швидкості подачі газу - 3м/с і швидкості зовнішнього, закрученого потоку - 20 м/с.

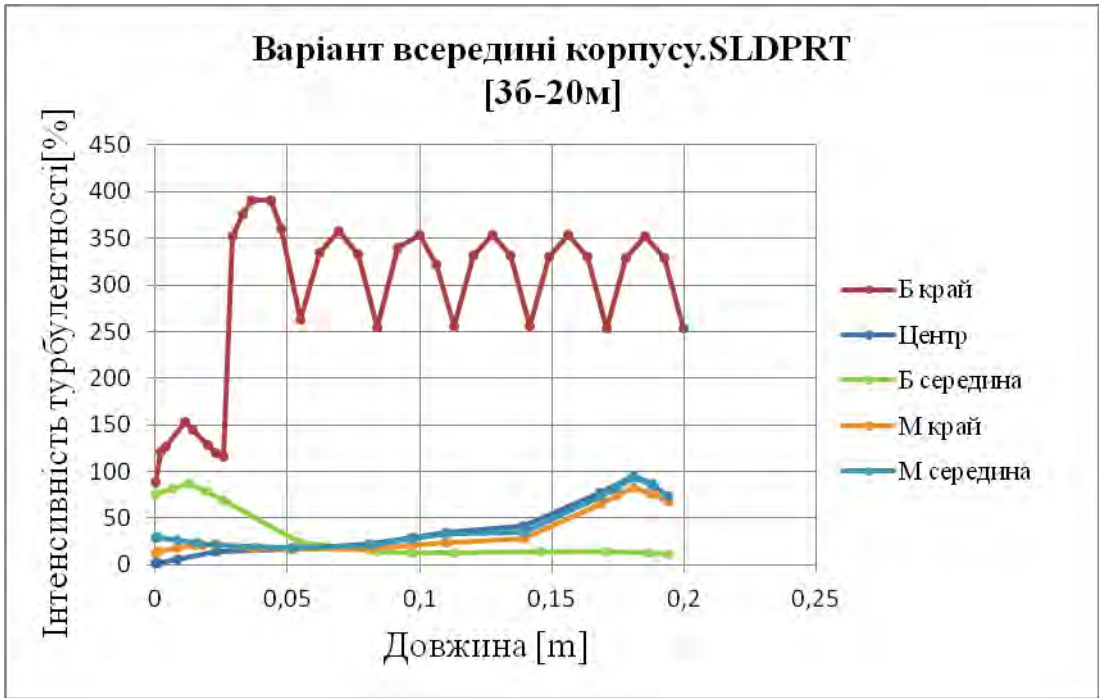


Рис.3.7. Інтенсивність турбулентності при осьовій швидкості подачі газу - 3м/с і швидкості зовнішнього, закрученого потоку - 20 м/с.

Аналіз залежностей температури, швидкості і інтенсивності турбулентності при збільшенні швидкості осьового прямооточного струменя до 12 м/с показав, що основний вплив на розподіл температури і швидкості має внутрішній, осьовий струмінь (рис. 3.8-3.9), на противагу попередньому випадку.

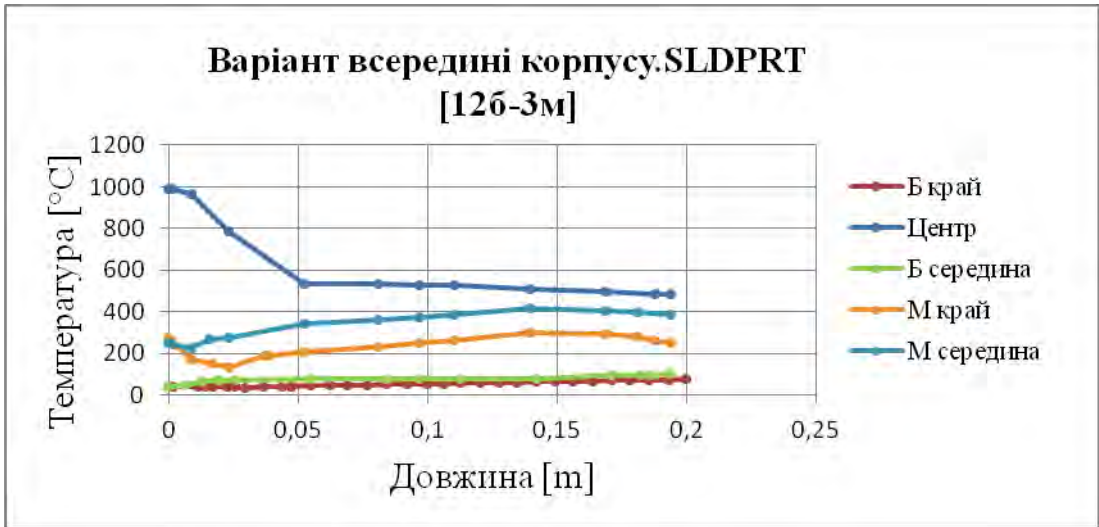


Рис.3.8. Розподіл температури при осьовій швидкості подачі газу - 12 м/с і швидкості зовнішнього, закрученого потоку - 3 м/с.

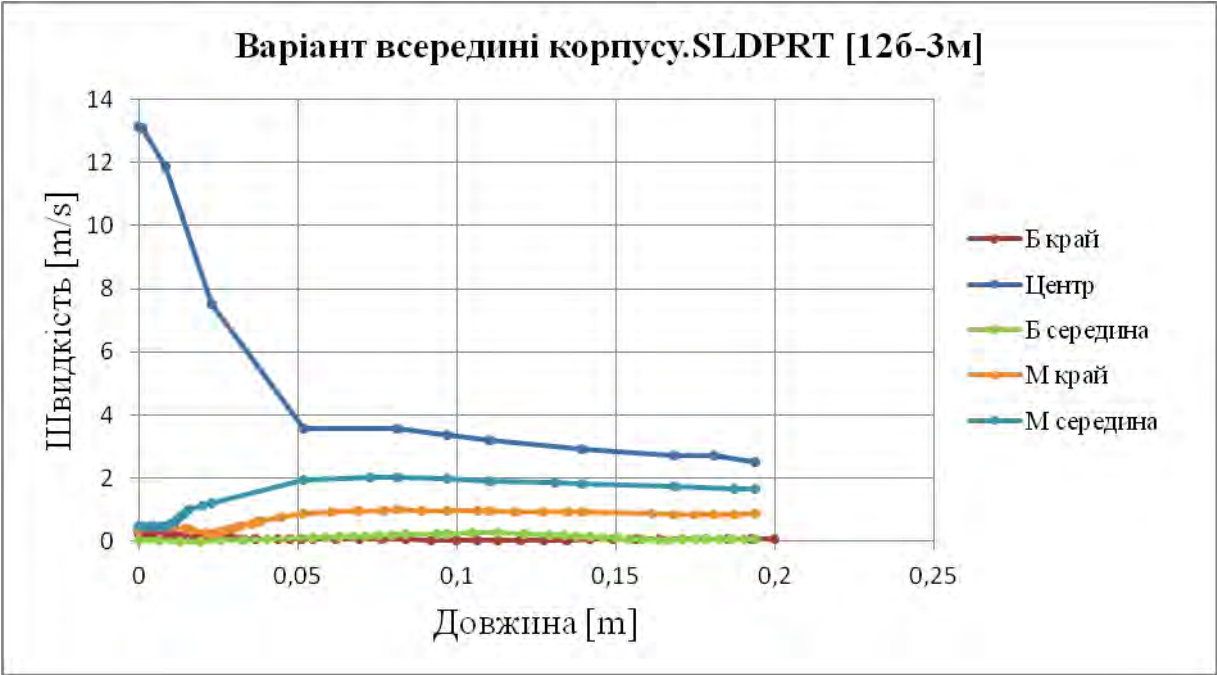


Рис.3.9. Розподіл швидкості при осьовій швидкості подачі газу - 12 м/с і швидкості зовнішнього, закрученого потоку - 3 м/с.

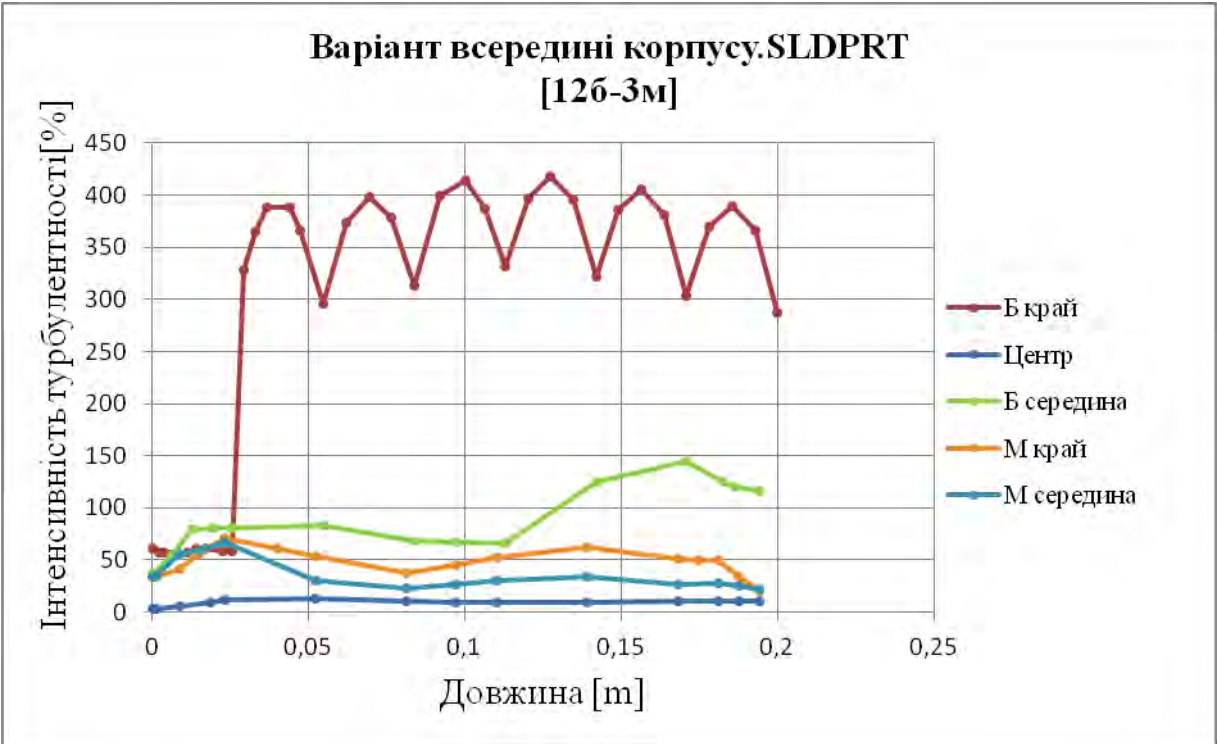


Рис.3.10. Розподіл інтенсивності турбулентності при осьовій швидкості подачі газу - 12 м/с і швидкості зовнішнього, закрученого потоку - 3 м/с.

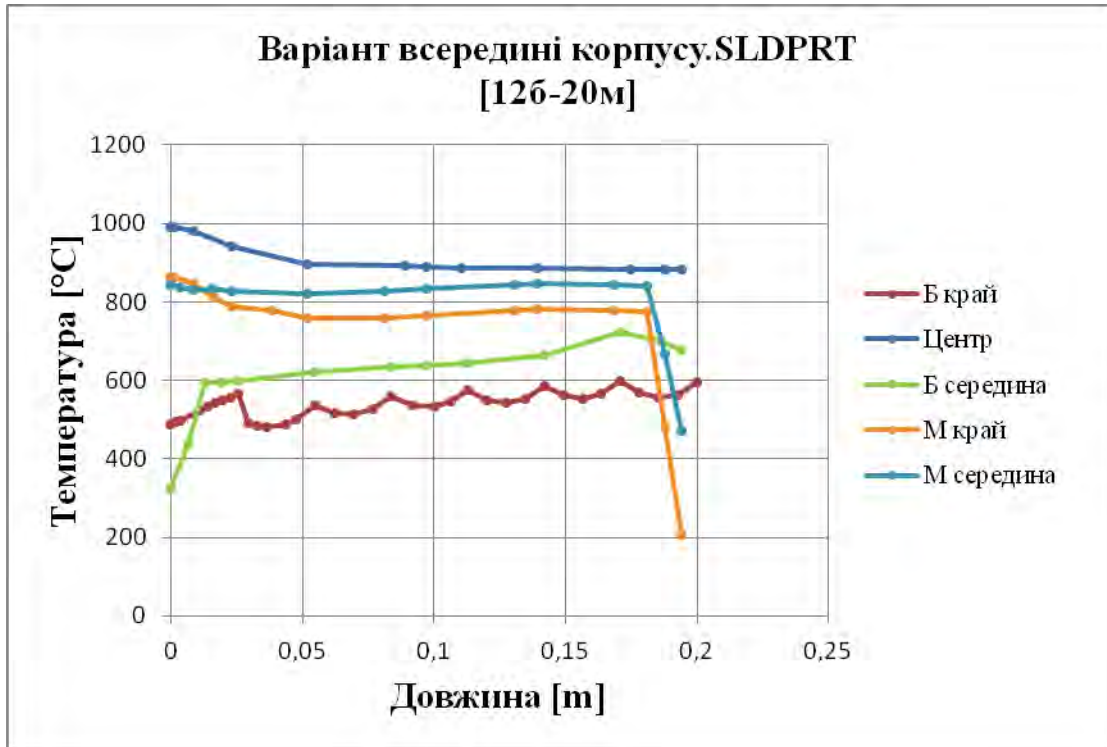


Рис.3.11. Розподіл температури при осьовій швидкості подачі газу - 12 м/с і швидкості зовнішнього, закрученого потоку - 20 м/с.

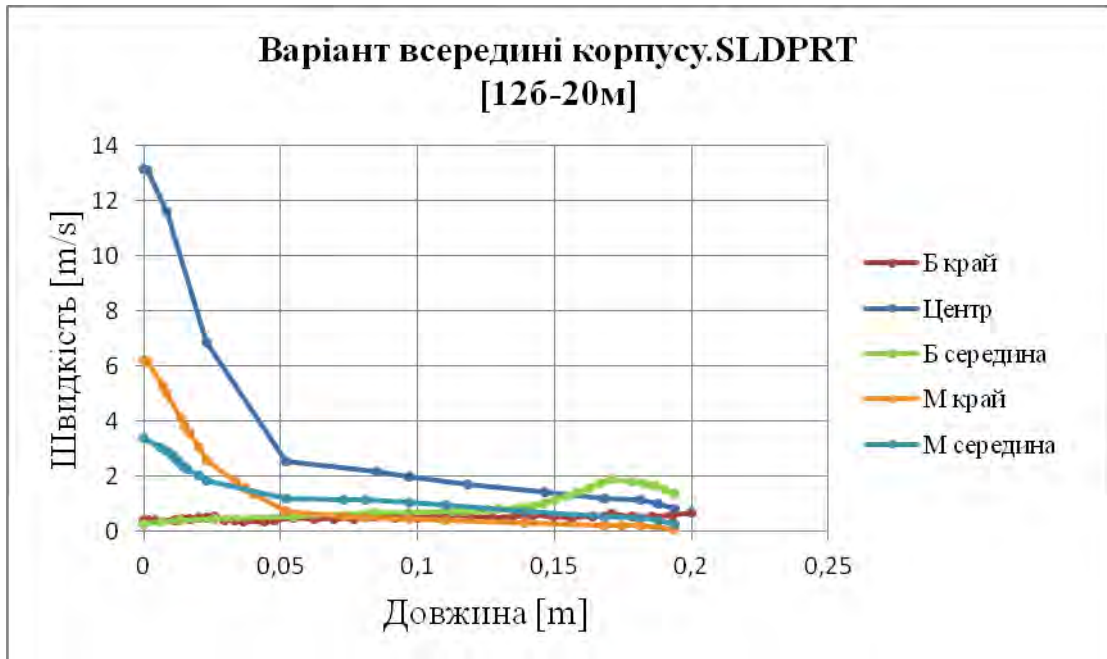


Рис.3.12. Розподіл швидкості при осьовій швидкості подачі газу - 12 м/с і швидкості зовнішнього закрученого потоку - 20 м/с.

Аналіз залежностей температури, швидкості і інтенсивності турбулентності при швидкості осевого прямооточного струменя до 12 м/с і

збільшенні зовнішнього до 20 м/с показав, що основний вплив на розподіл температури і швидкості має вже зовнішній закручений струмінь (рис. 3.11-3.12), на противагу попередньому випадку. При цьому інтенсивність турбулентності не змінюється (рис.3.13).

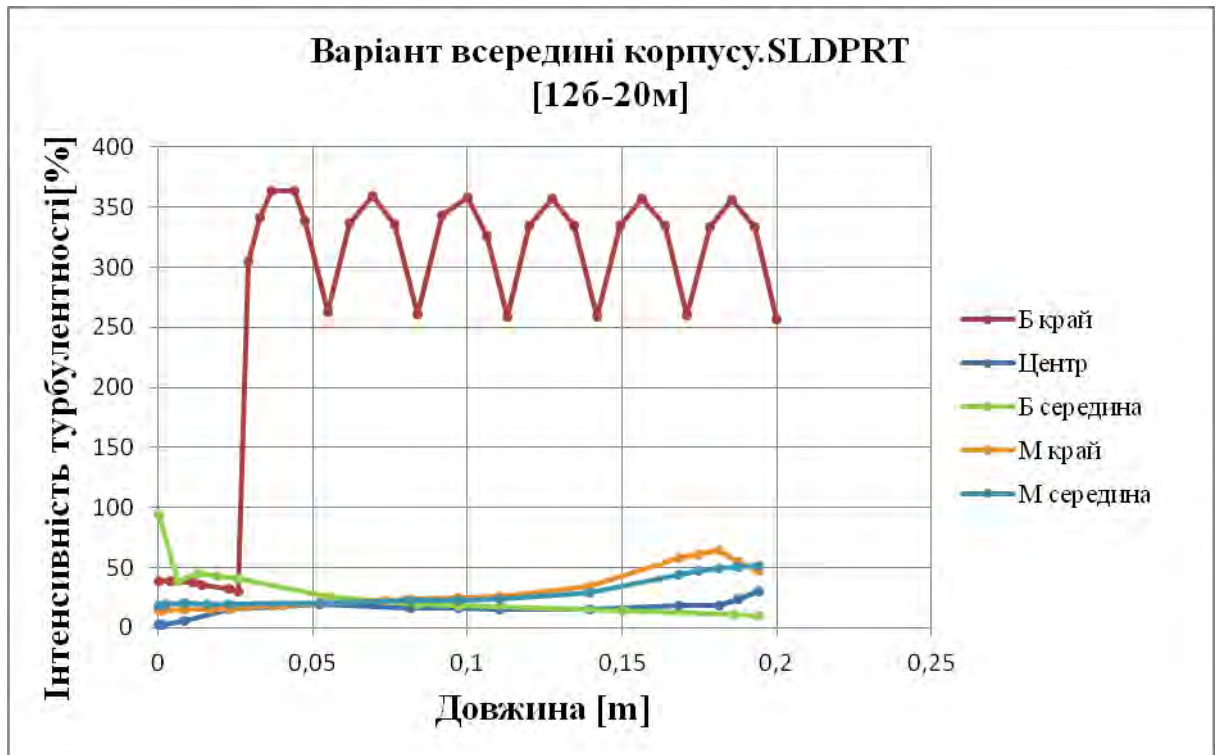


Рис.3.13. Розподіл інтенсивності турбулентності при осьовій швидкості подачі газу - 12 м/с і швидкості зовнішнього закрученого потоку - 20 м/с.

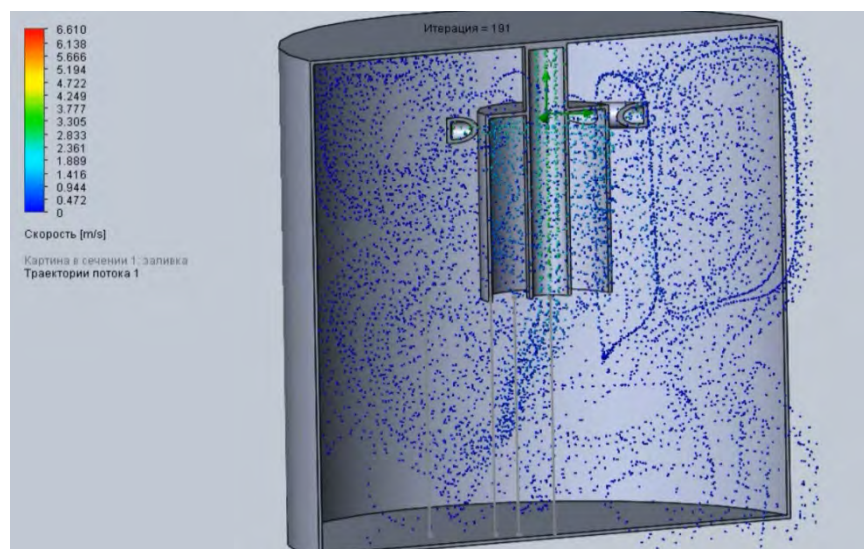


Рис.3.14. Фотографія лінії току з кольоровим розподілом з швидкості при осьовій швидкості подачі газу - 3 м/с і швидкості зовнішнього закрученого потоку - 3 м/с.

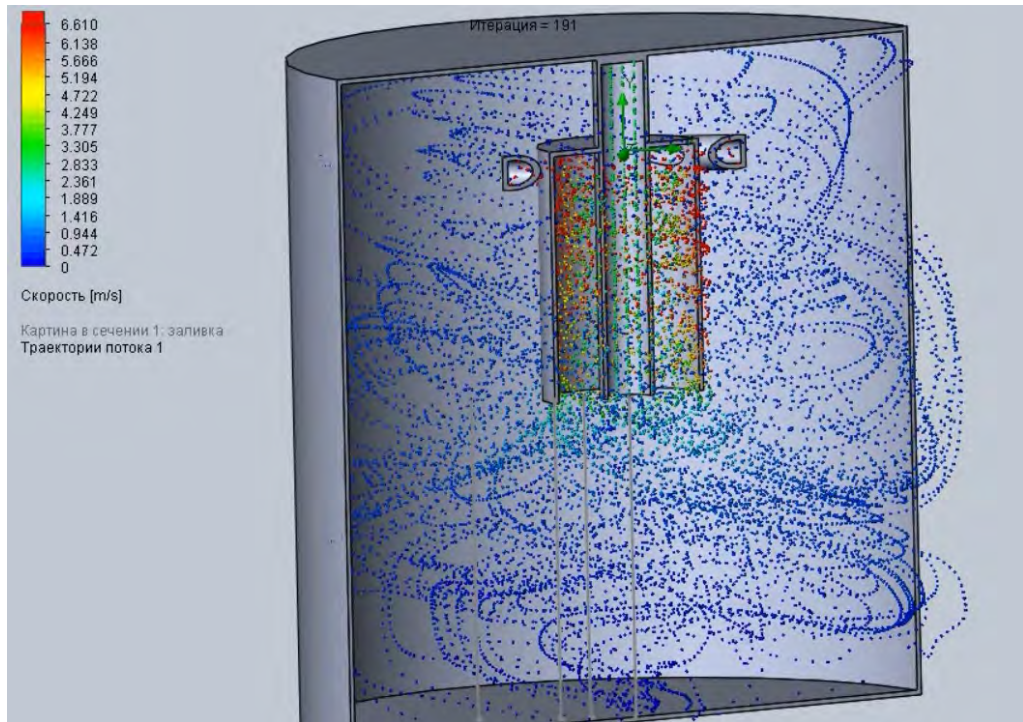


Рис.3.15. Фотографія лінії току з кольоровим розподілом з швидкості при осьовій швидкості подачі газу - 3 м/с і швидкості зовнішнього закрученого потоку - 20 м/с.

