

УДК 697.11

Газодинаміка в жаротрубних водогрійних твердопаливних котлах

М. О. Зайцев¹

¹студ. Одеський національний політехнічний університет, м. Одеса, Україна, zaitsevnika@ukr.net

Анотація. У виконаному дослідженні запропонована модель теплообміну в жаротрубних котлах на основі чисельного розв'язання за k-ε моделлю турбулентних потоків при обраних початкових і граничних умовах. Визначено режими та межі досліджуваної області роботи конвекційних поверхонь при зміні теплового навантаження, як для водотрубних, так і для жаротрубних котлів. Отримані результати моделювання дозволили зробити висновок, що процеси тепломасообміну, які протікають у досліджуваних моделях відрізняються за теплотехнічними і фізико-технічними параметрами. Отримані результати дозволяють визначити швидкість руху твердих частинок і час перебування їх у будь-якій точці контуру жаротрубного теплогенератора. Виконаний аналіз зміни теплового потоку, різниці тиску і об'ємної витрати дозволяє визначити найбільш раціональні методи зниження витрати палива шляхом зниження термічного опору теплосприймальної поверхні нагріву конвективної частини теплообмінника.

Ключові слова: інерційність, теплопровідність, конвекційний потік, теплогенераторна установка.

Вступ. На даний час в Україні зношеність тепломереж і котельень сягає 70 %. Устаткування котельень централізованих систем теплопостачання морально і фізично застаріло, а теплові мережі є найменш надійним елементом, на який припадає приблизно 85 % відмов у системі в цілому. В умовах постійного зростання цін на електричну енергію, воду, паливні та матеріальні ресурси, експлуатація таких систем є неприпустимою. Також недоліком існуючих централізованих джерел теплоти є те, що вони проектувалися без можливості зниження викидів до навколишнього середовища [1]. Одним з напрямків зниження енерговитрат і поліпшення екологічної складової роботи теплових підприємств є технічне вдосконалення теплогенераційних систем. Серед способів реалізації даної проблеми є зниження термічного опору теплосприймальної поверхні в процесі експлуатації котельних агрегатів. Це дозволить ефективно вирішувати завдання опалення та гарячого водопостачання з економією енергії.

Актуальність досліджень. На сьогодні найбільшого поширення набули теплогенератори зарубіжного виробництва, проте вітчизняні теплогенератори мають аналогічні характеристики і складають гідну конкуренцію закордонним аналогам. У теплогенераторах жаротрубного типу через досить високу температуру газів (160...200 °C) виникають нагар, накип, відкладення різного роду. Тому актуальним питанням є вдосконалення конвекційної частини жаротрубних теплогенераторів малої потужності вітчизняного виробництва, що дозволить поліпшити їхні енергетичні та екологічні характеристики [2].

Останні дослідження та публікації. Існуюча технічна документація, інструкції щодо експлуата-

ції та дій в аварійних ситуаціях, документація про ремонтні заходи котельних агрегатів сформовані на аварійних позаштатних ситуаціях при збиранні котлового агрегату й при експлуатації робочої моделі на виробництві. Тому методологія ремонту та очищення котлів не дає повну картину про процеси, які протікають всередині котлового агрегату в реальному часі, незалежно від стадії експлуатації [3, 4]. А вивчення і дослідження основних чинників, що впливають на роботу і експлуатацію, складні та вимагають значних фінансових витрат. Найбільш доцільним видається вивчення процесу очищення котлових відкладень за допомогою комп'ютерного моделювання [5]. Даний метод дозволяє отримати дані про досліджувані процеси, зокрема, як протікає і змінюється процес теплопередачі [6].

Формування мети дослідження. Метою роботи є підвищення енергоефективності та поліпшення екологічних характеристик жаротрубних водогрійних теплогенераторів шляхом зниження термічного опору теплосприймальної поверхні в процесі її експлуатації.

Основна частина. Моделювання процесів для збільшення теплової ефективності жаротрубних водогрійних теплогенераторів і зниження термічного опору поверхонь нагріву конвекційної частини запропоновано виконати за допомогою програмного комплексу [5]. Досліджувана модель №1 «НБВК» (рис.1) – це водотрубний вертикальний теплообмінник або нагрівальний бокс водогрійного котла на твердому паливі. Модель

№1 НВБК – це камера нагріву чотирьохходового водогрійного котла.