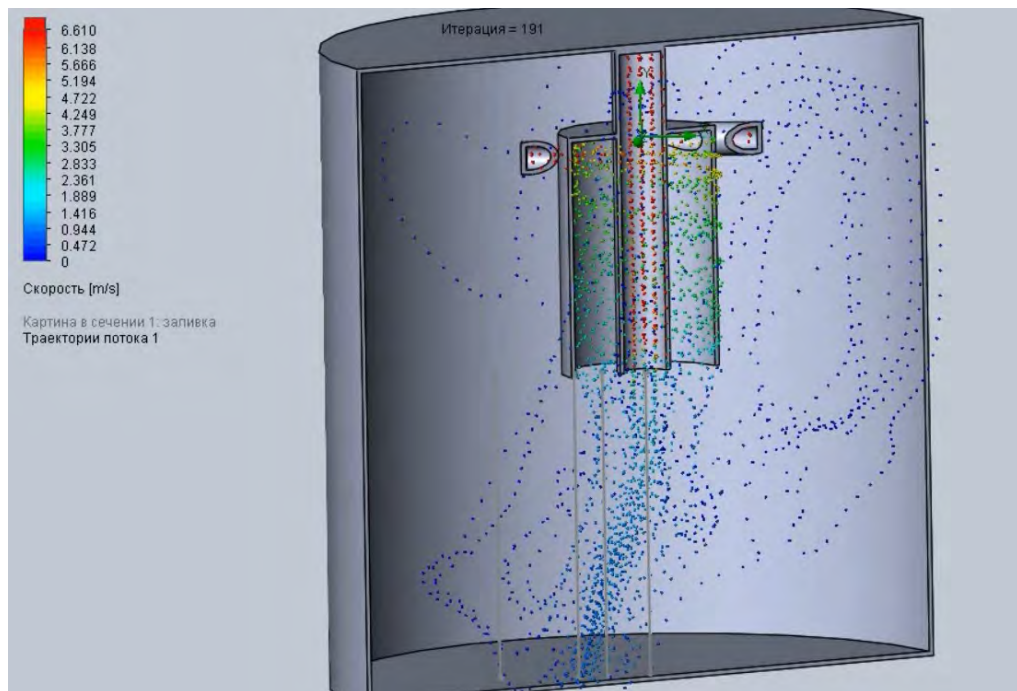


Рис.3.16. Фотографія лінії току з кольоровим розподілом з швидкості при осьовій швидкості подачі газу - 7 м/с і швидкості зовнішнього закрученого потоку - 7 м/с.

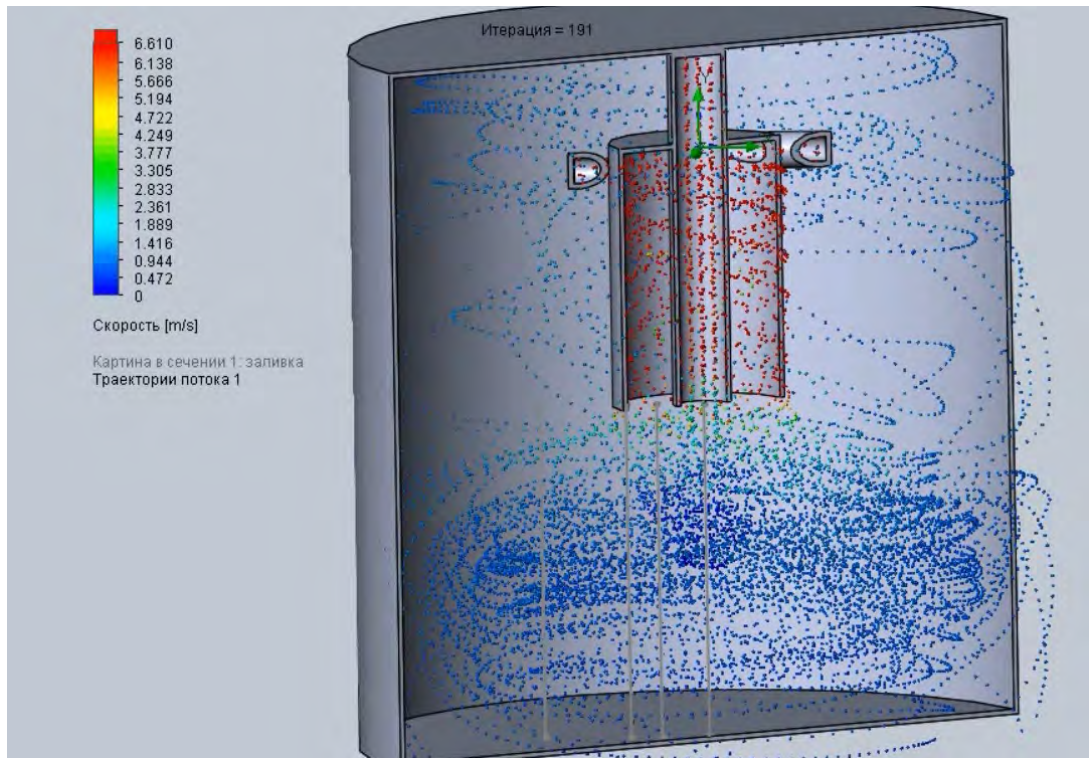


Рис.3.17. Фотографія лінії току з кольоровим розподілом з швидкості при осьовій швидкості подачі газу - 20 м/с і швидкості зовнішнього закрученого потоку - 7 м/с.

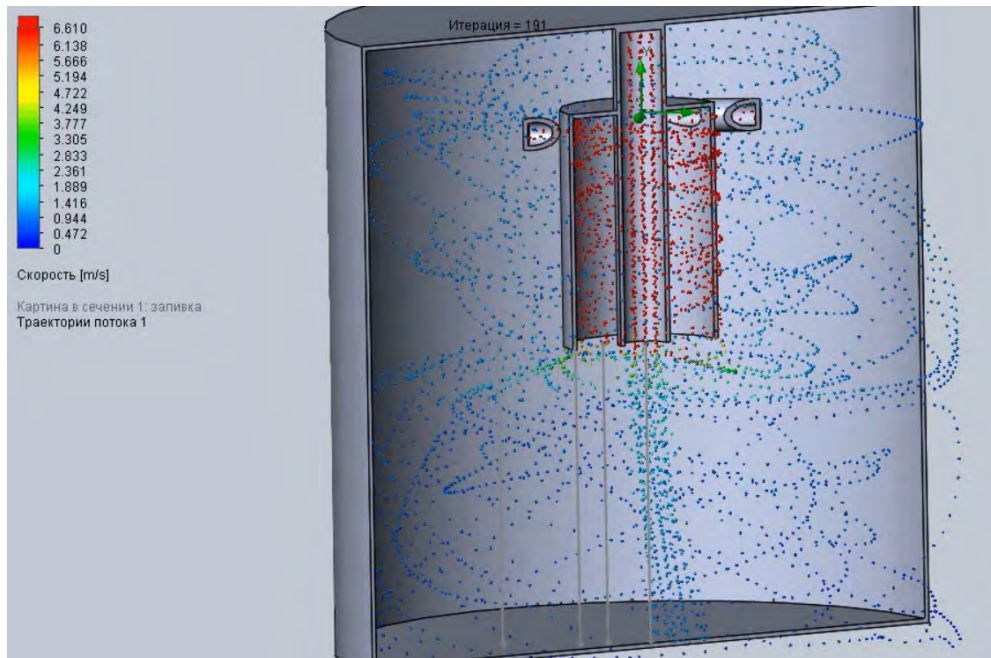


Рис.3.18. Фотографія лінії току з кольоровим розподілом з швидкості при осьовій швидкості подачі газу - 20 м/с і швидкості зовнішнього закрученого потоку - 12 м/с.

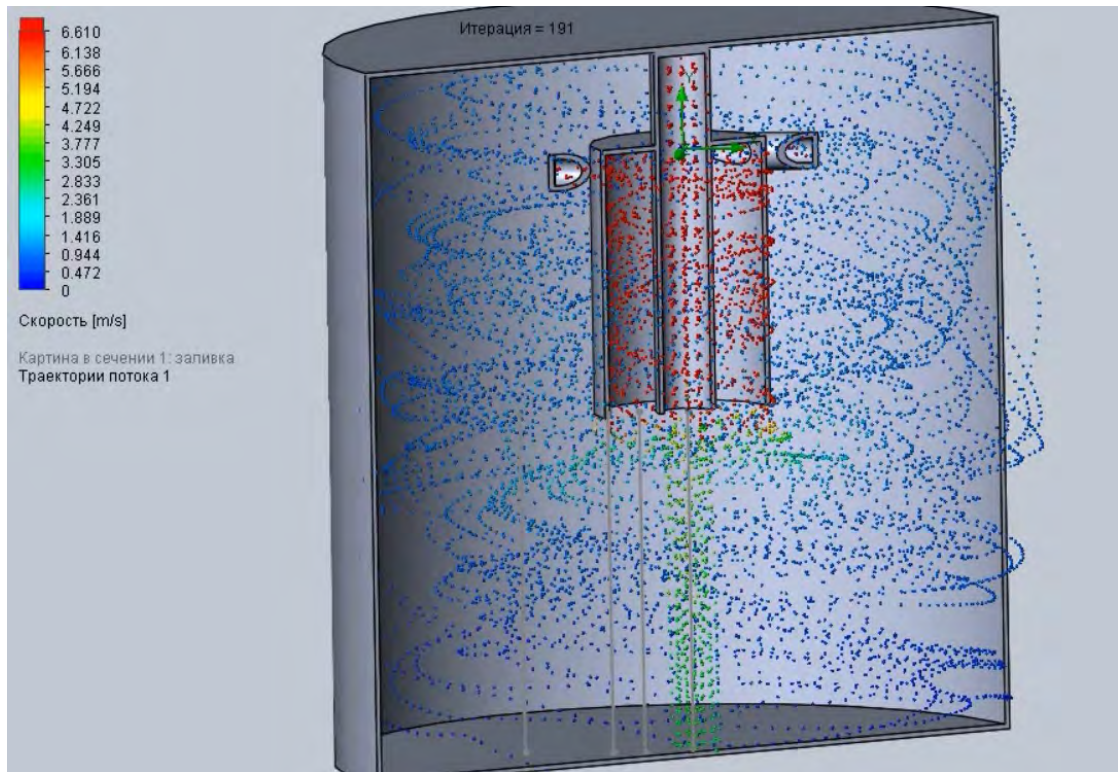


Рис.3.19. Фотографія лінії току з кольоровим розподілом з швидкості при осьовій швидкості подачі газу - 20 м/с і швидкості зовнішнього, закрученого потоку - 20 м/с.

Представлені на рис. 3.14-3.19 фотографії лінії току з кольоровим розподілом з швидкості вказують на залежність результуючого струменя від того, який струмінь має більшу швидкість, по відношенню до іншого, коаксіального. Також на цих фотографіях (рис.3.15, 3.17, 3.19) приведення лінії струму ілюструють як за рахунок великих втрат на тертя в зовнішній поверхні осьового струменя - відбувається відрив і згортання в кільце зовнішнього шару осьового струменя. Оскільки отримані дані показали залежність результуючого струменя від співвідношення швидкості взаємодіючих струменів, то найбільший інтерес представляє перехідний процес - коли швидкості зовнішнього і осьового струменів рівні (рис. 3.14, 3.16, 3.18, 3.20-3.22). Так наведений графік інтенсивності турбулентності (рис.3.20) показав, що зовнішній шар не змінюється, однак відбувається збільшення інтенсивності у взаємодії внутрішніх шарів - тобто гальмування

одного струменя іншим відсутнє, що підтверджується результатами, представленими на рис. 3.21-3.22 - розподіл температури і швидкості.

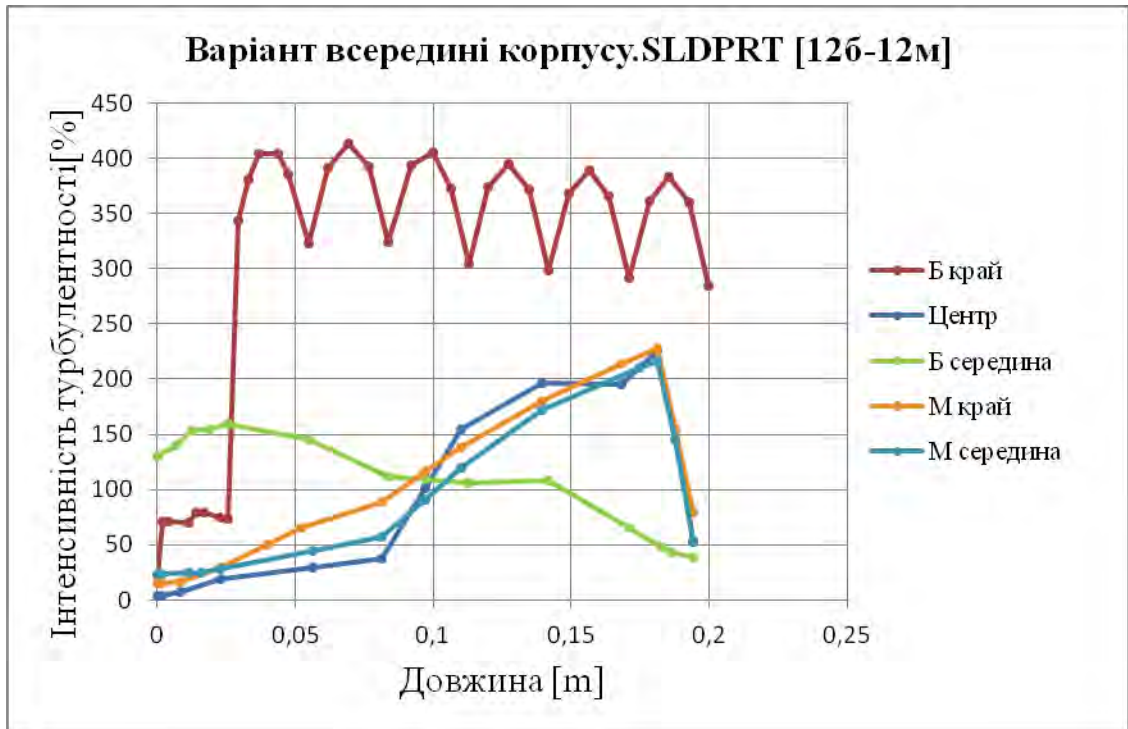


Рис.3.20. Розподіл інтенсивності турбулентності при осьовій швидкості подачі газу - 12 м/с і швидкості зовнішнього, закрученого потоку - 12 м/с.

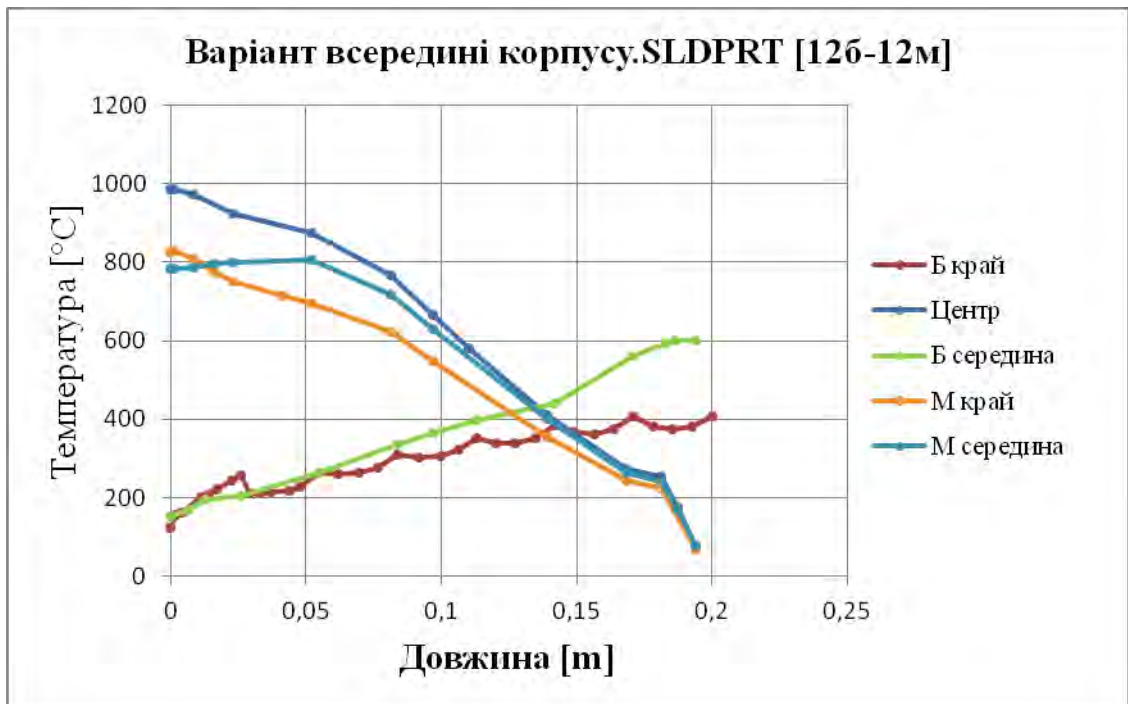


Рис.3.21. Розподіл температури при осьовій швидкості подачі газу - 12 м/с і швидкості зовнішнього закрученого потоку - 12 м/с.

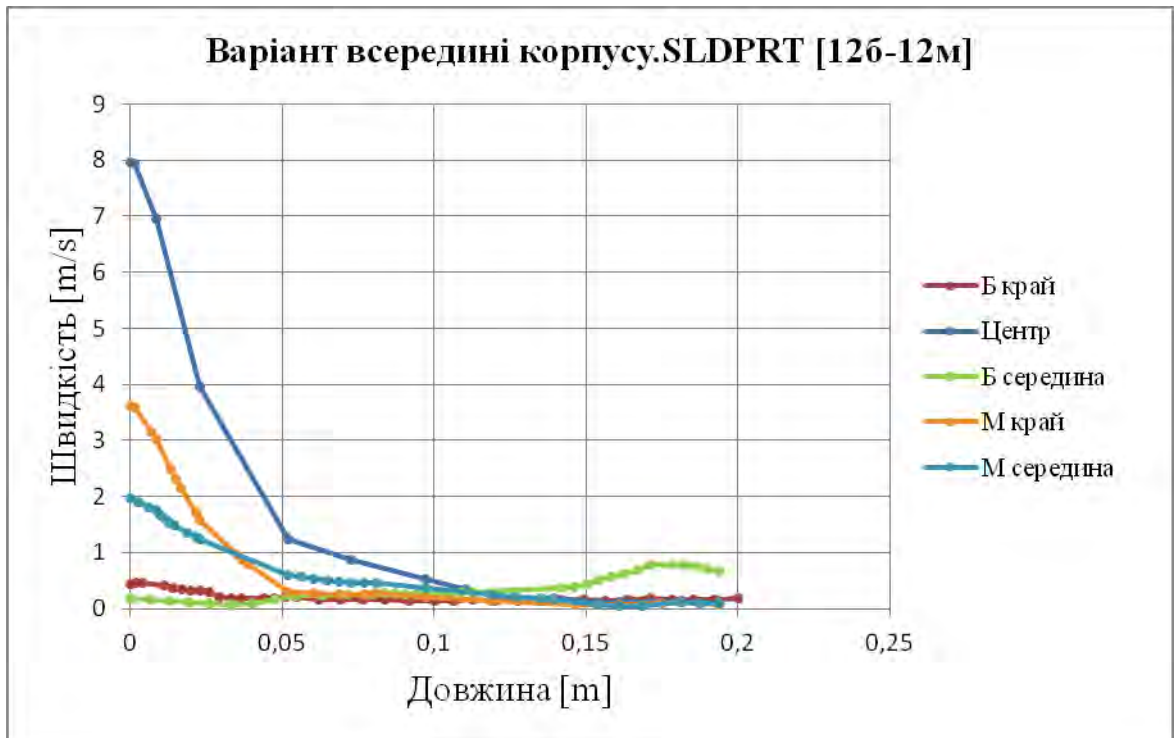


Рис.3.22. Розподіл швидкості при осьовій швидкості подачі газу - 12 м/с і швидкості зовнішнього закрученого потоку - 12 м/с.

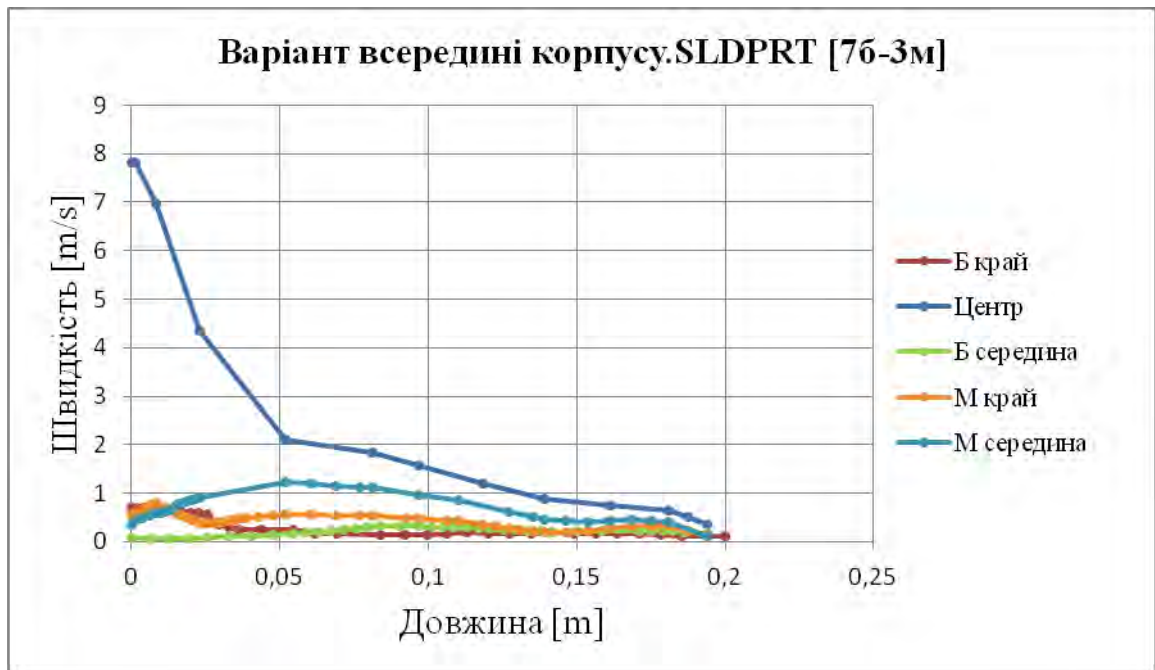


Рис.3.23. Розподіл швидкості при осьовій швидкості подачі газу - 7 м/с і швидкості зовнішнього, закрученого потоку - 3 м/с.

Також необхідно відзначити, що у випадках перевищення осьової швидкості над швидкістю зовнішнього, закрученого потоку виникає

локальний скачок швидкості, який переміщається по довжині струменя в міру віддалення від центральної вісі (рис. 3.9, 3.14-3.19, 3.23). Дане явище пояснюється виникненням поперечного вихору внаслідок різних умов розкриття коаксіальних струменів і, утвореної таким чином, зони зниженого тиску. При цьому, поява такого вихору не спостерігається в разі зворотної ситуації - коли швидкість осевого струменя менше зовнішнього. Це можна пояснити формуванням поперечного кільцевого вихору - за рахунок великих втрат тертя в зовнішній поверхні осевого струменя - відбувається відрив і згортання в кільце зовнішнього шару осевого струменя. Можливо, при збільшенні співвідношення швидкості струменів таких «зривів» може бути декілька.

3.3. Вплив кроку зовнішнього закрученого струменя на розподіл тиску в топці.

Так рівняння лінії струмів рідини і крок гвинта можливо представити як диференціальні рівняння лінії струмів рідини [51]:

$$\frac{dr}{v_r} = \frac{rdE}{v_\theta} = \frac{dz}{v_z} \quad (3.18)$$

Або

$$\frac{dr}{0} = -\frac{rdE}{cI_1\left(\zeta_R^r\right)} = \frac{dz}{cI_0\left(\zeta_R^r\right)} \quad (3.19)$$

Звідки

$$\begin{aligned} dr &= 0, \\ dz &= -\frac{I_0\left(\zeta_R^r\right)}{I_1\left(\zeta_R^r\right)} r dE \end{aligned} \quad (3.20)$$

Після інтегрування отримано:

$$r = \text{const}$$

$$z = z_0 - \frac{I_0\left(\zeta \frac{r}{R}\right)}{I_1\left(\zeta \frac{r}{R}\right)} r E \quad (3.21)$$

Перше рівняння показує, що всі лінії струмів рідини розташовані в бічних поверхнях прямих [105]. У площині поперечного перерізу, нормальної до вісі труби, ці циліндричні поверхні дають систему концентричних кіл, що представляють криві рівних швидкостей.

Для кожної з поверхонь $ri = \text{const}$ існує $V_{ei} = \text{const}$, і тому для точок даної лінії струмів виконується так званий закон площі:

$$V_e r = \text{const} = C_1 \quad (3.22)$$

Однак при переході від однієї поверхні лінії струмів до іншої, їй суміжній, постійна C_1 змінює свою величину. Для кожної з цих поверхонь друге рівняння системи (3.32) дає систему гвинтових ліній одного і того ж кроку гвинта

$$h = z_0 - z = 2\pi r \frac{I_0\left(\zeta \frac{r}{R}\right)}{I_1\left(\zeta \frac{r}{R}\right)} = 2\pi R \frac{r}{R} \frac{I_0\left(\zeta \frac{r}{R}\right)}{I_1\left(\zeta \frac{r}{R}\right)} \quad (3.23)$$

за цією формулою можна отримати крок гвинта для різних значень радіуса.

Біля стін труби ($r=R$)

$$h = 2\pi r \frac{I_0(\zeta)}{I_1(\zeta)} = \frac{2\pi r}{tg\alpha} \quad (3.24)$$

$$\text{де } tg\alpha = \frac{V_g}{V_z}$$

α – кут між повною швидкістю V і поздовжньої швидкістю V_z . На вісі труби формула дає невизначеність виду $0/0$, тому необхідно знайти граничне

значення h . Для цього використано рекуррентна формула залежності між Беселевих функціями перших трьох послідовних порядків [90]:

$$I_1\left(\zeta \frac{r}{R}\right) = \frac{\zeta r}{2R} \left[I_0\left(\zeta \frac{r}{R}\right) + I_2\left(\zeta \frac{r}{R}\right) \right] \quad (3.25)$$

Підставляючи це значення Беселевих функції першого порядку в (3.25), отримаємо:

$$\lim_{r \rightarrow 0} h = \lim_{r \rightarrow 0} \frac{4\pi R I_0\left(\zeta \frac{r}{R}\right)}{\zeta I_0\left(\zeta \frac{r}{R}\right) + I_2\left(\zeta \frac{r}{R}\right)} = \frac{4\pi R}{\zeta} \quad (3.26)$$

Так як $I_0(0)=1$, $I_2(0)=0$.

Таким чином, при закрученому зовнішньому струмені зі зменшенням радіусу збільшується крок гвинта, що передбачає області зі зниженим тиском в межі дії струменя від пальника [3].

3.4. Висновки до 3 розділу

1. Аналітичні дослідження особливостей формування аеродинамічної структури результуючого потоку, в запропонованому комбінованому пальнику теплогенератора малої потужності, з використанням результатів числового моделювання аеродинамічних і теплових параметрів при взаємодії осьового і зовнішнього закручених струменів, дозволили візуалізувати процес взаємодії концентричних газових струменів в змінних режимах роботи генератора теплоти [10, 21, 62].

2. Аналіз результатів числового моделювання показав, що структура результуючого струменя залежить від того, який з струмін має більшу швидкість – закручений чи коаксіальний. При цьому, аналіз інтенсивності турбулізації потоків показав, що в зовнішньому шарі вона практично не

змінюється. При цьому, встановлено, що збільшення інтенсивності турбулізації відбувається при взаємодії внутрішніх шарів, що підтверджується гальмуванням одного струменя іншим [3].

3. Теоретично виявлено, що у випадках перевищення осьової швидкості над швидкістю зовнішнього закрученого потоку виникає локальний скачок швидкості, який переміщається по довжині струменя в міру віддалення від центральної осі. Дане явище пояснюється виникненням поперечного вихору внаслідок різних умов розкриття коаксіальних струменів і, як наслідок, формуванням відповідної зони зниженого тиску. При цьому, поява такого вихору не спостерігається при зворотній ситуації, коли швидкість осьового струменя менше зовнішнього. Це можна пояснити виникненням поперечного кільцевого вихору через великі втрати тертя на зовнішній поверхні осьового струменя, що призводить до відриву і згортання в кільце зовнішнього шару осьового струменя [3, 98].

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ СТРУМЕНІВ В КОМБІНОВАНОМУ ПАЛЬНИКУ ТА ЇХ ВПЛИВ НА ТЕПЛОВУ НАПРУЖЕНІСТЬ ТОПКИ

4.1. Методика проведення експериментальних досліджень аеродинамічних процесів коаксіальних зовнішнього обертового та осевого прямооточного струменів в комбінованому пальнику

Аналіз результатів теоретичних досліджень руху обертових потоків, виявив, що існуючі математичні моделі виконані на основі теорії турбулентності - шляхи перемішування Прандтля, завихренности Тейлора, дотичних напружень, кінетичної енергії турбулентності, алгебри, розкладання в ряд Фур'є, геометричного опису руху, і не можуть дати адекватного теоретичного опису взаємодії зовнішнього закрученого і внутрішнього - осевого потоків газу, а також довести існування пропорційної залежності між полем швидкості і температури та розподілу їх в топковому об'ємі. При цьому, аналіз відомих підходів [39, 40, 61, 102] визначає актуальність розробки та експериментального дослідження аеродинамічних і теплових характеристик взаємодіючих зовнішнього закрученого потоку і осевого внутрішнього потоків газу.

Для вирішення цього питання необхідно вдосконалювати схемо-конструктивні характеристики, теплові та аеродинамічні параметри пальника з урахуванням експериментальних даних. Отримані таким чином дані вимірювань полів швидкості і температури при взаємодії зовнішнього закрученого і внутрішнього - осевого потоків газу, дозволять розробити рекомендації щодо вдосконалення розподілу поля температур в обсязі топкової камери.

В основу моделі покладена залежність вихідної теплової потужності котла від його основних вхідних параметрів [23]:

- витрати палива та основного повітря $G_{\text{пв}}$;
- витрати вторинного повітря $G_{\text{вв}}$;
- витрати димових газів $G_{\text{с}}$.

В загальному вигляді ця залежність була записана професором Афтанюком В.В. [27] так:

$$I = F(G_m, G_b, G_c) \quad (4.1)$$

Значення цих вхідних параметрів повинні визначатися з умов рівності вихідного I , та зовнішнього I_w , теплових навантажень і умови стійкості роботи котла, тобто доводиться вирішувати зворотне завдання: по величині зовнішнього теплового навантаження визначити найменші значення параметрів G_t , G_b , G_c за умови $I = I_w$ [27].

Як приклад використання запропонованого підходу розглянемо тільки перші два параметри. Алгоритм рішення зворотного завдання був наступним. Залежність (4.1) апроксимувалася виразом [27]:

$$I = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 a_{i,j} x_i y_j, \quad x_{\min} \leq x \leq x_{\max}, \quad y_{\min} \leq y \leq y_{\max} \quad (4.2)$$

де $x = G_t$, $y = G_b$, $x_{\max}$, $x_{\min}$, $y_{\max}$, $y_{\min}$, – мінімальні та максимальні значення відповідних параметрів при сталій роботі котла [23]. Ці значення коефіцієнтів використалися потім при знаходженні вхідних параметрів x та y при рішенні наступної оптимізаційної задачі керування котлом: знайти мінімум функціонала [23]:

$$\min \left\{ \left(I_w(t) - \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 a_{i,j} x_i y_j \right)^2 \right\} \quad (4.3)$$

у будь-який момент часу t , що забезпечує необхідний режим керування роботи котлом. Звичайно, у такій спрощеній постановці не враховується інерційність процесів, що протікають у топках, але її легко врахувати шляхом введення у функціонала (4.7) зрушення за часом, якому можна визначити з

обчислювального експерименту для котла необхідної конструкції та даного виду палива [23].

Запропонований нами комбінований пальник складається з двох тангенціальних патрубків для підведення повітря і осьового патрубка для підведення газу, загальний вигляд якої наведено на рис. 4.1.

Стратегія управління розподілу швидкості і температури заснована на регулюванні витрат газу і повітря, а також на співвідношенні швидкості на входах в пальник з осьових і тангенціальних патрубків, шляхом часткового підмішування повітря в патрубок подачі газу.

Дослідження поля швидкості виконані на створеному експериментальному стенді, наведеному на рис. 4.2.

Експериментальні дослідження виконані в три етапи:

- на першому етапі досліджено поле результуючих швидкостей (аксіальній, тангенціальній, радіальній) при зміні співвідношення обсягів повітря, що подається осьового до тангенціального від 1:0,75 до 1:1,5, з кроком 0,25 і ізотермічних струменях;

- у другому етапі досліджувалася відповідність розподілу температури при зазначених вище співвідношеннях витрати (нагрів виконувався тільки для осьового потоку, при цьому різниця температури між струменями тангенціальної і осьової входів в пальник відповідала співвідношенню 1:3);

- на третьому етапі виконувалися вогневі випробування на виготовленому зі сталі зразку комбінованого пальника (розділи 4.3-4.4) з фіксацією на тепловізорі рівномірності прогріву зовнішнього корпусу пальника.

Загальна інструментальна помилка не перевищувала 5% (при використанні для замірів температури і швидкості Testo 480) (Німеччина) [9], на третьому етапі досліджень використаний тепловізор Testo 882 (Німеччина) з відповідним поданням термограми і лінії профілю температур по довжині пальника.

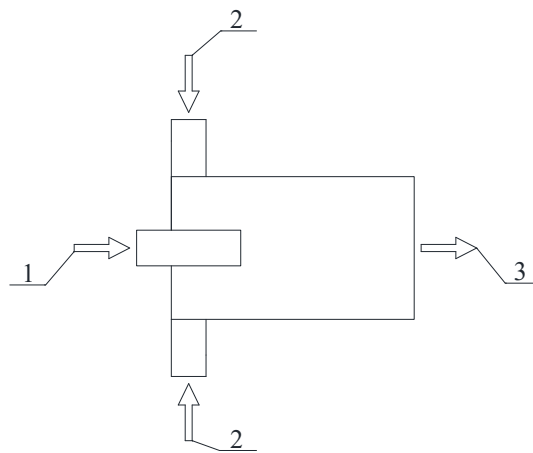
При експериментальному дослідженні постійними параметрами

вважались:

- температура навколишнього середовища $t_{\text{ср}} = 22^{\circ}\text{C}$;
- тиск навколишнього середовища $P_{\text{атм}} = 101325 \text{ Па}$;
- початкова температура осьового потоку 22°C ;
- маса осьового потоку $0,01 \text{ кг/с}$;

Варійованими параметрами прийнято:

- сумарні (осьова і тангенціальна) масові витрати повітря, кг/с ;
- температура газів в осьовому патрубку, $^{\circ}\text{C}$.



А)



Б)

Рис. 4.1. Загальний вигляд комбінованого пальника із зовнішнім тангенціальним підведенням повітря і осьовим підведенням газу (а):

1 - природний газ; 2 - повітря; 3 - результуючий потік; та експериментальні зовнішні патрубки на пальник (б).

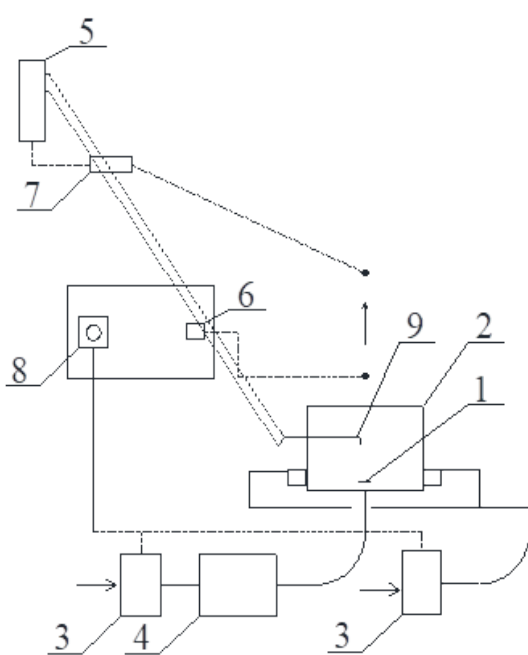


Рис. 4.2. Схема експериментального стану:

- 1 - осьовий патрубок для подачі газу; 2 - корпус пальника;
 3 - вентилятор; 4 - повітрянагрівач; 5 - багатофункціональний прилад Testo 480; 6 - термометр; 7 - зонд для вимірювання швидкості і температури Testo;
 8 - реостат вентилятора; 9 - трубка Піто.

4.2. Результати експериментальних досліджень взаємодії струменів в комбінованому пальнику теплогенератора малої потужності

Результати експериментальних досліджень наведені на рис. 4.3–4.6, де вісь абсцис є відстань від зрізу сопла пальника вздовж її осі, м. На вісі ординат на рис. 4.3–4.5 представлена швидкість в м/с, а на рис. 4.6 – температура в °С.

Слід зазначити, що на рис. 4.3 наведено графік зміни аксіальної складової швидкості; на рис. 4.4 - графік тангенціальної складової швидкості; на рис. 4.5 - графік радіальної складової швидкості; на рис. 4.6 - графік зміни температури в результуючому струмені при нагріванні осьового струменя до 70°С.

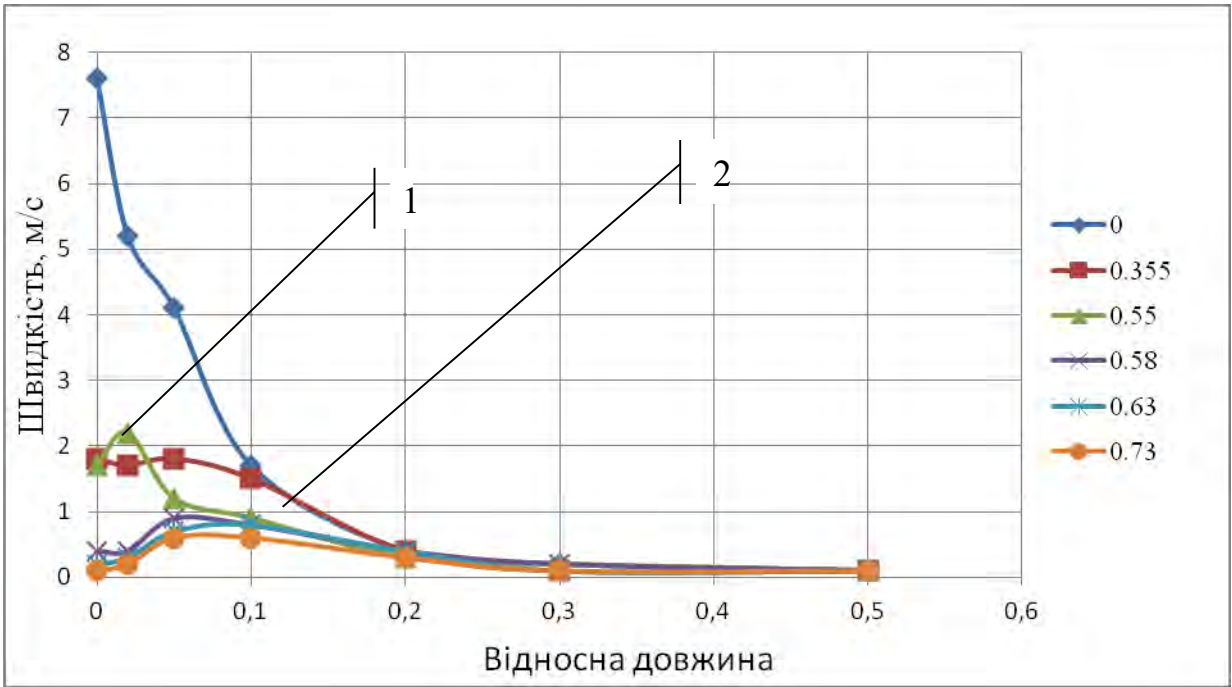


Рис. 4.3. Графік аксіальної складової результуючої швидкості після змішання ізотермічних струменів (зовнішнього закрученого і осевого прямооточного): 1 - центральна вісь пальника, 2 - середня лінія між осевим патрубком і корпусом пальника

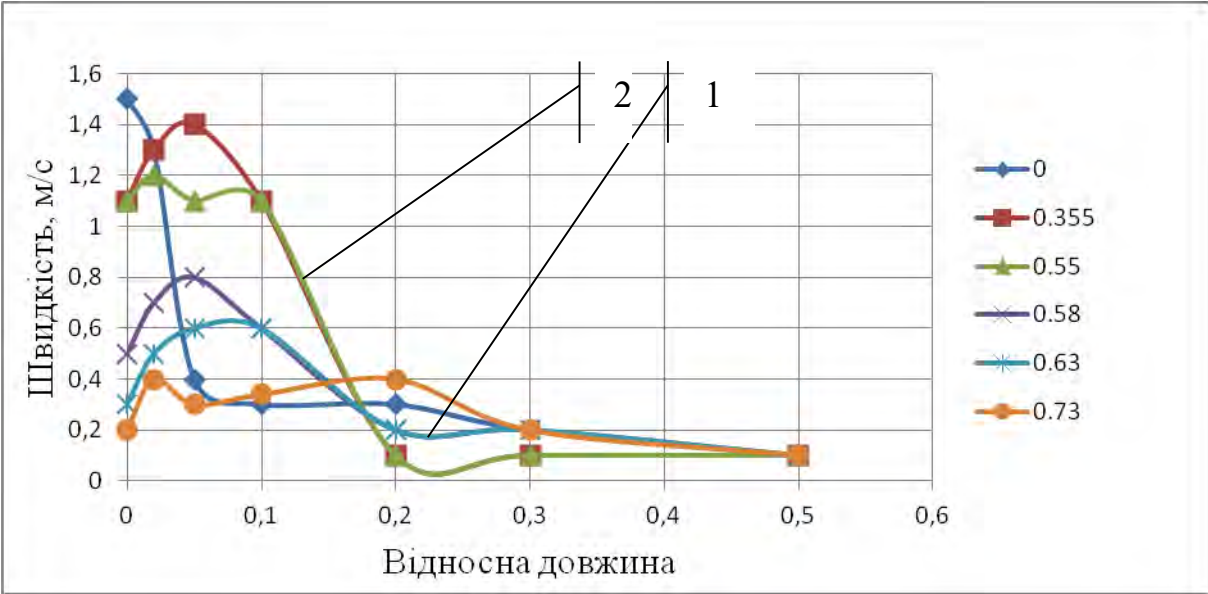


Рис. 4.4. Графік тангенціальної складової результуючої швидкості після змішання ізотермічних струменів (зовнішнього закрученого і осевого прямооточного): 1 - центральна вісь пальника; 2 - середня лінія між осевим патрубком і корпусом пальника.

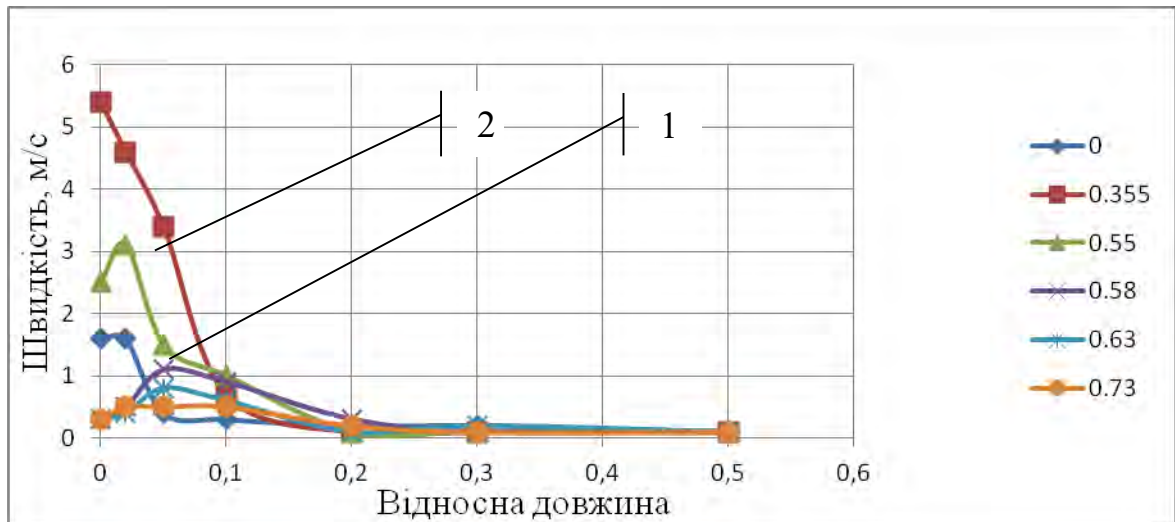


Рис. 4.5. Графік радіальної складової результуючої швидкості після змішання ізотермічних струменів (зовнішнього закрученого і осьового прямооточного): 1 - центральна вісь пальника; 2 - середня лінія між осьовим патрубком і корпусом пальника.

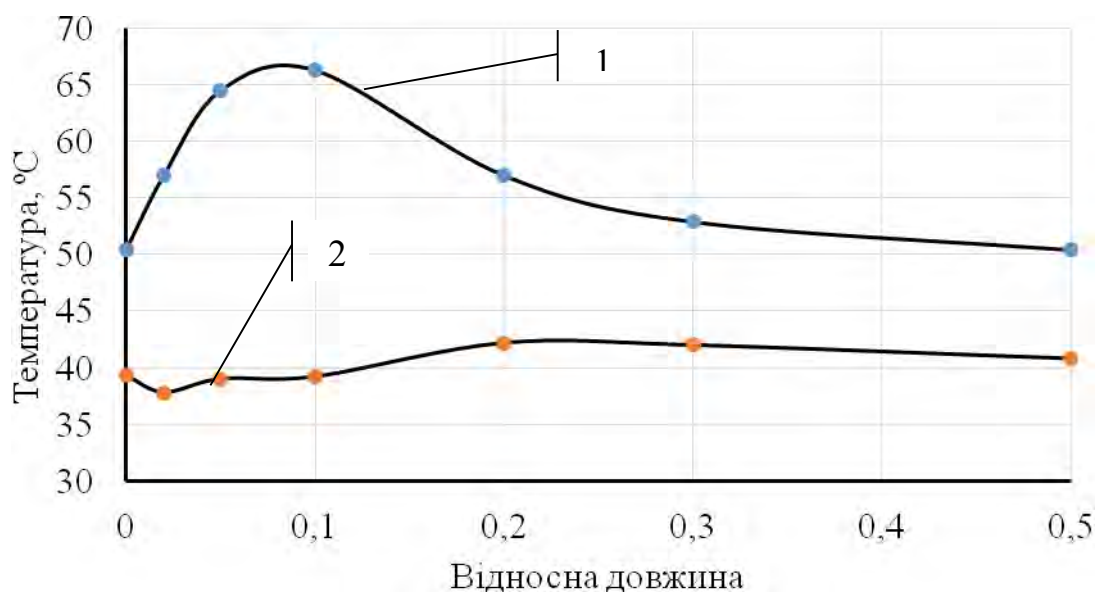


Рис. 4.6. Графік зміни температури після змішування зовнішнього закрученого і осьового струменів: 1 - центральна вісь пальника; 2 - середня лінія між осьовим патрубком і корпусом пальника.