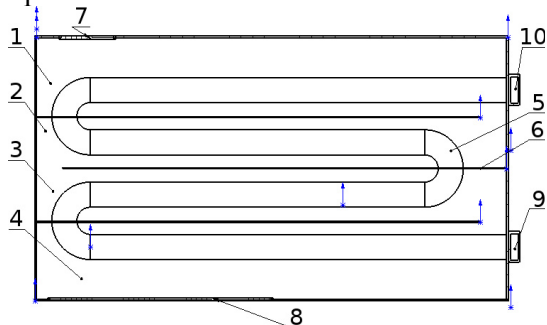


Рис 1. Досліджувана модель №1 водотрубного теплообмінника НВБК: 1 - блок нагріву №1; 2 - блок нагріву №2; 3 - блок нагріву №3; 4 - блок нагріву №4; 5 - змійовик; 6 - пластина; 7 - канал №1; 8 - канал №2; 9 - гребінка розподільна №2; 10 - гребінка розподільна №1.

Камера виконана з жароміцного металу, міді та нержавіючої сталі. Відпрацьовані гази досягають плоскої кришки камери нагріву та проходять до конвекційного газоходу блоку 1 і 2, де виникає первинний нагрів останньої петлі розташованих у ряд змійовиків. Далі димові гази розгортаються на 180° і надходять до газоходу блоків 3 та 4. При цьому вони нагрівають поверхні ВНБ і циліндричний змійовик з рідиною. Після газоходу 4 гази надходять до збірного димового коробу і звідти – до газоходу та димової труби.

Досліджувана модель № 2 «НБЖК» (рис. 2, 3) – це жаротрубний вертикальний теплообмінник або нагрівальний бокс жаротрубного котла на твердому паливі. Модель № 2 ЖВНБ – це камера нагріву п'ятиходового жаротрубного котла. Камера виконана з жароміцного металу, міді та нержавіючої сталі. Відпрацьовані гази з максимальною температурою проходять циліндричним горизонтальним ходом конвекційного тепломасообмінного блоку № 1.

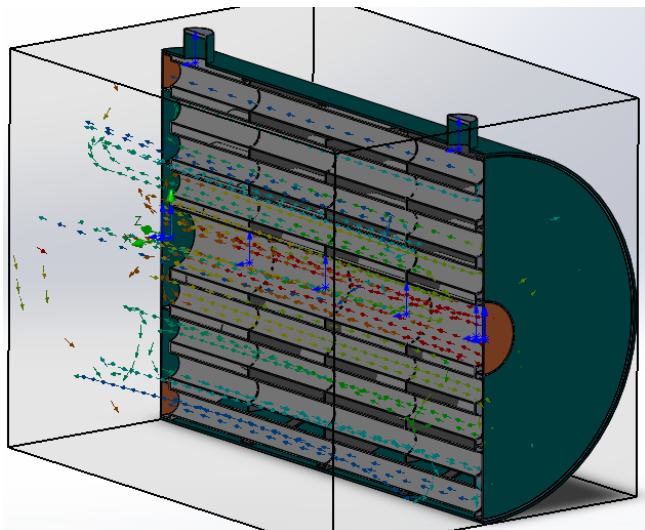


Рис. 2. Досліджувана модель №2 «НБЖК».

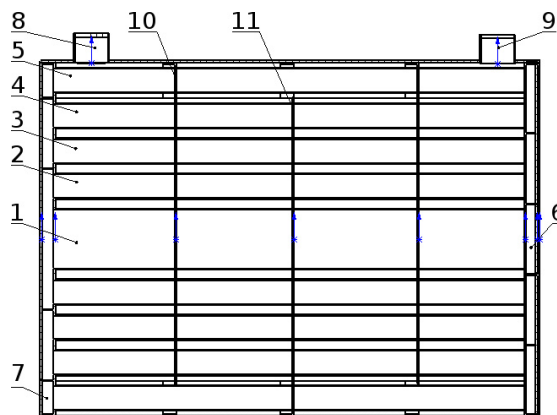


Рис 3. Досліджувана модель водотрубного теплообмінника - ЖВНБ. 1 - блок нагріву №1; 2 – блок нагріву №2; 3 - блок нагріву №3; 4 - блок нагріву №4; 5 - блок нагріву №5; 6 - канал №1 – теплоносій; 7 - відвідний канал №2 - димові гази; 8 - канал №3; 9 - відвідний канал №4; 10, 11 - розділова пластина №1.