Аналіз результатів експерименту свідчить про те, що на границі змішання зовнішнього закрученого і осьового прямооточного струменів виникає поперечне вихрове кільце. Дане явище відбувається через різкі зміни

швидкості, які спостерігаються на середній лінії між осьовим патрубком і корпусом пальника (рис. 4.3-4.5, 2-я лінія).

Крім того, на підставі результатів експериментального дослідження поля швидкості ізотермічного і неізотермічного взаємодії коаксіальних осьового прямооточного і зовнішнього закрученого струменів виявлена можливість покращення ефективності роботи теплогенеруючої установки малої потужності. Встановлено, що для управління полем швидкості в об'ємі топки і при зміні теплового навантаження необхідно виконувати подачу палива і окиснювача в топку співвісними струменями: осьовим прямооточним і зовнішнім закрученим.

При цьому ступінь крутки S зовнішнього струменя може варіюватися в діапазоні $0,3 < S < 1,2$, шляхом зміни співвідношення витрати поданого зовнішнього закрученого струменя до витрати потоку, що подається через осьовий патрубок. Вказаний діапазон зміни S відповідає розвитку струменя від слабо закрученого до сильно закрученого з розвиненою центральною областю зворотних струмів.

Таким чином, отримані дані підтверджують можливість регулювання рівномірності розподілу температури в об'ємі топки запропонованим нами способом.

Крім того, встановлено експериментальним шляхом, що на відстані 2-х діаметрів осьового патрубка від зрізу патрубка з'являється поперечне вихрове кільце (рис. 4.4-4.6), виникнення якого пояснюється різними кутами розкриття закрученого зовнішнього струменя і осьового прямооточного.

Таким чином, експериментально підтверджені результати числового моделювання, наведенні в розділі 3, щодо утворення зон зі зниженим тиском внаслідок розбіжності прикордонних шарів взаємодіючих коаксіальних струменів та виникнення поперечного вихрового кільця через формуванням зони зниженого тиску.

Тобто зі збільшенням потужності, зовнішня закручена струмінь збільшує кут свого розкриття до 43° , що з урахуванням кута розкриття

осьової струменя в $12...14^\circ$ формує область зниженого тиску між струменями (рис.4.4-4.5). Дана обставина пояснює, виявлене в результаті аеродинамічних експериментів, виникнення поперечного вихрового кільця на відстані 2-х діаметрів осьового патрубка від його поперечного зрізу.

4.3. Методика вогневих випробувань топки жаротрубного котла з використанням тепловізора.

На третьому етапі експериментальних досліджень вперше виконані вогневі випробування виготовленому зі сталі примірнику комбінованого пальника в топке жаротрубного котла (рис. 4.7) з фіксацією результатів вимірювання на тепловізорі рівномірності прогріву зовнішнього корпусу топки [14-19, 102].

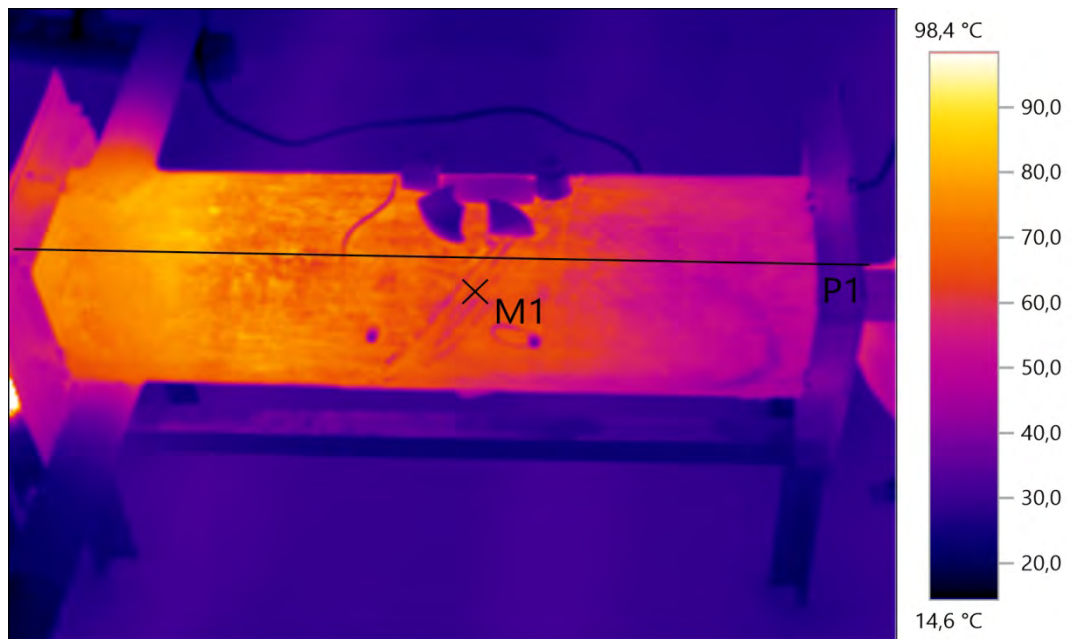
Для експериментальних досліджень в реальних умовах використано тепловізор Testo 882 з відповідним наданням термограми і лінії профілю температур по довжині топки.

На рис.4.7 представлено зображення топки із зовнішнім тангенціальним підведенням повітря і осьовим підведенням газу, призначена для вогневих випробувань. На рис. 4.8 міститься термограма і розподіл температури уздовж лінії профілю по довжині топки, яка дорівнює 0,5 м.

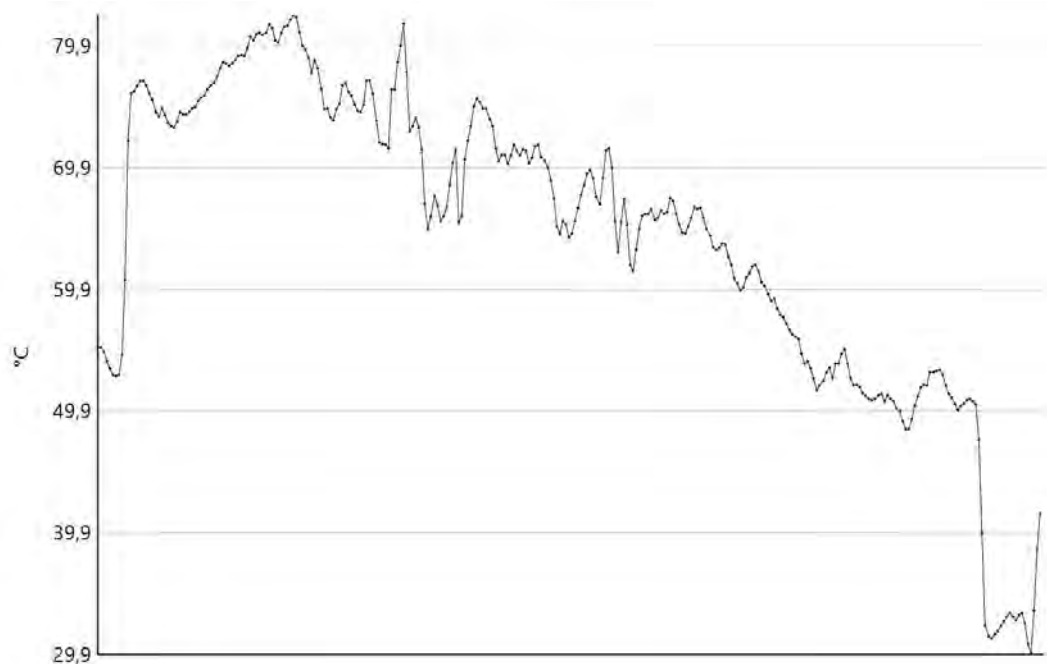
Інші примірники термограм вогневих випробувань топки наведено в Додатку Б.



Рис.4.7. Топка жаротрубного котла для вогневих випробувань з тангенціальним підведенням повітря і осьовим підведенням палива



A)



Б)

Рис. 4.8. Термограма і розподіл температури уздовж вісі топки:
 а - термограма зовнішньої поверхні пальника при спалюванні природного газу; б - розподіл температури уздовж лінії профілю (по довжині пальника)

4.4. Результати тепловізійного дослідження теплової напруженості топки

Термограми і розподіл температури уздовж вісі топки, які наведені на рис.4.8 і в Додатку Б, підтверджують тісний взаємозв'язок між розподілом поля швидкості і поля температури в об'ємі топки. Так, порівняння максимумів температури (рис. 4.6) і максимумів осьової швидкості (рис.4.4-4.5) з максимумами, отриманим на термограмі (рис.4.8 (б)) показує їх збіг по ординаті, що підтверджує зроблене раніше припущення, на підставі результатів числового моделювання, наведеного в розділі 3, про прямо пропорційний характер їх взаємозалежності.

Крім того, різкий спад температури (рис. 4.6, 4.8 (б)) дозволяє зробити висновок, що при запропонованій взаємодії струменів, можна досягти важливого результату – скорочення довжини факелу горіння в топки, що, в свою чергу, дозволить зменшити габарити і металомісткість топкових пристроїв за рахунок зменшення їх конструктивних розмірів.

За даними фірм-виробників пальникові пристрої для теплогенераторів малої потужності (до 300 кВт) мають практично однакові показники ефективності. Наприклад, ККД спалювання газу від 0,96 при максимальному навантаженні, до 0,83 при мінімальному (30%) навантаженні теплогенератора.

Але, слід підкреслити, що в даних фірм-виробників відсутні відомості щодо залежності ККД теплогенератора від співвідношення залежності фактичного теплового навантаження та кількості теплоти, яка необхідна для підтримки мінімальної температури в топці.

Для з'ясування цього питання нами було виконано експериментальне дослідження, результати якого дозволили порівняти характеристики запропонованого нами способу формування вихрового факелу і звичайного прямооточного круглого факелу, найбільш поширеного теплогенератора потужністю до 300 кВт. Результати цього дослідження наведені на рис. 4.9,

де показано залежність теплової напруженості топки (на вісі ординат в $\text{кВт}/\text{м}^3$) від потужності пального (на вісі абсцис, кВт). Крім того на рис. 4.10, представлено графіки залежності витрати газу, (на вісі ординат в $\text{нм}^3/\text{ч}$), від потужності теплогенератора (на вісі абсцис в кВт) .

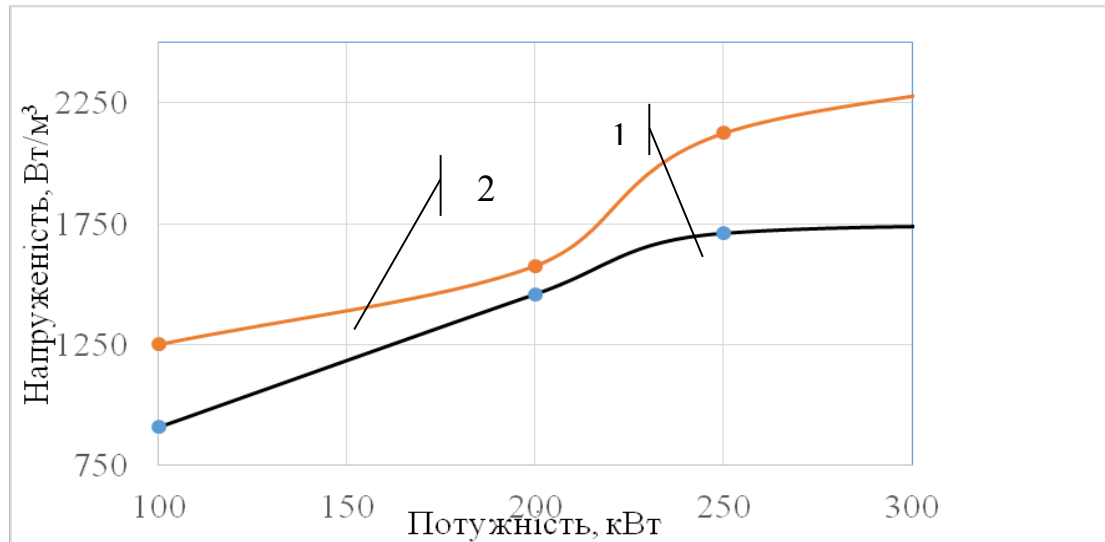


Рис.4.9. Графік зміни теплової напруженості від потужності теплогенератора:

1 – теплогенератор з запропонованим комбінованим паливом; 2 – з паливом з круглим, осьовим факелом.

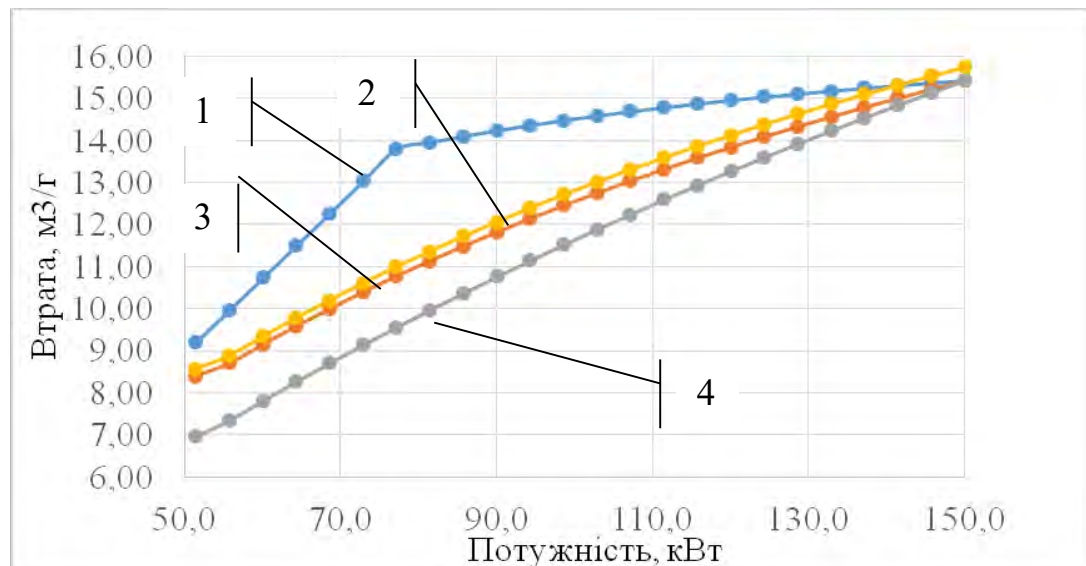


Рис. 4.10. Графік залежності витрати газу від зміни потужності теплогенератора з урахуванням ККД: 1 - паливник з круглим, осьовим факелом; 2 - паливник IDEA [кВт 35...200]; 3 - вихровий паливник; 4 - комбінований паливник.

Аналіз зміни теплової напруженості, побудованої за даними, усередненими для основних виробників пальників (рис. 4.9), показав, що теплонапруженість в запропонованому нами способі більше ніж в інших і різко зростає при збільшенні потужності понад 200 кВт. Дана обставина дозволяє рекомендувати обмеження застосування запропонованого пальника потужністю до 200 кВт. Ця обставина дозволила розробити робочі креслення запропонованого пальника (додаток А) та виготовити (з урахуванням скорочення довжини факелу горіння в пальнику) дослідний зразок пальника (рис.4.11).



Рис. 4.11. Фотографія дослідного зразка пальника.

Розгляд залежності зміни витрати газу при зниженні потужності (рис. 4.10) дозволяє зробити висновок, що найбільш низькою витратою газу, з урахуванням зниження ККД теплогенератора, характеризується запропонований нами комбінований пальник. Проте, зазначена перевага обмежена діапазоном потужності пальника 50...130 кВт.

4.5. Метрологічний аналіз експериментальних досліджень

Визначення похибки результатів вимірювань в ході експериментальних досліджень δ виконано відповідно до закону урахування похибок [107]:

$$\delta = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \dots + \delta_i^2}, \quad (4.1)$$

Де $\delta_1^2, \delta_2^2, \delta_i^2$ – похибки незалежних вимірювань, %.

Апаратна похибка вимірювальних приладів була прийнята відповідно до даних паспортів. Методична похибка прийнята на рівні 3%.

4.5.1. Похибка при дослідженні аеродинамічних характеристик теплогенеруючої установки.

Сумарна похибка при дослідженні аеродинамічних характеристик системи рекуперації теплоти димових газів визначалася за формулою:

$$\delta = \sqrt{\delta_{\text{мдг}}^2 + \delta_{\text{тдг}}^2 + \delta_{\text{тж}}^2 + \delta_{\text{м}}^2}, \quad (4.2)$$

де $\delta_{\text{мдг}}^2$ - похибка при визначенні масової витрати димових газів,

$\delta_{\text{мдг}}^2 \leq 1,5 \%$; $\delta_{\text{тдг}}^2$ - похибка при вимірюванні температури димових газів,

$\delta_{\text{тдг}}^2 \leq 1,5 \%$;

$\delta_{\text{тж}}^2$ - похибка при вимірюванні температури теплоносія, $\delta_{\text{тж}}^2 \leq 1,0 \%$;

$\delta_{\text{м}}^2$ - методична похибка, $\delta_{\text{м}}^2 \leq 3 \%$.

4.5.2. Сумарна похибка експерименту

$$\delta = \sqrt{1,5^2 + 1,5^2 + 1,0^2 + 3^2} = 3,8 \%. \quad (4.3)$$

Прийнятна похибка експерименту при визначенні фізичних параметрів газів і рідин складає 5% [69]. Отже, дана похибка дозволяє говорити про достатню достовірності отриманих результатів при дослідженні аеродинамічних характеристик ТГУ.

4.6. Техніко-економічне обґрунтування доцільності використання комбінованих пальників для теплогенераторів малої потужності

В даному випадку зміна витрати газу при зниженні теплового навантаження споживача здійснюється роботою комбінованої пальника в більшому діапазоні варіювання потужності.

Розглянемо техніко-економічний розрахунок пропонованих заходів щодо використання закручених струменів в теплоенергетичному обладнанні виконаний згідно [54] на прикладі окремого будинку з індивідуальної котельні, розташованого в м. Ізмаїлі Одеської області.

Для розрахунку прийнято, що тепловтрати будівлі для холодної п'ятиденки рівні 16000 Вт, потужність системи ГВП 20000 Вт, температура зовнішнього повітря $t = -15$ °С, температура внутрішнього повітря $t = 20$ °С, тобто для компенсації тепловтрат необхідно встановити котел потужністю не менше 22 кВт. Кошторисна вартість якого з урахуванням монтажу, накладних витрат та інших витрат визначена згідно ДБН Д.1.1-1-2012 [54] для випадку просто установки котла (прийнятий до розрахунку котел марки Ferroli Atlas) та установки котла з подальшим демонтажем пальників і установкою пальників з вихровим пристроєм.

Порівняння отриманих договірних цін показала, що в стандартному варіанті вартість склала 16000 грн., А в другому - 20000 грн., Тобто вартість будівництва зросла на 4000 грн.

Однак, як вказувалося раніше, котельний агрегат буде працювати в номінальному режимі тільки 5 днів на протязі всього опалювального періоду

і тому його коефіцієнт ефективності роботи в решту часу буде менше прийнятого в розрахунках.

Для визначення ККД котла використовувалася методика, викладена в [14-19, 103, 104], при цьому в розрахунках були прийняті нижча теплота згоряння $Q_{н.р.}=35840$ кДж/м³, годинну витрату газу $V=4,8$ м³/год.

З урахуванням експериментальних даних, які свідчать про можливість підвищення температури, як мінімум на 20 %, внаслідок особливостей взаємодії коаксіальних струменів – осьового, прямоточного і зовнішнього, закрученого, що видно з рис.4.12, де представлено графік зміни ККД котла в залежності від зовнішньої температури для двох варіантів: базового, при використанні стандартного пальника, та інноваційного, при застосуванні аеродинамічних переваг закручених потоків, в запропонованому нами комбінованому пальнику для теплогенераторів малої потужності, які працюють з змінному режимі роботи.

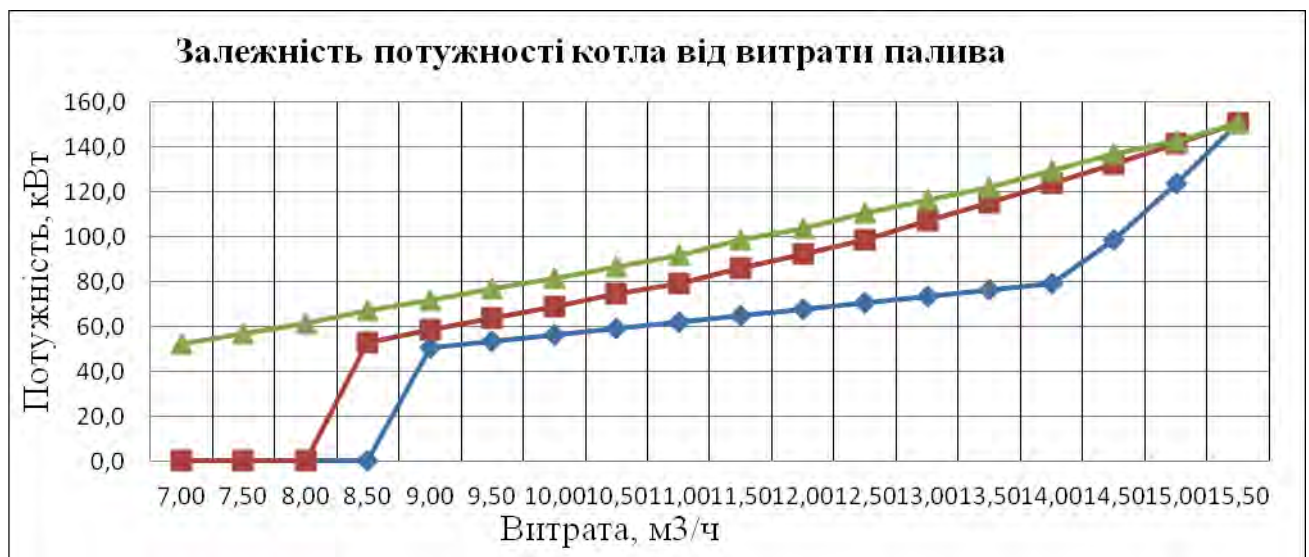


Рис.4.12. Залежність витрати газу котла від потужності:

◆ — базовий варіант котла; □ — з використанням зустрічних закручених потоків; Δ - з використанням зовнішнім закрученим і коаксіальним осьовим струменів.

Аналіз отриманої залежності показав, що з підвищенням зовнішньої температури підвищення ККД котла в порівнянні з базовим варіантів

збільшується і досягає 20%, в перерахунку на середню опалювальну температуру для м. Ізмаїла, що становить економію в 198,2 м³ газу на кожен кВт використовуваної потужності протягом опалювального періоду. Тобто з окупність витрат на установку нового пальника дорівнює 2,5 року.