Потім димові гази потрапляють до конвекційних газоходів блоків № 2, 3, 4 і 5, де змінюють свій напрямок руху не тільки за ходом і проти ходу теплосприймальної рідини, але і вздовж діаметра газоходу. Тим самим збільшується коефіцієнт теплопередачі. Після газоходу 4 гази надходять до збірного димового короба і звідти – до газоходу і димової труби. Конструктивна схема ЖВНБ така. 1 – ЖВНБ, що складається з чотирьох блоків нагріву. Блок № 1 – частина камери, де відбувається подача теплоносія після згоряння. У даному блоці температура теплоносія максимальна. Блок № 2 – частина камери з критичною точкою теплоносія. Критична точка – точка зниження температури теплоносія при взаємодії з поверхнями нагріву. Блоки № 3 і № 4 – частини камери, де конвекційний теплообмін протікає з температурою димових газів, що постійно знижується. Блок № 5 – частина камери з мінімальною температурою теплоносія після взаємодії з поверхнями нагріву. 2 – газохід, що складається з жаротрубних поверхонь нагріву. Газохід – пучок жаротрубних циліндричних поверхонь конвекційного теплообміну, розташованих вздовж периметру на заданій відстані. Прийнято 41 трубу в конвекційному пучку діаметром 40 мм і товщиною стінки 2 мм. Завдання газоходу – передати максимальну кількість те-

пловій енергії від теплоносія до теплосприймального середовища. Даний елемент теплообмінника повинен мати максимальну теплопровідність і мінімальний коефіцієнт термічного опору. 3 – розділові міжблокові пластини теплообмінника. Міжблокові пластини – це листи металу, що розділяють теплообмінник на блоки теплообміну. 4 – подавальний канал № 1 і відвідний канал № 2 продуктів згоряння. Подача і відведення продуктів згоряння після процесу тепломасообміну здійснюється природною або механічною аеродинамічною тягою з камери згоряння через блоки нагріву для передачі теплової енергії від конвекційних поверхонь нагріву. 5 – подавальний канал № 3 і відвідний канал № 4 для подачі та виведення теплосприймальної рідини. Подача цієї рідини здійснюється через розподільну гребінку № 1 під тиском після очищення з мережі або водних резервуарів. Після завершення процесу теплообміну теплоносії (рідини) виводиться зі змішувача через розподільну гребінку № 2 й подається теплопроводом до споживача. Конструктивна схема моделі ЖВНБ представлена на рис. 3. Параметри палива наведені в табл. 1.

Порівняльний аналіз отриманих теплових і фізико-технічних процесів тепломасообміну наведено на рис. 4-7. Отримані результати моделювання показали, що процеси тепломасообміну, які протікають у досліджуваних моделях, відрізняються за теплотехнічними і фізико-технічними параметрами. Постійна зміна температури в

моделях вказує на зміну коефіцієнта теплопровідності: чим вища температура теплового потоку, тим менший коефіцієнт теплопровідності. Коефіцієнт термічного опору стінки газоходу

$$R = \delta / \lambda = 0,002 / 15 = 0,00013 \text{ м}^2 \text{ К / Вт.}$$

Таблиця 1.

Параметри палива, використаного при моделюванні теплообмінних процесів.

Основні характеристики	Вид палива	
	Деревина	Вугілля – антрацит
Вихід летючих, Vл	≥70%	2...9 %
Вміст сірки, SHP	-	0...8 %
Вологість, Wp	30...50 %	5...10 %
Зольність, Ap	10...25 %	<5%
Теплота горіння, (МДж/кг) QHP	13,5...19	~26,0
Теплопродуктивна здатність, Ккал	3790	8350
Жаропродуктивна здатність, °C	865	1470

Даний коефіцієнт буде залежати від зміни коефіцієнта теплопровідності. Отже, ККД теплогенератора буде на пряму залежати від величини зміни термічного опору матеріалу теплосприймальної стінки. Отримані результати дозволяють визначити швидкість руху твердих частинок і час їхнього перебування в будь-якій точці контуру жаротрубного теплогенератора.