4.6. Висновки до 4 розділу

1. В результаті експериментального дослідження поля швидкості взаємодії коаксіальних осьового прямооточного і зовнішнього закрученого струменів запропонована конструкція комбінованого пальника. Отримані дані дослідження даної конструкції підтверджують можливість управління полями швидкості і температури в об'ємі топки при зміні теплового навантаження. Встановлено, що відбувається утворення зон зі зниженим тиском внаслідок розбіжності прикордонних шарів взаємодіючих коаксіальних струменів та виникнення поперечного вихрового кільця через формуванням зони зниженого тиску.

2. На підставі аналізу результатів експериментального дослідження неізотермічної взаємодії зовнішнього закрученого і осьового прямооточного струменів і вогневих випробуваннях, підтверджено можливість досягнення рівномірності розподілу температури в об'ємі топки при використанні запропонованого нами комбінованого пальника.

3. Експериментальні дослідження запропонованого комбінованого пальника на розробленому експериментальному стенді виявили появу відстані 2-х діаметрів осьового патрубку від його зрізу поперечне вихрове кільце. Виникнення такого вихору пояснюється різним кутом розкриття закрученого зовнішнього струменя і осьового прямооточного. Виявлено, що найбільш раціонально використовувати запропонований спосіб спалювання газу з формуванням аеродинамічній структури осьового прямооточного струменя газу зовнішнім закрученим струменем в діапазоні потужності від 50 до 130 кВт [3].

4. На основі отриманих експериментальних даних були розроблені креслення пальника з його технологічною деталізацією (додаток А) і виготовлені для аеродинамічних досліджень ряд насадок за допомогою 3D-принтера, а також виготовлений дослідним чином пальник.

5. Запропонований комбінований пальник в топках котлів малої потужності дозволяє збільшити середньорічний ККД котла на 20 % в порівнянні зі стандартним виконанням котлів [3].

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На підставі аналізу існуючих конструкцій топків жаротрубних опалювальних котлів малої потужності виявлено, що низька ефективність останніх обумовлена в 90% часу опалювального сезону роботою в діапазоні потужності від 10% до 70% від номінальної продуктивності. Це викликано існуючими методами підбору обладнання та спільною роботою з системами опалення з кількісним регулюванням теплоносія. До того ж виявлено, що для ефективної роботи теплогенеруючого обладнання необхідно інтенсифікувати процеси теплообміну в процесі експлуатації при використанні твердого палива.

2. На основі аналізу існуючих літературних даних щодо характеру руху оберткових потоків, виявлено, що існуючі математичні моделі недостатні для адекватного теоретичного опису взаємодії зовнішнього закрученого і внутрішнього - осьового потоків газу, а також зміна полів швидкості і температури в топковому об'ємі теплогенератора, тому що не враховують вплив амплітуди коливань прецесуючого вихрового ядра на результуючу швидкість потоку, що робить істотний вплив на аеродинамічних і теплових процеси в камері згоряння.

3. В результаті дослідження поля швидкості взаємодії коаксіальних осьової прямоочною і зовнішньої закрученої струменів запропонована конструкція комбінованого пальника. Отримані дані дослідження даної конструкції підтверджують можливість управління полями швидкості і температури в об'ємі топки при зміні теплового навантаження. Також виявлено, що в топковому просторі відбувається утворення зон зі зниженим тиском внаслідок розбіжності прикордонних шарів взаємодіючих струменів.

4. Виконане порівняння теплонапруженості пальників, уявило, що теплонапруженість в запропонованому способі зростає при збільшенні потужності понад 200 кВт і більше, ніж в стандартній пальнику, що може викликати перегрів поверхонь топки. Тому застосування запропонованого пальника рекомендується в межах потужності до 200 кВт.

5. Виявлено, що найбільш раціонально використовувати запропонований спосіб спалювання газу з формуванням аеродинамічній структури осьової прямоточною струменя газу зовнішньої закрученої струменем в діапазоні потужності від 50 до 130 кВт. Отриманий діапазон, лежить в області, коли зовнішня закручена струмінь гальмує по внутрішньому кордоні осьову струмінь газу (при мінімальній потужності). Зі збільшенням потужності, зовнішня закручена струмінь збільшує кут свого розкриття до 43° , що з урахуванням кута розкриття осьової струменя в $12...14^\circ$ формує область зниженого тиску між струменями. Дана обставина пояснює, виявлене в результаті аеродинамічних експериментів, виникнення поперечного вихрового кільця на відстані 2-х діаметрів осьового патрубку від його поперечного зрізу.

6. Запропонована організація спалювання газу в топках котлів малої потужності дозволяє збільшити середньорічний ККД котла на 20% в порівнянні зі стандартним виконанням котла.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

- 1 Averkova, O.A., Logachev, I.N., Logachev, K.I., Zaytsev, O.N. Cross-flow of air through sealed elevator enclosures. 5th International Conference on Particle-Based Methods – Fundamentals and Applications, **PARTICLES** (2017) 33–44.
<http://hdl.handle.net/2117/186969>
- 2 Analysis of residual operational resource of high-temperature elements in power and industrial equipment./Chernousenko, O., Butovsky, L., Rindyuk, D., Granovska, O., Moroz, O. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2017, 1(8-85), pp. 20–26
- 3 Development of a combined burner based on peculiarities of interaction of the external circuit with axial direct flow jet. O. Klymchyk, A. Denysova, N. Zaitsev, N. Lozhechnikova, K. Borysenko// «Eastern-European Journal of Enterprise Technologies» №1(109) 2021.
<http://journals.uran.ua/eejet>
- 4 Development of a system for estimating and forecasting the rational resource-saving operating modes of TPP./ Chernousenko, O., Rindyuk, D., Peshko, V., Goryazhenko, V., Chernov, O.
Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2020, 3(8-105), pp. 14–23
- 5 Fateme Ahmadi Boyaghchi, Hanieh Molaie. Investigating the effect of duct burner fuel mass flow rate on exergy destruction of a real combined cycle power plant components based on advanced exergy analysis. [Energy Conversion and Management Volume 103](#), October 2015, Pages 827-835. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.07.008>
- 6 François Penot and Miloš D. Pavlović. Experimental Study of Non-Isothermal Diverging Swirling and Non-Swirling Annular Jets with

Central Aspiration. International Journal of Ventilation ISSN 1473-3315
Volume 8 No 4

- 7 Improved mathematical model of fluid level dynamics in a drum-type steam generator as a controlled object. Klymchuk, A.A., Lozhechnikov, V.F., Mykhailenko, V.S., Lozhechnikova, N.V. / Journal of Automation and Information Sciences, 2019, 51(5), pp. 65–74.
<http://jais.org.ua/zhurnal-3-22.html#more-1310>
- 8 Klymchuk, O. Denysova, A., Shramenko, A., Borysenko, K., Ivanova, L. (2019) Theoretical and experimental investigation of the efficiency of the use of heat-accumulating material for heat supply systems. *EUREKA, Physics and Engineering*. №3, p. 32–40. <http://eu-jr.eu/engineering/article/view/901/892>
- 9 Klymchuk, O., Denysova, A., Mazurenko, A., Balasanian, G., Tsurkan, A. (2018). Construction of methods to improve operational efficiency of an intermittent heat supply system by determining conditions to employ a standby heating mode. / Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 6(8–96), pp. 25–31.
<http://journals.uran.ua/eejet/article/view/148049/150400>
- 10 N.O. Zaitsev, O.N. Zaytsev, T.D. Domoschey. Improving the performance of a low-temperature water heating // Збірник наукових праць Вісник Національного університету «Львівська політехніка» № 823. Серія: Теорія і практика будівництва. 2015, с.352-355/
<https://science.lpnu.ua/news/2016/visnyk-nacionalnogo-universytetu-lvivska-politehnika-teoriya-i-praktyka-budivnyctva-no-823>
- 11 Savchenko O., Zhelykh V., Yurkevych Y., Kozak K., & Bahmet S. (2018). Alternative energy source for heating system of woodworking enterprise. / Energy Eng. Control Syst, 4, №1, p.27-30.
<https://doi.org/10.23939/jeecs2018.01.027>
- 12 Shtym A.N., Shtym K.A., Dorogov E.Y. (2012). Boiler installations with

- cyclone pretreatments: monograph. /Publishing House Dalnevostochny Federalnyy Universitet, 421 p.
- 13 Technical and Economic Efficiency After the Boiler Room Renewal/ Myroniuk, K., Voznyak, O., Yurkevych, Y., Gulay, B./ Lecture Notes in Civil Engineering (LNCE). Vol.100, pp. 311-318. 2020.
 - 14 UNI 10389 — «Указания по проведению измерений эффективности сгорания топлива»;
 - 15 UNI 4546 — «Измерения и замеры — Термины и основные понятия»;
 - 16 UNI 7271 — «Теплогенераторы, работающие на газе, с атмосферными горелками»;
 - 17 UNI 9166 — «Определение эффективности работы теплогенераторов, классифицируемых как высокоэффективные».
 - 18 UNI 9893 — «Теплогенераторы, работающие на газе, с дутьевыми горелками»;
 - 19 UNI CEI 70011 — «Руководство к обработке результатов замеров»;
 - 20 Zaitsev Mykyta, Klimchyc Alexander, Luzhanska Ganna. 4.3. Increasing the efficiency of work of smoke ventilation under the influence of the wind load / S 4 Structural inspection and assessment of buildings in Housing, industrial and transportation construction: Monograph “Innovative lifecycle technologies of housing, Industrial and transportation objects” / Editors: Nikolaienko S. Kulikov P. Pshinko, O. Savytskyi M. Radkevych A. Unchik S. Dukat S. Yurchenko Y. Babenko M. / Under the general editorship Savytskyi M. – Dnipro – Bratislava, 2018:- 127 p. P.92-98. ISBN 978-966-323-190-7/http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe?C21COM=S&I21DBN=EC&P21DBN=E

- принятия решений при диагностике процессов массопереноса в каналах энергетического оборудования [Текст] / Е.А. Арсирый, С.Г. Антощук // Интеллектуальные системы поддержки принятия решений и проблемы вычислительного интеллекта. Материалы международной научно-технической конференции. – Т. 2 – Херсон: ХНТУ, 2011 – С. 129 – 132.
- 26 Атмосфера. (Справочные данные, модели). / Седунов Ю.С., Авдюшин С.И., Борисенков Е.П., Волковицкий О.А., Петров Н.Н., Рейтенбах Р.Г., Смирнов В.И., Черников А.А. – Л.: Гидрометеиздат, 1992. – 510 с.
 - 27 Афтаниук В.В. Энерго- и ресурсосберегающая технология пылеулавливания в комбинированном вихревом аппарате: Автореф.дис... канд. техн. наук: 05.14.06 / Одесский гос. политехнич. университет. – Одесса, 2000, 17 с.
 - 28 Ахмедов Р.Б. Эффект взаимодействия вихревых пламен и его использование с целью регулирования температуры перегретого пара в паровых котлах. // В сб. «Теория и практика сжигания газа». – Л.: Недра, 1968. – С.57-63.
 - 29 Аэродинамика закрученной струи./Ахмедов Р.Б., Балагула Т.Б., Рамидов Ф.К.,Сакаев А.Ю./Под ред.Ахмедова Р.Б. -М.: Энергия, 1977. -240 с.
 - 30 Бабаев А.Э. Нестационарные волны в сплошных средах с системой отражающих поверхностей. – К.: Наукова Думка, 1990. – 176 с.
 - 31 Барабашук В.И., Креденцер Б.П., Мирошниченко В.И. Планирование эксперимента в технике. – К.: Техніка, 1984. – 200 с.
 - 32 Баскалов А.П., Берг Б.В., Виттиу О.В. Теплотехника: Учебник для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 224 с.
 - 33 Батурин В.В. Основы промышленной вентиляции М.: Профиздат, 4-е сокр. изд-е, 1990.- 448 с.

- 34 Белов И.А., Исаев С.А. Коробков В.А. Задачи и методы расчета отрывных течений несжимаемой жидкости. – Л.: Судостроение, 1989. – 256 с.
- 35 Берд Р., Стьюард В., Лайфут Е. Явление переноса: Пер. с англ. – М.: Химия, 1974. – 688 с.
- 36 Бердат Дж., Пирсол А. Прикладной анализ случайных величин: Пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 540 с.
- 37 Бирюков Б.В., Данилов М.А., Кивилис С.С. Точные измерения расхода жидкостей. Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1977. – 144 с.
- 38 Богословский В.Н. Строительная теплофизика: Учебник. – М.: Высшая школа, 1982. – 415 с.
- 39 Бронштейн Д.Л., Александров Н.Н. Современные средства измерения загрязнения атмосферы: Учебник. – Л.: Гидрометеиздат, 1989. – 327 с.
- 40 Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. – М.: Наука, 1986. – 544 с.
- 41 Ваганов А.И., Гайдабура И.П. Исследование циклонных технологических аппаратов как вихревых генераторов звука для цепей управления. // В сб. трудов «Автоматическое регулирование вихревыми огнетехническими процессами в химической промышленности».- М.: НИИТЭХИМ, 1988. – С. 81-88.
- 42 Васильев В.А., Романовский Ю.М., Яхно В.Г. Автоволновые процессы. – М.: Наука, 1987. – 240 с.
- 43 Волшаник В.В., Зуйков А.Л., Мордасов А.П. Закрученные потоки в гидротехнических сооружениях. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 280 с.
- 44 Гайдабура И.П., Ваганов А.И., Бочко В.С. Виброакустический контроль и управление циклонными технологическими аппаратами

- в производстве минудобрений. Обзорная информация. Серия Энергетические процессы. – М.: НИИТЭХИМ, 1988. – 35 с.
- 45 Гайдабура И.П., Ваганов А.И., Тодорцев Ю.К. Управление энерготехнологическими вихревыми аппаратами с использованием их акустического поля. // Промышленная энергетика. – М.: Энергоатомиздат.- 1986.- №7. - С. 36-39.
 - 46 Гарвей Дж. Атмосфера и океан: Пер. с англ. – М.: Прогресс, 1982. – 184 с.
 - 47 Гишинский М.М., Стасенко А.Л. Сверхзвуковые газодисперсные струи. – М.: Машиностроение, 1990. – 176 с.
 - 48 Гогунский В.Д., Зайцев О.Н. Моделирование закрученного теплового потока при взаимодействии со встречной конвективной струей. / Труды ОДПУ. - Одесса: ОДПУ. -1999. - №3(9). – С. 128-130.
 - 49 Годунов С.К. Уравнения математической физики. – М.: Наука, 1971. – 416 с.
 - 50 Гольдштик М.А. Вихревые потоки. – Новосибирск: Наука, 1981. – 366 с.
 - 51 Гупта А., Лилли Д., Сайред Н. Закрученные потоки: Пер. с англ. – М.: Мир, 1987. – 588 с.
 - 52 Гусев Б.Д., Калинин Р.И., Благовещенский А.Я. Гидродинамические аспекты надежности современных энергетических установок. – Л.: Энергоатомиздат, 1989. – 216 с.
 - 53 Данилин Е.А., Клочков В.Н. Контроль сжигания топлива в промышленных котельных установках. – К.: Техника, 1988. – 167 с.
 - 54 ДБН Д.1.1-1-2000. Ресурсные элементные сметные нормы на строительные работы. Сборник 18. Отопление – внутренние устройства. – К.: Госстрой Украины, 2000. – 28 с.
 - 55 Деев Л.В., Балахничев Н.А. Котельные установки и их

- обслуживание: практич. пособие. – М.: Высш. шк., 1990. – 239 с.
- 56 Дейч М.Е., Филипов Г.А. Газодинамика двухфазных сред. – М.: Энергоиздат, изд-е 2-е перераб. и доп., 1981. – 472 с.
 - 57 Дейч М.Е., Филипов Г.А. Двухфазное течение в элементах теплоэнергетического оборудования. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
 - 58 Джалурия И. Естественная конвекция: тепло- и массообмен: Пер. с англ. – М.: Мир, 1983. – 400 с.
 - 59 Диденко В.Г., Малахова Т.В. Интенсификация обеспыливания и очистки вентиляционных выбросов на основе вихревых эффектов. – Волгоград, 1998. – 144 с.
 - 60 Дмитриева Л.С., Кузьмина Л.В., Мошкарнев Л.М. Планирование эксперимента в вентиляции и кондиционировании воздуха – Иркутск: Изд-во ИГУ, 1984. – 210 с.
 - 61 Ермаков С.М., Жиглявский А.А. Математическая теория оптимального эксперимента: Учебное пособие. – М.: Наука. Гл. ред. Физ.-мат.лит., 1987. – 320 с.
 - 62 Зайцев Н.О. Газодинаміка в жаротрубних водогрійних твердопаливних котлах.// Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. – К.: КНУБА. - 2017. - №22. - С. 25-30.
http://www.vothp.org.ua/issues/22/index_2017_22.html
 - 63 Зайцев Н.О., Борисенко К.И. Энергоэффективность работы аккумуляционной отопительной панели// Международная научно-практическая конференция «Проблемы экологии и энергоэффективности в современном строительстве». Секция 1. Проблемы энергоэффективности в современном строительстве. Сборник статей, Баку, Азербайджан. С. 101-106.
<http://www.azmiu.edu.az>

- 64 Зайцев М.О., Климчук О.А. Спосіб підвищення ефективності роботи жаротрубних котлів малої потужності при зміні теплового навантаження. / Сучасні проблеми теплофізики та енергетики (19-23 жовтня 2020): матеріали III міжнародної конференції. – М.: Видавництво МЭИ, 2020. –708 с., стр. 541-542. ISBN 978-5-7046-2372-4. <http://www.ptppe.ru/#files>
- 65 Зайцев О.М. Система видалення й уловлювання пилу і газів від пересувних теплових джерел. // Збірник Міжнародної науково-практичної конференції «Управління ефективним енерговикористанням». - Одеса: Головне управл. ЖКГЕЕ. - 2001. - С.99-100.
- 66 Зайцев О.Н. Анализ устойчивости результирующего течения при взаимодействии встречных закрученных потоков газа в теплоэнергетических установках. // Холодильна техніка і технологія. - 2002. – № 4(78). – С.26-28.
- 67 Зайцев О.Н. Влияние прецессии вихревого ядра на поле скоростей при сжигании газа в вихревых горелках.// Труды ОПУ. – Одесса: ОНПУ. - 2002. -№1(17).– С. 88-90.
- 68 Зайцев О.Н. Влияние степени крутки на устойчивость структуры закрученного потока. // Экотехнологии и ресурсосбережение. - 2003. – № 4. – С.73-75.
- 69 Зайцев О.Н. Влияние степени крутки на устойчивость структуры закрученного потока в теплогенерирующих установках. // Збірник матеріалів 5-ої Міжнародної науково-практичної конференції «Управління ефективним енерговикористанням». - Одеса: Головне управл. ЖКГЕЕ. – 2003. - С.73-75.
- 70 Зайцев О.Н. Встречные смещенные закрученные потоки в многоступенчатых пылеуловителях. // Экотехнологии и ресурсосбережение. - 2002. – № 3. – С.78-79.

- 71 Зайцев О.Н. Исследование несоосных встречных закрученных потоков.//Труды ОПУ. – Одесса: ОНПУ. - 2001.- №1(13). – С. 77-79.
- 72 Зайцев О.Н. Исследование прецессии вихревого ядра в закрученном потоке газа. //Вестник «ХПИ». Тематический выпуск «Химия, химическая технология и экология». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2002. – №2. – Т. 2. - С.43-46.
- 73 Зайцев О.Н. Исследование пульсаций во встречных закрученных потоках при сжигании газа в теплогенерирующих установках. // Труды Междунар. научно-технической конф. «8-ой Европейский форум энергетиков». – Том 3. – Opole (Poland). – 2002.- С.689-692.
- 74 Зайцев О.Н. Исследования процессов локализации тепловых выбросов закрученными потоками. // Экотехнологии и ресурсосбережение. - 2002. – № 6. – С.70-72.
- 75 Зайцев О.Н. Моделирование взаимодействующих закрученных потоков в теплоэнергетических установках.// Вісник ОДАБА. Темат. випуск «Збірник наукових праць міжнародного симпозіуму ДОМ-ЕКСПО 2000». – Одеса.- 2000.- №2. – С. 92-95.
- 76 Зайцев О.Н. Моделирование встречных закрученных потоков. // Матеріали міжнародної конференції з управління «Автоматика – 2001».- Т.2 . – Одеса: ОНПУ. – 2001. - С.94-95.
- 77 Зайцев О.Н. Моделирование зоны смешения, образованной взаимодействием двух встречных, смещенных в горизонтальной плоскости закрученных струй. // Вісник ОДАБА. – Одеса: ОДАБА. - 2003. - №10. – С. 81-86.
- 78 Зайцев О.Н. Моделирование поля скоростей параллельных закрученных потоков в теплоэнергетических установках.// Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. – К.: КНУБА. - 2002. - №4. - С. 24-27.

- 79 Исламов М.Ш. Проектирование топок специального назначения. – Л.: Энергоиздат, Ленинград. отд-ние, 1982. – 168 с.
- 80 Иссерлин А.С. Основы сжигания газового топлива. Справочное пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Недра, 1987. – 336 с.
- 81 Калверт С., Инглунд Г.М. Защита атмосферы от промышленного загрязнения: Справочник в 2-х частях.: Пер. с англ. – М.: Металлургия, 1988. - Ч.1. – 760 с.
- 82 Кандеева В.В., Лужанська Г.В., М.О.Зайцев. Шляхи раціонального розвитку енергетики України/ Тези доповідей XXIV міжнародної науково-практичної конференції Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Наукове видання. Ч. 2, Харків, 2016, с.157. <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/31712>
- 83 Канторович Б.В., Иванов Ю.В., Максименко Ю.Ф. Моделирование пульсаций реактора идеального смешения.// Динамика тепловых процессов в энергетике и технологии. Доклады на семинарах 1968-1969 гг. – К.: Наукова Думка, 1971. – С. 78-85.
- 84 Карабин А.И., Раменская И.С., Энно И. Сжигание жидкого топлива в промышленных установках. Изд-е 2-е испр. и перераб. – М.: Металлургия, 1966. – 371 с.
- 85 Карачун В.В., Дидковский В.С. Методы расчета динамических систем. – К.: Будівельник, 1992. – 112 с.
- 86 Кардашев Г.А., Михайлов П.Е. Тепломассообменные акустические процессы и аппараты. – М.: Машиностроение, 1973. – 223 с.
- 87 Карпачев С.М., Рябчиков Б.Е. Пульсационная аппаратура в химической технологии. – М.: Химия, 1983. – 224 с.
- 88 Карпов В.С. Исследование аэродинамики и конвективного теплообмена в вертикальных циклонно-вихревых загруженных камерах: Дис... канд. техн. наук./Архангельский лесотехнич. ин-т. – Архангельск, 1975. – 227 с.

- 89 Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. Изд. 7-е. – М.: Гос. научно-технич. издательство химич. литературы, 1960. – 376 с.
- 90 Кельмансон И.А., Устименко Б.П. Решение задач о распространении закрученных струй интегральным методом // Проблемы теплоэнергетики и прикладной теплофизики. - Алма-Ата: Наука. - 1965. - №2. - С. 173-178.
- 91 Кикабидзе Н.И. Улавливание во встречных закрученных потоках истирающихся материалов: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.17.08. / Моск. текст. ин-т им. А.Н. Косыгина. – М., 1998. – 20 с.
- 92 Ключников А.Д., Кузьмин В.Н., Попов С.К. Теплообмен и тепловые режимы в промышленных печах: уч пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 176 с.
- 93 Кныш Ю.Л., Урывский А.Ф. Модель прецессии вихревого ядра закрученной струи. // Изв. ВУЗов. Авиационная техника. – 1984. - №3. – С. 41-44.
- 94 Кононенко В.Д. Методы расчета и реализация пневмотранспорта в закрученном потоке: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.17.08. / Ленингр. технол. ин-т им. Ленсовета. – Л., 1990. – 40 с.
- 95 Ляндзберг А.Р., Латкин А.С., Вихревые теплообменники и конденсация в закрученном потоке. – Петропавловск-Камчатский: КамчатГТУ, 2004 – 149 с.
- 96 Мальцева Е.Н., Тарунин Е.Л. Расчет гидродинамики в трубке Ранка-Хилша. Сб. н. тр. Перм. Воен. инст-та ракетных войск, 1999, с.20-25.
- 97 Накорчевский А.И., Басок Б.И. Гидродинамика и тепломассоперенос в гетерогенных системах и пульсирующих потоках.— К.: Наукова думка, 2001. — 345 с.
- 98 М.О.Зайцев, Н.П.Богатікова, О.М.Зайцев. Взаємодія двох не співвісних зустрічних газових струменів в топках казанів малої

- потужності// Збірник наукових праць «Будівництво і техногенна безпека» №52 НАПКБ, Сімферополь, 2014, с.93-97.
- 99 Пырков В.В. Особенности современных систем водяного отопления. – К.: 2 ДП «Такі справи», 2003. – 176 с.
 - 100 Структура и расчет газового факела /Ю.В. Крыжановский, В.Н., Крыжановский. Монография. К.: « Освіта України», 2012 – 96 с.
 - 101 Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции: Учебное пособие. -М.: Стройиздат,1979,с.295.
 - 102 Температурные измерения: Справочник. / Геращенко О.А., Гордов А.Н., Еремина А.К, Лах В.И., Луцик Я.Т., Пуцыло В.И., Стаднык Б.И., Ярышев Н.А. – К.: Наук. Думка, 1989. – 704 с.
 - 103 Тепловой расчёт котельных агрегатов (Нормативный метод). Под ред. Кузнецова и др., М., «Энергия», 1973.
 - 104 Тепловой расчет промышленных парогенераторов. Частухин В.И. 1980 г.
 - 105 Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков.—К.: Наукова думка, 1989.—192 с.
 - 106 Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. Пер. с нем. – М.: Наука, 1974. – 711 с.
 - 107 Эстеркин Р.И., Иссерлин А.С., Певзнер М. И. Методы теплотехнических измерений и испытаний при сжигании газа. – Л.: Недра, 1972. – 376 с.
 - 108 SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике/ [Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Е. В.,Харитонович А. И., Пономарев Н. Б.] — СПб.: БХВ-Петербург, 2005. —800 с.: ил.

ДОДАТОК А

Креслення пальника та фотографії зразків пальника

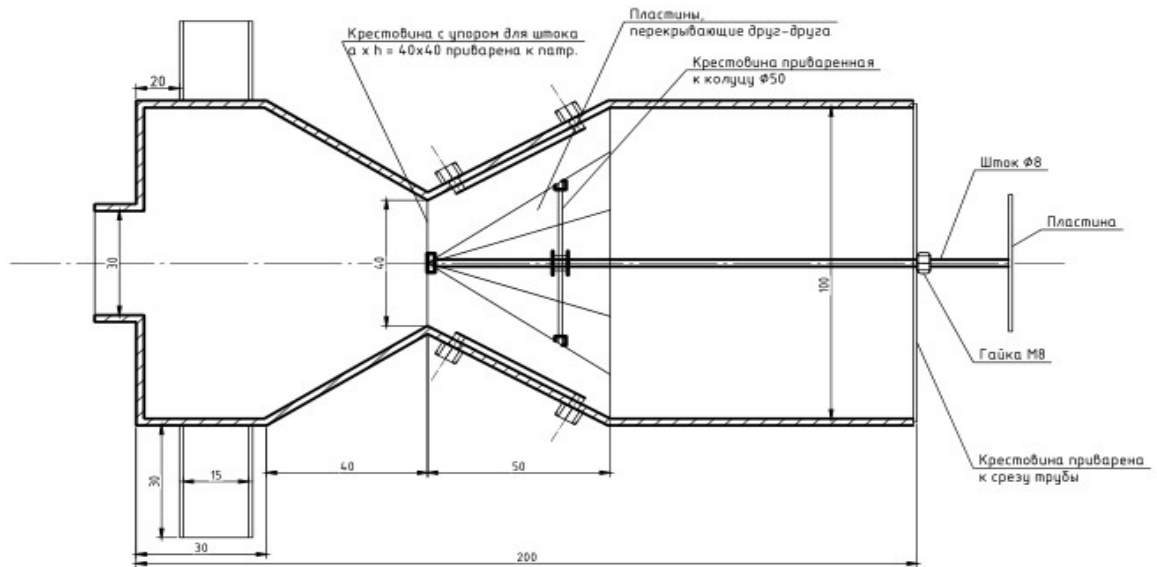


Рис.А.1. Складальне креслення пальника

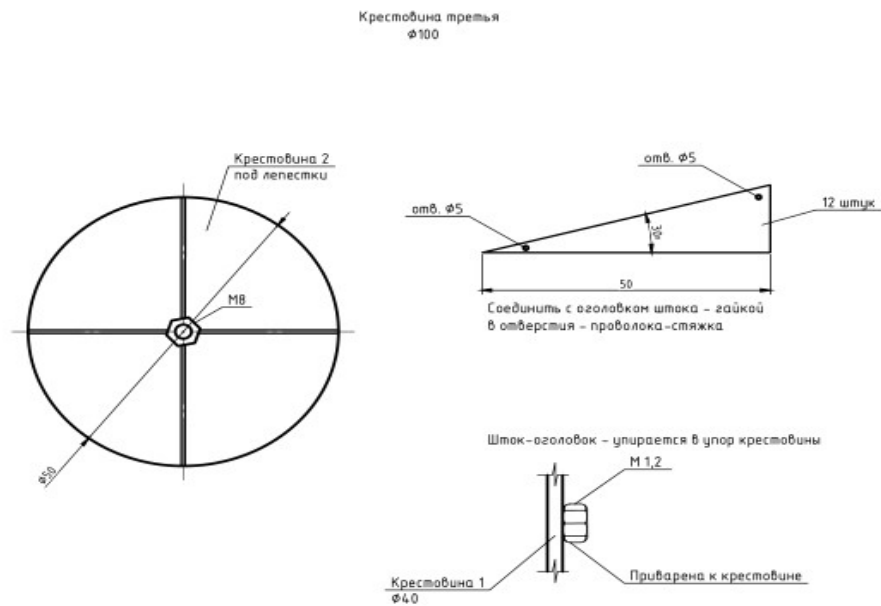


Рис. А.2. Детальовальні креслення пальника.

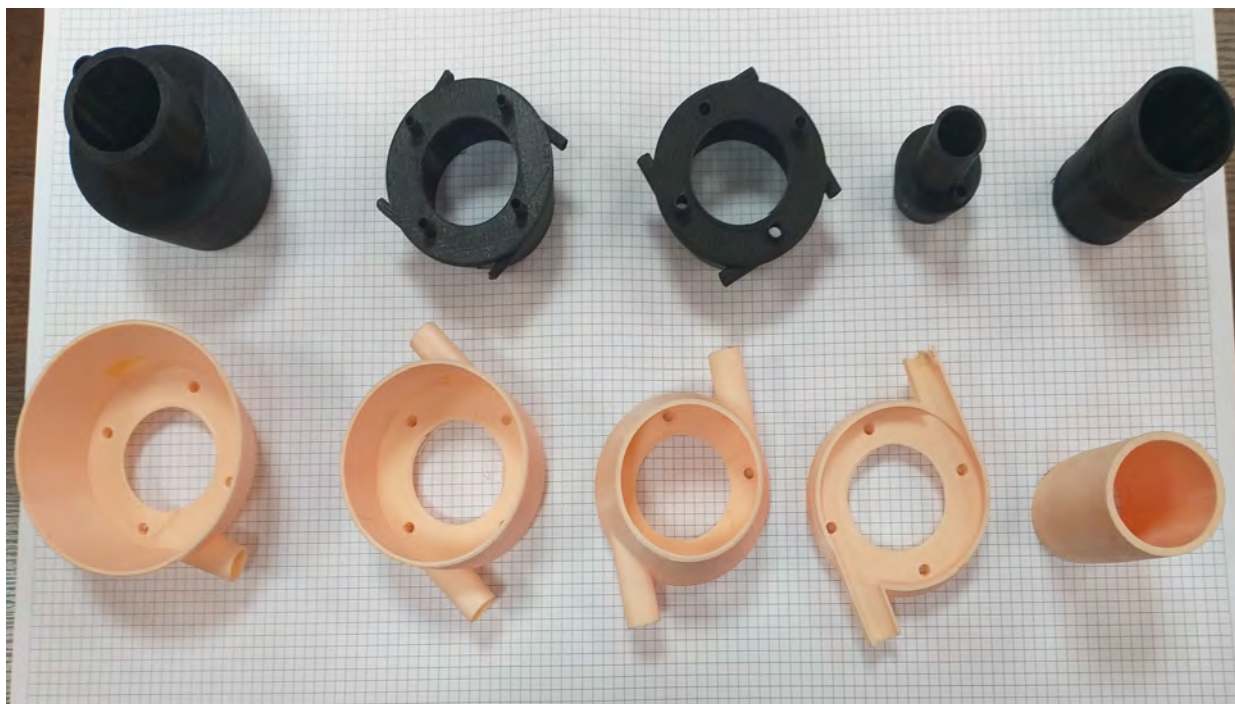


Рис. А.3. Експериментальні зовнішні насадці на пальник (зроблено за допомогою 3-d принтера).



Рис.А.4. Фотографія дослідного зразка пальника.

ДОДАТОК Б

Загальний вигляд та термограми вогневих досліджень топки з зовнішнім вихровим струменем до осьового полум'я



Рис.Б.1. Фотографія дослідного зразка топки.

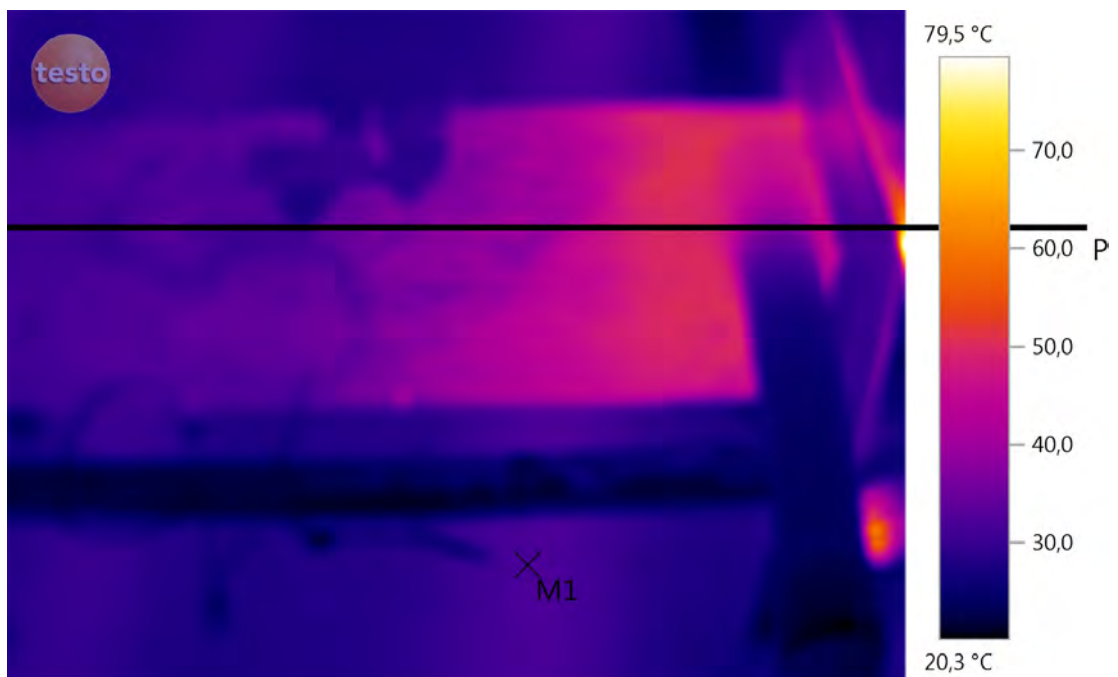


Рис.Б.2. Термографія топки. Від початку роботи пальника - 1 хв.

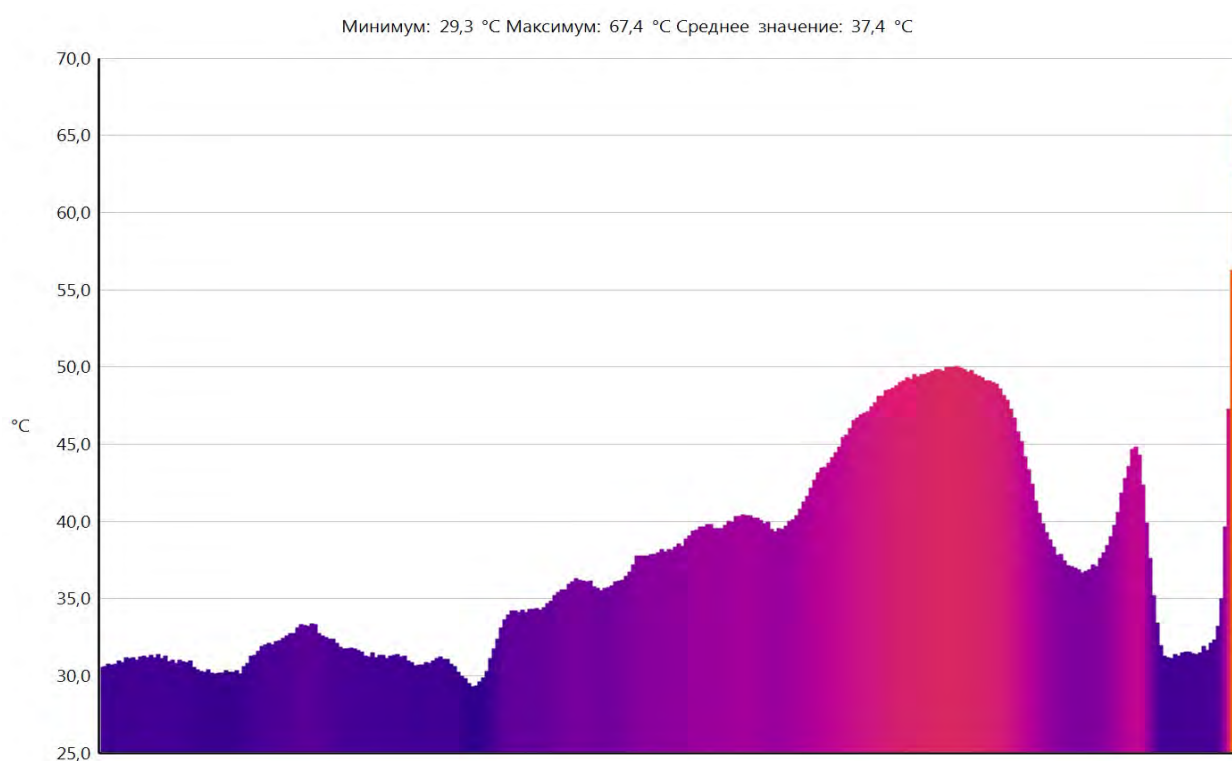


Рис.Б.3. Термограма топки. Від початку роботи пальника - 1 хв.

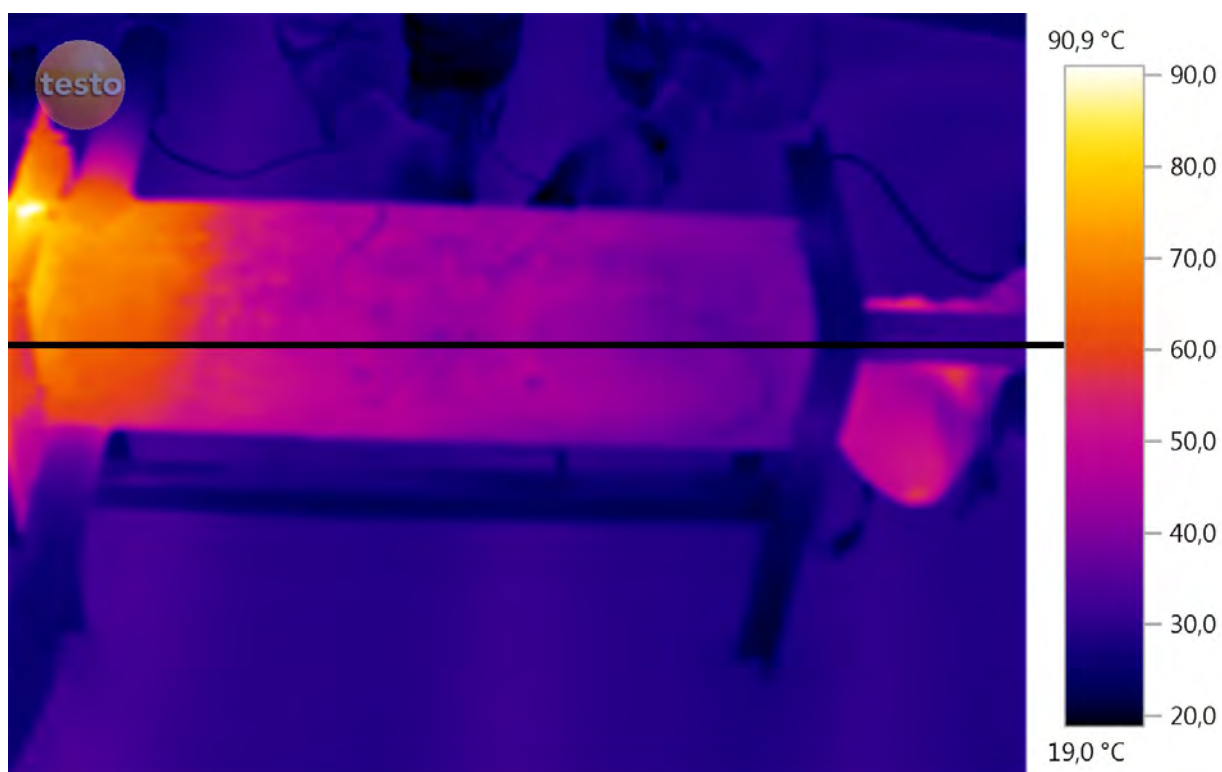


Рис.Б.4. Термографія топки. Від початку роботи пальника – 1,5 хв.

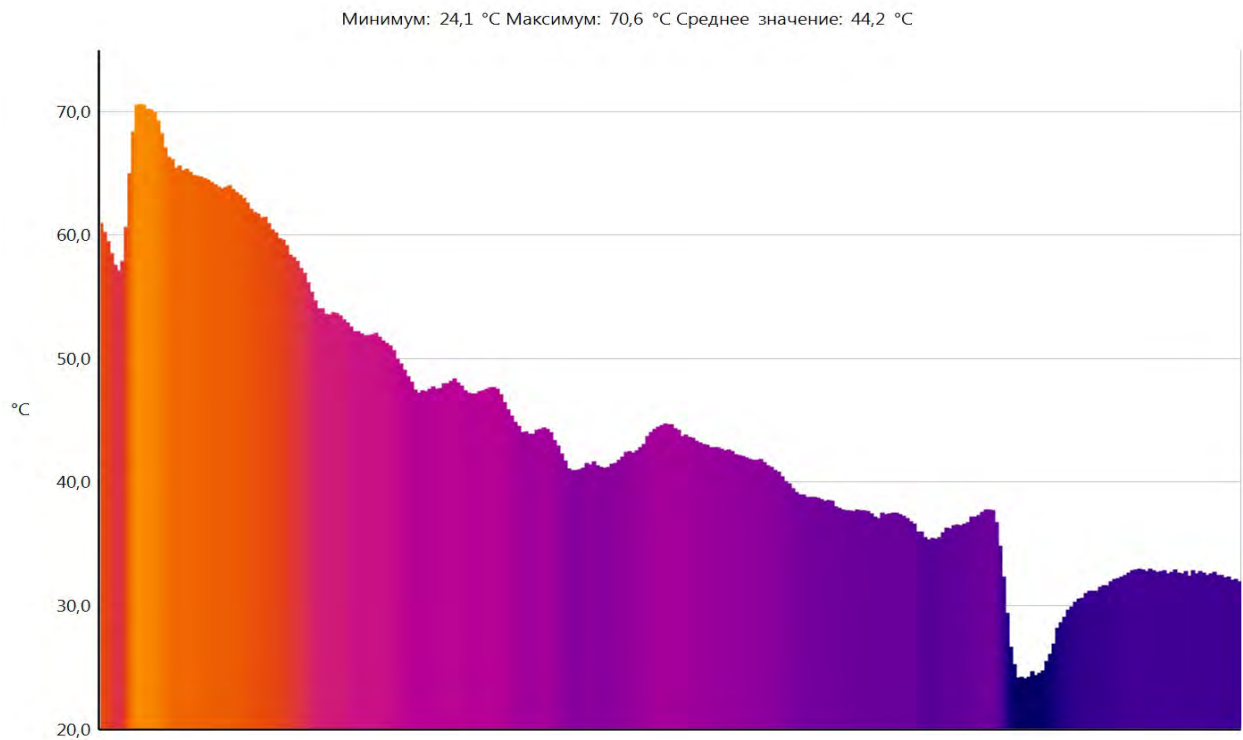


Рис.Б.5. Термограма топки. Від початку роботи пальника – 1,5 хв.

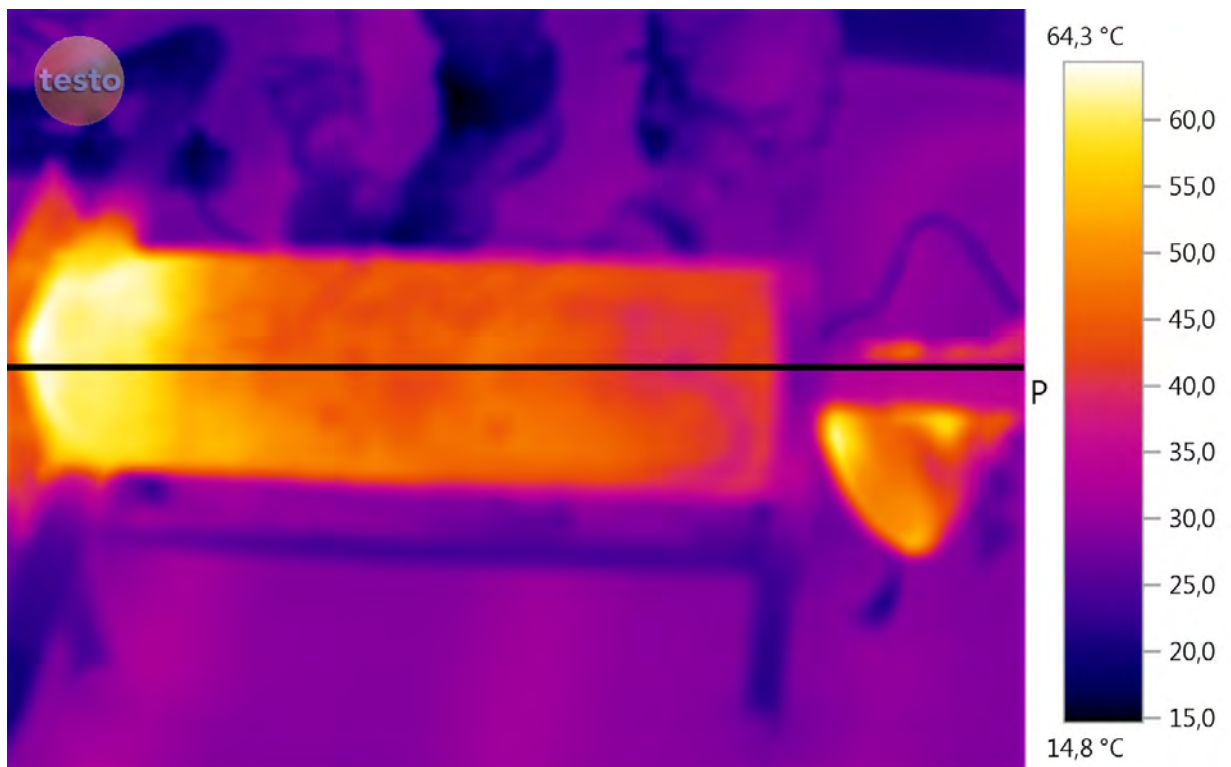


Рис.Б.6. Термографія топки. Від початку роботи пальника - 2 хв.

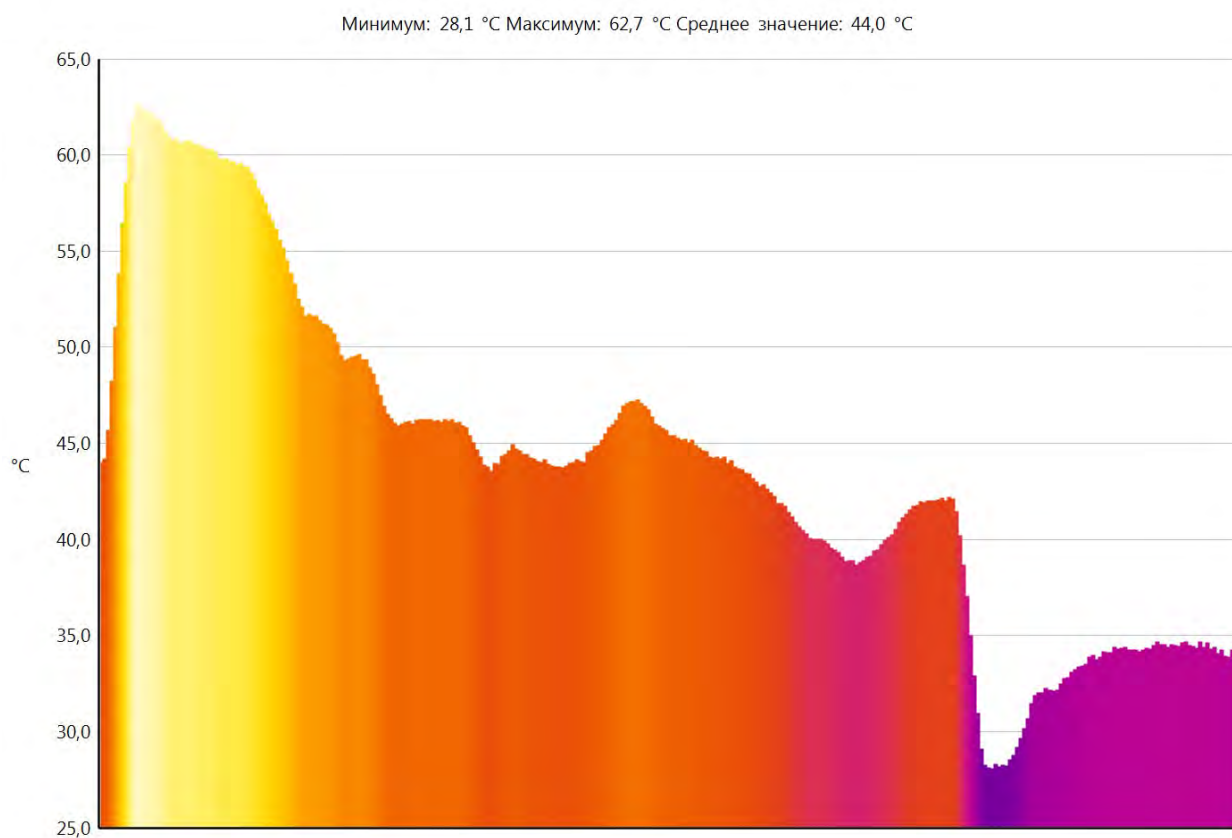


Рис.Б.7. Термограма топки. Від початку роботи пальника – 2 хв.

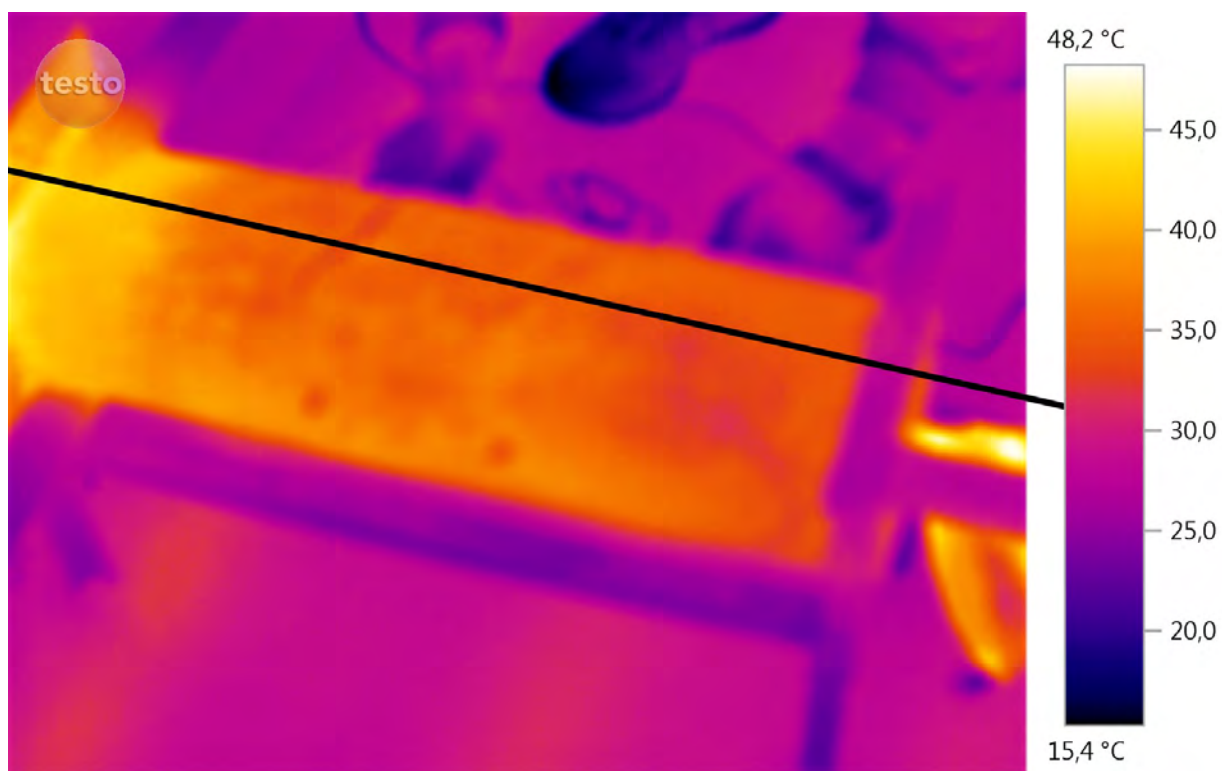


Рис.Б.8. Термографія топки. Від початку роботи пальника – 2,5 хв.

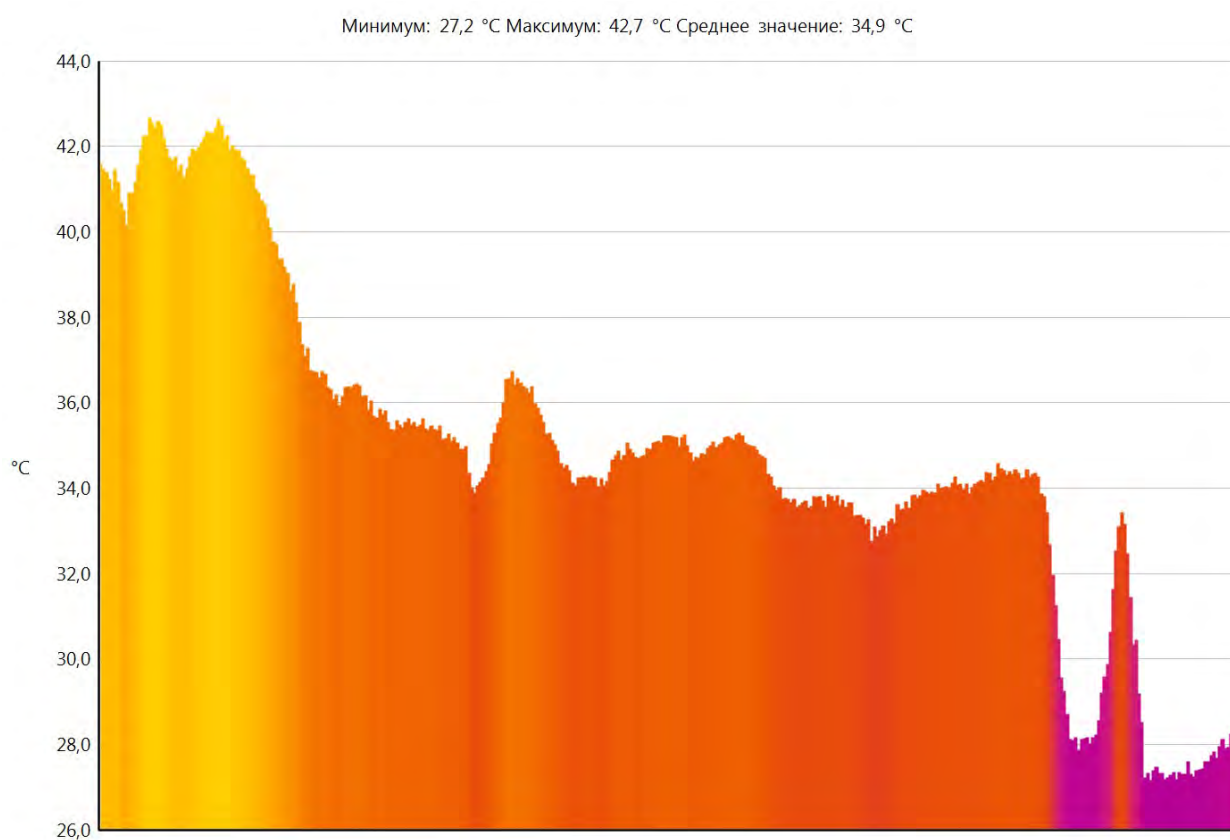


Рис.Б.9. Термограма топки. Від початку роботи пальника – 2,5 хв.



Рис.Б.10. Термографія топки. Від початку роботи пальника – 3 хв.

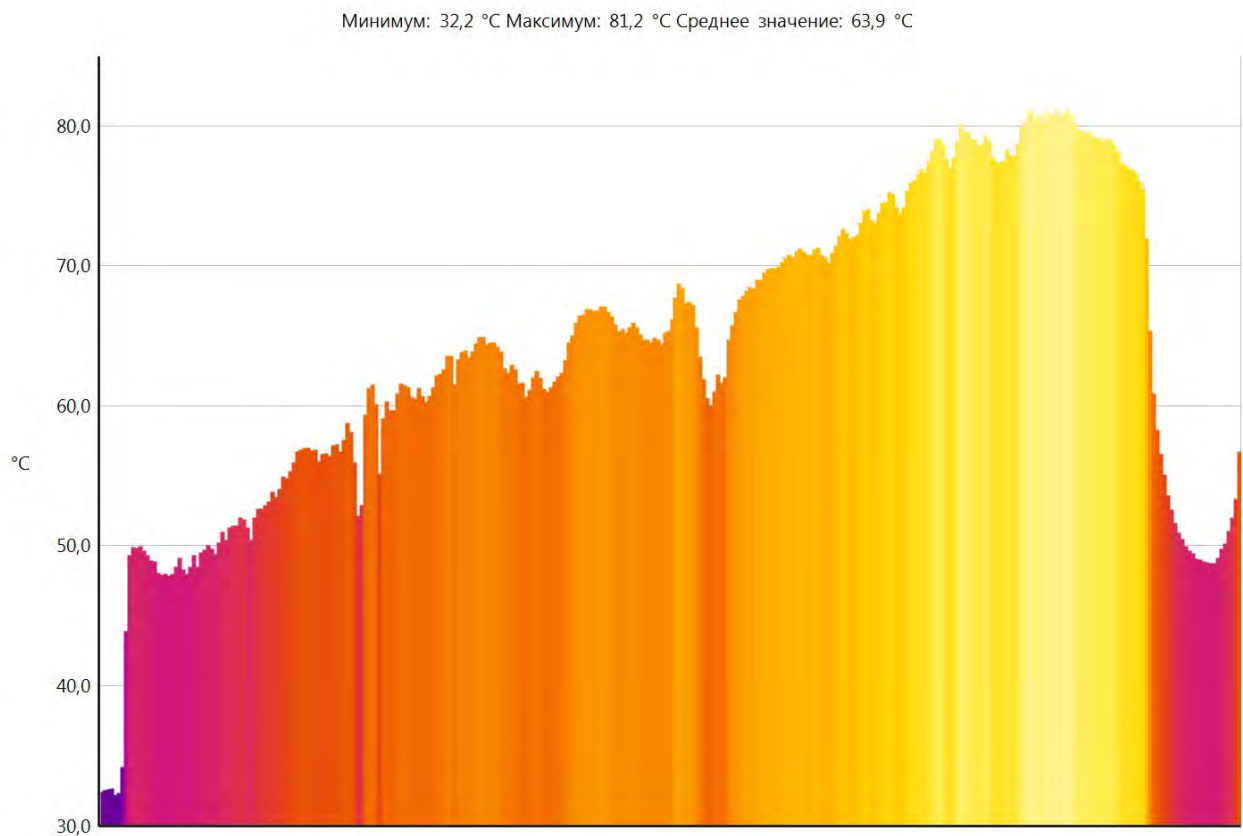


Рис.Б.11. Термограма топки. Від початку роботи пальника – 3 хв.

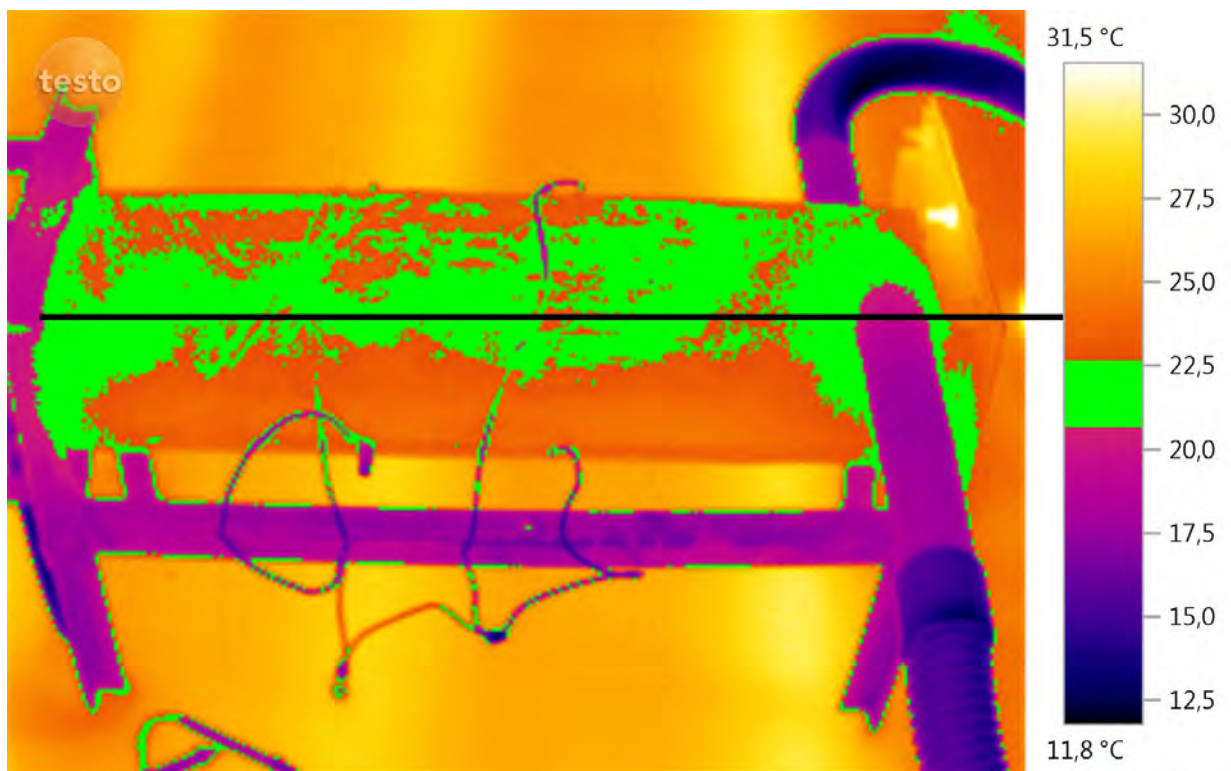


Рис.Б.12. Термографія топки. Від початку роботи пальника – 3,5 хв.

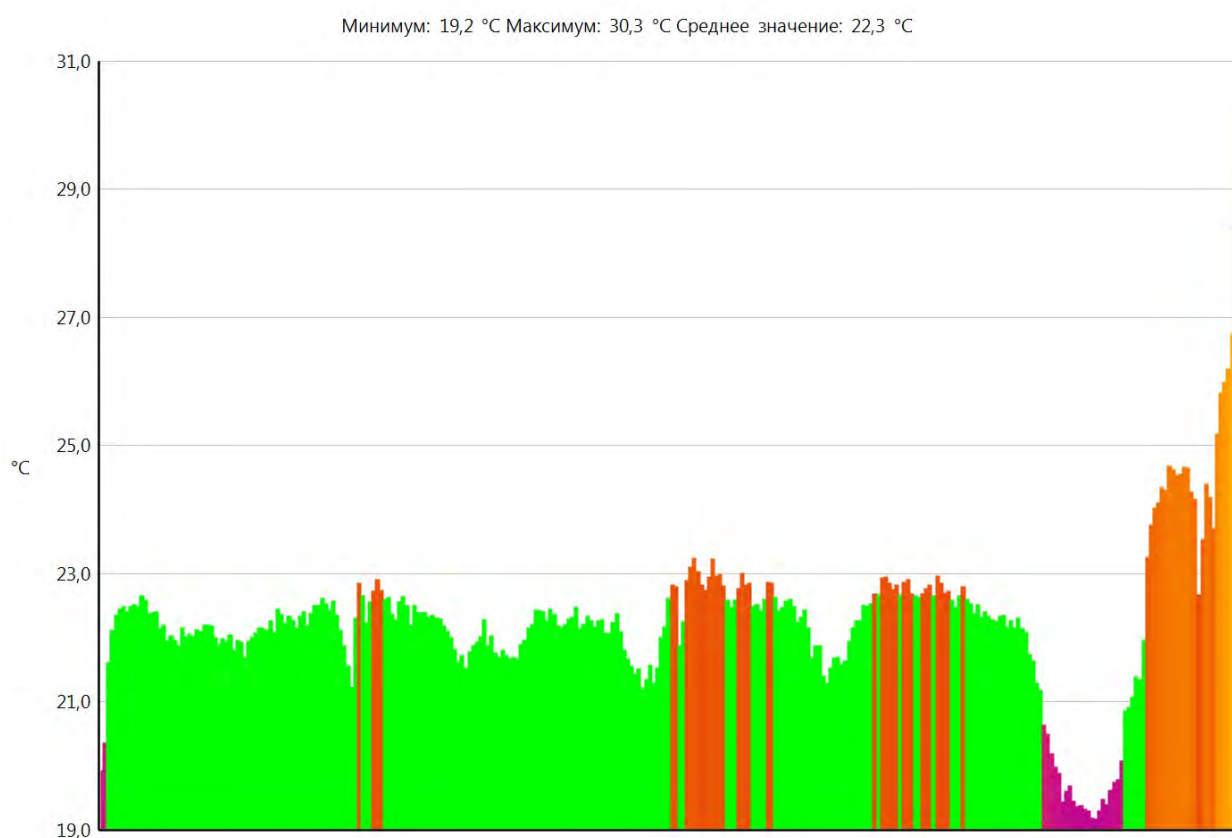


Рис.Б.13. Термограма топки. Від початку роботи пальника – 3,5 хв.

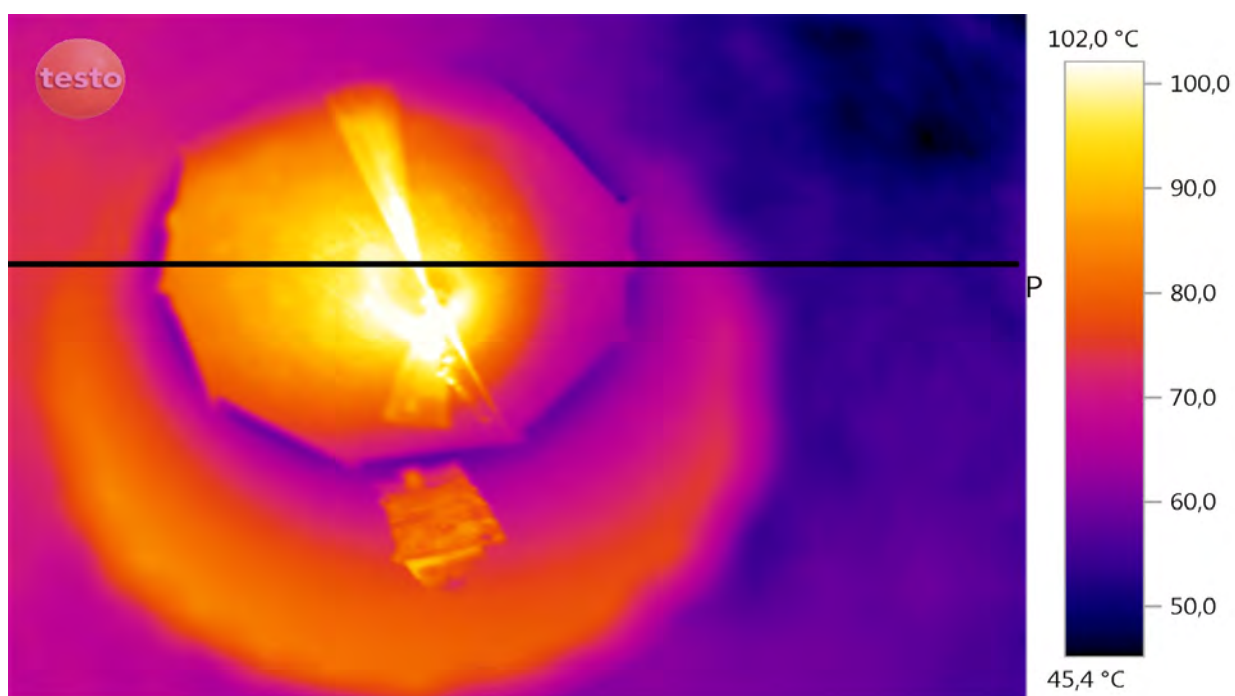


Рис.Б.14. Термографія з торця топки. Від початку роботи пальника – 3,5 хв.

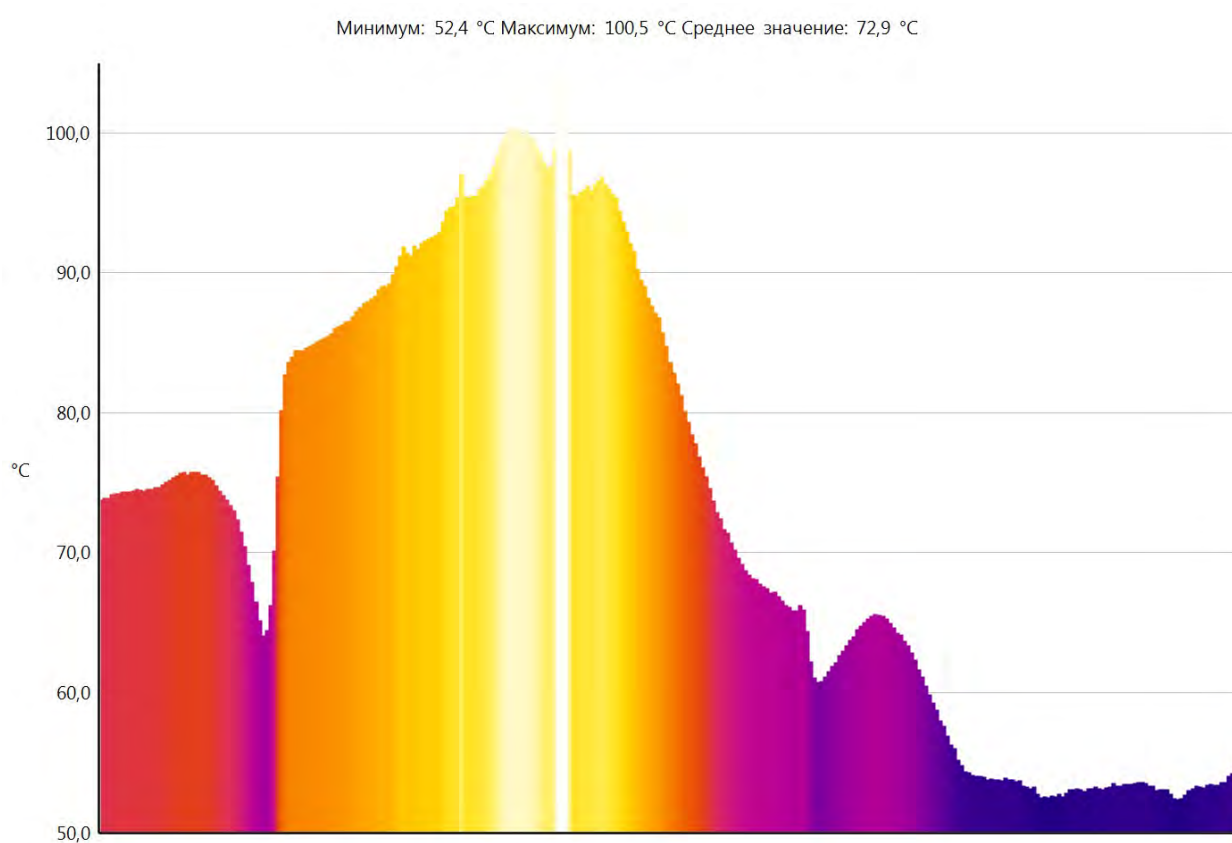


Рис.Б.15. Термограма з торця топки. Від початку роботи пальника – 3,5 хв.

ДОДАТОК В



ВИСНОВОК

Про впровадження та використання результатів науково-дослідних та прикладних робіт, що виконані в Одеському національному політехнічному університеті.

Назва наукового проекту: Удосконалення газодинаміки в жаротрубних водогрійних котлах малої потужності.

Одеський національний політехнічний університет, МОН України, пр. Шевченка, 1, м. Одеса.

Першою інженерною проектною компанією прийнято до впровадження результати науково-практичної роботи, а саме:

- режимні карти та межі роботи конвекційних поверхонь при зміні теплових навантажень;
- схема організації спалювання газу в топках котлів малої потужності та розроблені креслення запропонованого пальника;

Зазначені заходи при впровадженні дозволяють знизити витрата газу на опалення за рахунок раціональної організації процесів спалювання й оптимального керування аеродинамікою струменю у камерах згоряння палива на 20%.

Керівник «Першої інженерної компанії»

М.п.



(П.І.Б.)

м. Київ

ДОГОВІР СУБПІДРЯДУ № 4/20«14» липня 2020 р.

Генеральний підрядник: Державне підприємство «Київоблбудінвест», в особі директора Відокремленого підрозділу «Київський обласний експертний центр енергоефективності» Державного підприємства «Київоблбудінвест», Синецької Людмили Русланівни, яка діє на підставі Положення про Відокремлений підрозділ та довіреності №1 від 23.01.2020 р. (далі – Генеральний підрядник), з однієї сторони, та

Субпідрядник: Товариство з обмеженою відповідальністю «НАУКОВИЙ ПАРК ОДЕСЬКОГО ПОЛІТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ» в особі Генерального директора Козлова Ігоря Леонидовича, який діє на підставі Статуту (далі – Субпідрядник), з іншої сторони, разом – Сторони, уклали цей договір субпідряду (далі – Договір) для виконання умов договору № ТМО-151/20 від «26» червня 2020 року на надання послуг за кодом CPV за ДК 021:2015 - 71320000-7 Послуги з інженерного проектування (Розроблення та затвердження у встановленому законодавством порядку схеми теплопостачання м. Одеси), укладеного між Генеральним підрядником та Замовником – КОМУНАЛЬНИМ ПІДПРИЄМСТВОМ «ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ МІСТА ОДЕСИ» (КП «ТМО»), за предметом закупівлі: за кодом CPV за ДК 021:2015 - 71320000-7 Послуги з інженерного проектування (Розроблення та затвердження у встановленому законодавством порядку схеми теплопостачання м. Одеси), <https://prozorro.gov.ua/tender/UA-2020-03-03-001254-с>, про наступне:

1. ПРЕДМЕТ ДОГОВОРУ

1.1. В порядку та на умовах, визначених цим Договором, Субпідрядник бере на себе зобов'язання своїми силами і засобами, на власний ризик надати за завданням Генерального підрядника надати **послуги:**

- зі збору, аналізування вихідних даних;
- актуалізація даних про систему теплопостачання міста Одеси;
- консультування та надання пропозицій при розробленні економічно, технічно та екологічно обґрунтованих рекомендацій з розвитку, реконструкції, технічного переозброєння та експлуатації існуючих та будівництва нових об'єктів системи теплопостачання міста;
- розробки пропозицій щодо основних концептуальних напрямків розвитку системи теплопостачання міста Одеси.

1.2. Найменування Послуг: за кодом CPV за ДК 021:2015 - 71320000-7 Послуги з інженерного проектування (Розроблення та затвердження у встановленому законодавством порядку схеми теплопостачання м. Одеси), а Генеральний підрядник зобов'язується прийняти та оплатити Послуги у строки та на умовах встановлених цим Договором.

1.3. Субпідрядник здійснює поетапне надання Послуг відповідно до узгодженого Сторонами Календарного плану, який є невід'ємною частиною цього Договору та наведений у Додатку № 1 до цього Договору.

1.4. Схема теплопостачання м. Одеса (далі – Схема), яка розробляється відповідно до цього Договору; повинна бути виконана у відповідності до положень Методичних рекомендацій з розроблення енерго- та екологоефективних схем теплопостачання населених пунктів України, затверджених наказом Міністерства будівництва, архітектури та житлово-комунального господарства України від 26.04.2006 р. № 147, врахувати чинні нормативно-правові акти, генеральний план м. Одеса та затверджене Технічне завдання.

1.5. Сторони погодили, що обсяг закупівлі Послуг може бути зменшений залежно від реального фінансування Замовника та/або потреби Замовника.

2. ЦІНА ДОГОВОРУ ТА ПОРЯДОК РОЗРАХУНКІВ

2.1. Ціна цього Договору становить 700 000,00 грн. (сімсот тисяч гривень 00 копійок), в т.ч. ПДВ 116 666,67 грн. (сто шістнадцять тисяч шістсот шістдесят шість гривень 67 копійок) (Додаток № 2 до цього Договору).

2.2. Ціна цього Договору може бути зменшена за взаємною згодою Сторін.

2.3. Загальна вартість Послуг за Договором визначена з урахуванням усіх витрат Субпідрядника, які необхідно понести Субпідряднику у зв'язку із наданням Послуг, у тому числі пов'язані з оплатою, всіх можливих податків, зборів та інших обов'язкових платежів. Ціна кожного етапу (підетапу) Послуг відображається в Календарному плані.

2.4. Фінансування Послуг, передбачених п.1.1. цього Договору, здійснюється за рахунок коштів бюджету міста Одеси. Ціна цього Договору може бути зменшена залежно від зміни обсягів фактичного бюджетного фінансування Замовника та в інших випадках, передбачених діючим законодавством.

2.5. Оплата вартості Послуг за цим Договором здійснюється поетапно в національній валюті України, на підставі підписаного уповноваженими представниками Генерального підрядника і Субпідрядника акту приймання-передачі наданих послуг, що підтверджує прийняття Генеральним підрядником результатів виконання кожного відповідного етапу.

Генеральний підрядник



Субпідрядник



ДОДАТОК Г

Сертифікати з участі в міжнародній конференції та стажуванні у Братиславі



Рис. Г.1. Сертифікат з стажування в Братиславі.



Рис. Г.2. Сертифікат з участі в міжнародній конференції в Братиславі.

ДОДАТОК Д

Ентальпія продуктів згоряння

Табл.Д.1

Температур а θ, °С	$(c\theta)_{RO_2},$ кДж/м ³	$(c\theta)_{N_2},$ кДж/м ³	$(c\theta)_{H_2O},$ кДж/м ³	$(c\theta)_B,$ кДж/м ³
30				53,08
88	148,72	114,4	132,88	81,84
98	165,62	127,4	147,98	91,14
100	169	130	151	132
101	170,88	131,3	1542,53	133,34
109	185,92	141,7	164,77	144,06
111	189,68	144,3	167,83	146,74
112	191,6	145,6	169,4	148,1
113	193,4	146,9	170,9	149,4
114	195,32	148,2	172,42	150,76
116	199,1	150,8	175,5	153,4
129	223,52	167,7	195,37	170,86
130	225,4	169	196,9	172,2
131	227,28	170,3	198,43	187,66
133	231,04	172,9	201,49	176,22
134	232,92	174,2	203,02	177,56
143	249,84	185,9	216,79	189,62
145	253,6	188,5	219,85	192,3
149	261,12	193,7	225,97	197,66
152	266,76	197,6	230,56	201,68
157	276,16	204,1	238,21	208,38
158	278,04	205,4	239,74	209,72
161	283,68	209,3	244,33	213,74
164	289,32	213,2	248,92	217,76
167	294,96	217,1	253,51	221,78

169	298,72	219,7	256,57	224,46
171	302,48	222,3	259,63	227,14
172	304,36	223,6	261,16	228,48
177	313,76	230,1	268,81	235,18
179	317,52	232,7	271,87	237,86
183	325,04	237,9	277,99	243,22
196	349,48	254,8	297,88	260,64
199	355,12	258,7	302,47	264,66
200	357	260	304	266
208	373,16	270,56	316,72	276,96

Примітки: температура повітря в приміщенні становила 30°C.

ДОДАТОК Е

Таблиця Е.1

Результати випробувань. Котел №1

Вимірювані параметри	Параметри при мінімальному тиску газу			Параметри при номінальному тиску газу		
	Розрядження, Па			Розрядження, Па		
	4	7	15	4	7	15
Тиск газу на вході в котел, Па	600			1300		
Витрата газу, м ³ /ч	1,44			2,1		
Вміст СО в продуктах згоряння, мг/м ³	0	0	0	12	0	0
Вміст NO ₂ в продуктах згоряння, мг/м ³	92	59	39	149	100	78
Вміст O ₂ в продуктах згоряння, %	12,7	14,7	16,4	6,9	11,6	13,9
Вміст CO ₂ в продуктах згоряння, %	4,7	3,6	2,6	7,9	5,3	4
Температура продуктів згоряння на виході з котла, °C	164	147	133	200	171	158
ККД, %	88	86,2	84	90,5	88,7	86,9
Максимальний	0,3					

робочий тиск теплоносія, МПа	
Випробувальний тиск теплоносія, МПа	0,45

Таблиця Е.2

Результати випробувань. Котел №2.

Вимірювані параметри	Параметри при мінімальному тиску газу			Параметри при номінальному тиску газу		
	Розрядження, Па			Розрядження, Па		
	4	7	15	4	7	15
Тиск газу на вході в котел, Па	635			1274		
Витрата газу, м ³ /ч	1,44			1,88		
Вміст СО в продуктах згоряння, мг/м ³	0	0	4	500	1	2
Вміст NO ₂ в продуктах згоряння, мг/м ³	96	75	51	166	114	92
Вміст O ₂ в продуктах згоряння, %	12,1	13,4	15,1	8	11,3	13
Вміст CO ₂ в продуктах згоряння, %	5	4,3	3,3	7,3	5,5	4,4

Температура продуктів згоряння на виході з котла, °С	88,5	98	105	98	109	114
ККД, %	94,8	93	90,4	95,8	93,6	91,7
Максимальний робочий тиск теплоносія, МПа	0,15					
Випробувальний тиск теплоносія, МПа	0,225					

Таблиця Е.3

Результати випробувань. Котел №3

Вимірювані параметри	Параметри при мінімальному тиску газу			Параметри при номінальному тиску газу		
	Розрядження, Па			Розрядження, Па		
	4	7	15	4	7	15
Тиск газу на вході в котел, Па	600			1300		
Витрата газу, м³/ч	1,32			1,74		
Вміст СО в продуктах згоряння, мг/м³	0	4	8	1	2	7
Вміст NO ₂ в продуктах згоряння, мг/м³	59	36	24	88	73	43

Вміст O ₂ в продуктах згоряння, %	14,8	16	17,3	12,6	14,1	16,1
Вміст CO ₂ в продуктах згоряння, %	3,4	2,8	2,1	4,7	3,8	2,8
Температура продуктів згоряння на виході з котла, °C	157	149	143	179	172	167
ККД, %	84,5	82,8	77,6	86,7	84,6	79
Максимальний робочий тиск теплоносія, МПа	0,15					
Випробувальний тиск теплоносія, МПа	0,225					

Таблиця Е.4

Результати випробувань. Котел №4

Вимірювані параметри	Параметри при мінімальному тиску газу			Параметри при номінальному тиску газу		
	Розрядження, Па			Розрядження, Па		
	4	7	15	4	7	15
Тиск газу на вході в котел, Па	600			1300		
Витрата газу, м ³ /ч	1,32			1,98		

Вміст CO в продуктах згоряння, мг/м ³	0	0	1	60	4	1
Вміст NO ₂ в продуктах згоряння, мг/м ³	72	59	34	90	80	63
Вміст O ₂ в продуктах згоряння, %	12,9	14,5	16,4	10,7	12,3	14,8
Вміст CO ₂ в продуктах згоряння, %	4,6	3,7	2,6	5,8	4,9	3,6
Температура продуктів згоряння на виході з котла, °C	112	113	116	130	129	131
ККД, %	92,2	90,5	86,5	92,8	91,5	88,5
Максимальний робочий тиск теплоносія, МПа	0,3					
Випробувальний тиск теплоносія, МПа	0,45					

Таблиця Е.5

Результати випробувань. Котел №5

Вимірювані параметри	Параметри при мінімальному тиску газу	Параметри при номінальному тиску газу
-------------------------	--	---

	Розрядження, Па			Розрядження, Па		
	4	7	15	4	7	15
Тиск газу на вході в котел, Па	635			1274		
Витрата газу, м³ /ч	1,5			2,04		
Вміст CO в продуктах згоряння, мг/м³	2	7	7	150	72	2
Вміст NO ₂ в продуктах згоряння, мг/м³	73	43	28	117	92	61
Вміст O ₂ в продуктах згоряння, %	14,4	16,2	17,4	11,4	13,5	15,8
Вміст CO ₂ в продуктах згоряння, %	3,7	2,8	2	5,4	4,2	3,0
Температура продуктів згоряння на виході з котла, °C	101	100	101	110	110	111
ККД, %	91,9	89,6	85,8	93,6	92,4	89,3
Максимальний робочий тиск теплоносія, МПа	0,2					
Випробувальний тиск теплоносія, МПа	0,3					

Таблиця Е.6

Результати випробувань. Котел №6

Вимірювані параметри	Параметри при мінімальному тиску газу			Параметри при номінальному тиску газу		
	Розрядження, Па			Розрядження, Па		
	4	7	15	4	7	15
Тиск газу на вході в котел, Па	600			1300		
Витрата газу, м ³ /ч	1,44			1,98		
Вміст СО в продуктах згоряння, мг/м ³	2	2	0	0	0	0
Вміст NO ₂ в продуктах згоряння, мг/м ³	51	43	28	67	69	45
Вміст О ₂ в продуктах згоряння, %	15,8	16,6	17,5	14,7	14,1	16
Вміст СО ₂ в продуктах згоряння, %	3	2,5	2	3,5	3,9	2,8
Температура продуктів згоряння на виході з котла, °С	183	177	169	196	199	196
ККД, %	78,4	76,1	72,3	80,7	82	76,1
Максимальний робочий тиск теплоносія, МПа	0,2					
Випробувальний тиск теплоносія, МПа	0,3					

Таблиця Е.7

Результати випробувань. Котел №7

Вимірювані параметри	Параметри при мінімальному тиску газу			Параметри при номінальному тиску газу		
	Розрядження, Па			Розрядження, Па		
	4	7	15	4	7	15
Тиск газу на вході в котел, Па	635			1274		
Витрата газу, м ³ /ч	1,56			1,8		
Вміст СО в продуктах згоряння, мг/м ³	13	8	2	400	46	9
Вміст NO ₂ в продуктах згоряння, мг/м ³	78	59	53	102	73	61
Вміст O ₂ в продуктах згоряння, %	15,1	16,6	17	12,8	15,6	16,5
Вміст CO ₂ в продуктах згоряння, %	3,3	2,5	2,1	4,7	3,1	2,6
Температура продуктів згоряння на виході з котла, °C	179	161	152	208	172	158
ККД, %	81,3	79,6	76,9	84	80,4	80,3
Максимальний робочий тиск теплоносія, МПа	0,12					
Випробувальний тиск теплоносія, МПа	0,2					

Таблиця Е.8

Результати випробувань. Котел №8

Вимірювані параметри	Параметри при мінімальному тиску газу			Параметри при номінальному тиску газу		
	Розрядження, Па			Розрядження, Па		
	4	7	15	4	7	15
Тиск газу на вході в котел, Па	635			1274		
Витрата газу, м ³ /ч	1,57			2,01		
Вміст СО в продуктах згоряння, мг/м ³	1	1	3	1	0	1
Вміст NO ₂ в продуктах згоряння, мг/м ³	59	39	24	92	69	47
Вміст O ₂ в продуктах згоряння, %	14,2	16,1	17,5	12,5	14,1	16
Вміст CO ₂ в продуктах згоряння, %	3,8	2,8	1,9	4,7	3,8	2,8
Температура продуктів згоряння на виході з котла, °C	161	145	134	173	160	152
ККД, %	85,5	82,9	78,5	86,9	85,5	82
Максимальний	0,12					

робочий тиск теплоносія, МПа	
Випробувальний тиск теплоносія, МПа	0,2

Список публікацій здобувача.

1. Development of a combined burner based on peculiarities of interaction of the external circuit with axial direct flow jet. O. Klymchyk, A. Denysova, M. Zaitsev, N. Lozhechnikova, K. Borysenko// «Eastern-European Journal of Enterprise Technologies» №1(109) 2021, p. 44-51.

<http://journals.uran.ua/eejet>

2. М.О. Зайцев, Н.П. Богатікова, О.М. Зайцев. Взаємодія двох не співвісних зустрічних газових струменів в топках казанів малої потужності// Збірник наукових праць «Будівництво і техногенна безпека» №52 НАПКБ, Сімферополь, 2014, с.93-97.

<https://stroyjurnal-asa.ru/index.php/asa/issue/view/51>

3. М.О. Zaitsev, O.M.Zaytsev, T.D. Domoschey. Improving the performance of alow-temperature water heating// Збірник наукових праць Вісник Національного університету «Львівська політехніка» № 823. Серія: Теорія і практика будівництва. 2015, с.352-355.

<https://science.lpnu.ua/news/2016/visnyk-nacionalnogo-universytetu-lvivska-politehnika-teoriya-i-praktyka-budivnyctva-no-823>.

4. Кандеєва В.В., Лужанська Г.В., Зайцев М.О. Шляхи раціонального розвитку енергетики України/ Тези доповідей XXIV міжнародної науково-практичної конференції Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Наукове видання. Ч. 2, Харків, 2016, с.157.

<http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/31712>

5. Зайцев М.О. Газодинаміка в жаротрубних водогрійних твердопаливних котлах.// Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. – К.: КНУБА. - 2017. - №22. - С. 25-30.

http://www.vothp.org.ua/issues/22/index_2017_22.html

6. Zaitsev Mykyta, Zaitsev Oleg, Borysenko Kristina. 3.2. Experimental results of coiled jets interacting at a convergent angle in

heatgenerating installations. / S 94 Sustainable housing and human settlement: Monograph / Editors: Nikolaienko S. Kulikov P. Pshinko, O. Savytskyi M. Radkevych A. Unchik S. Dukat S. Yurchenko Y. Babenko M. / Under the general editorship Savytskyi M. – Dnipro - Bratislava: SHEE “Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture” - Slovak University of Technology in Bratislava, 2018. – 263 p. P.132-144. ISBN 978-966-323-182-2.

<http://94.158.152.98/opac/index.php?url=/notices/index/IdNotice:422207/Source:default>

7. Зайцев М.О., Борисенко К.І.. Енергоефективність роботи акумуляційної опалювальної панелі // Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми екології та енергоефективності в сучасному будівництві». Секція 1. Проблеми енергоефективності в сучасному будівництві. Збірник статей, Баку, Азербайджан. С. 101-106.

<http://www.azmiu.edu.az>

8. Zaitsev Mykyta, Klymchyk Alexander, Luzhanska Ganna. 4.3. Increasing the efficiency of work of smoke ventilation under the influence of the wind load / S 4 Structural inspection and assessment of buildings in Housing, industrial and transportation construction: Monograph “Innovative lifecycle technologies of housing, Industrial and transportation objects” / Editors: Nikolaienko S. Kulikov P. Pshinko, O. Savytskyi M. Radkevych A. Unchik S. Dukat S. Yurchenko Y. Babenko M. / Under the general editorship Savytskyi M. – Dnipro – Bratislava, 2018:- 127 p. P.92-98. ISBN 978-966-323-190-7.

http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe?C21COM=S&I21DBN=EC&P21DBN=EC&S21FMT=JwU_B&S21ALL=%28<.>U%3DH7<.>%29&Z21ID=&S21SRW=AVHEAD&S21SRD=DOWN&S21STN=1&S21REF=10&S21CNR=20

9. Зайцев М.О., Климчук О.А. Спосіб підвищення ефективності роботи жаротрубних котлів малої потужності при зміні теплового навантаження. / Сучасні проблеми теплофізики та енергетики (19-23 жовтня

2020): матеріали III міжнародної конференції. – М.: Видавництво МЭИ, 2020. –708 с., стр. 541-542. ISBN 978-5-7046-2372-4.

<http://www.ptppe.ru/#files>