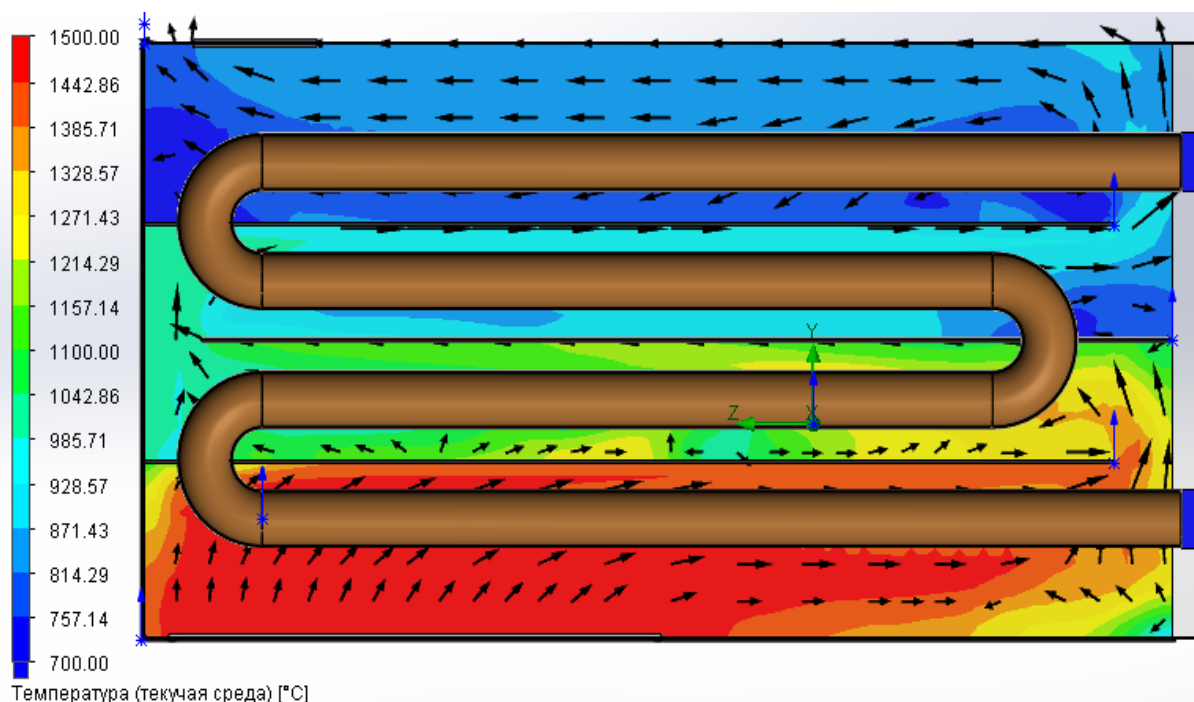


Рис.4. Температура теплового потоку газового середовища в моделі НБВК, паливо – вугілля.

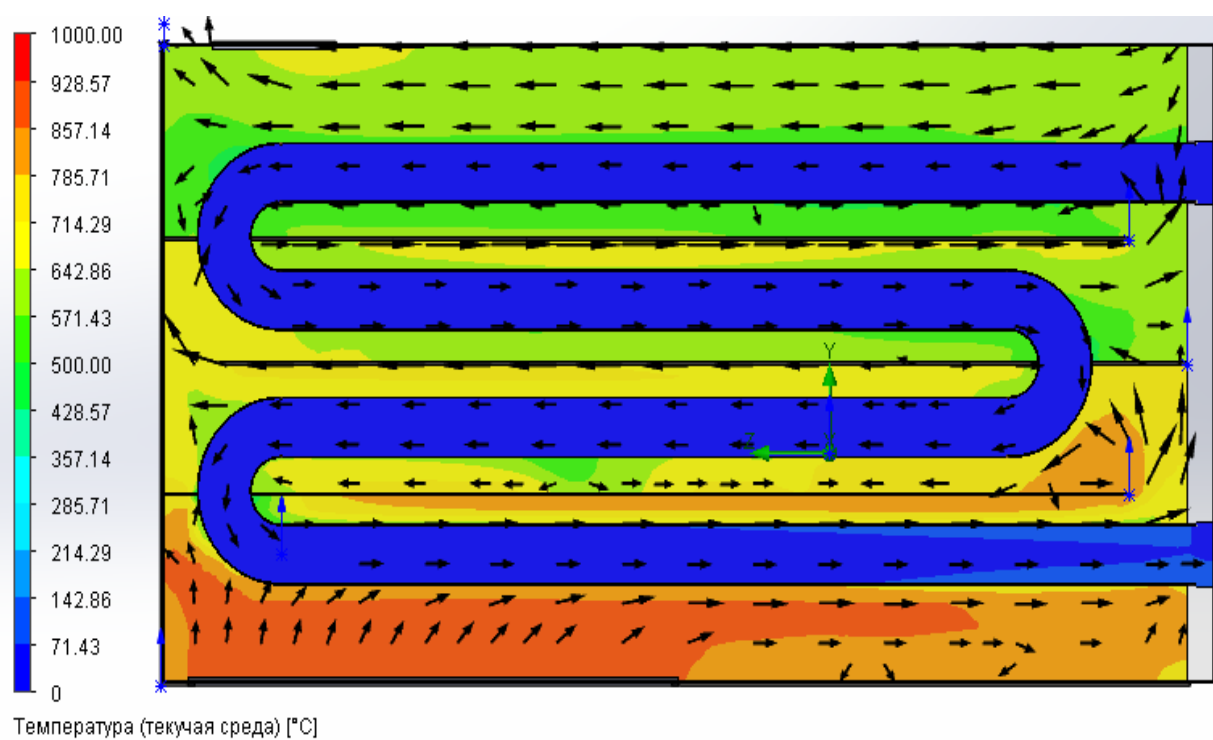


Рис.5. Температура теплового потока газового середовища в моделі НБВК, паливо – деревина.

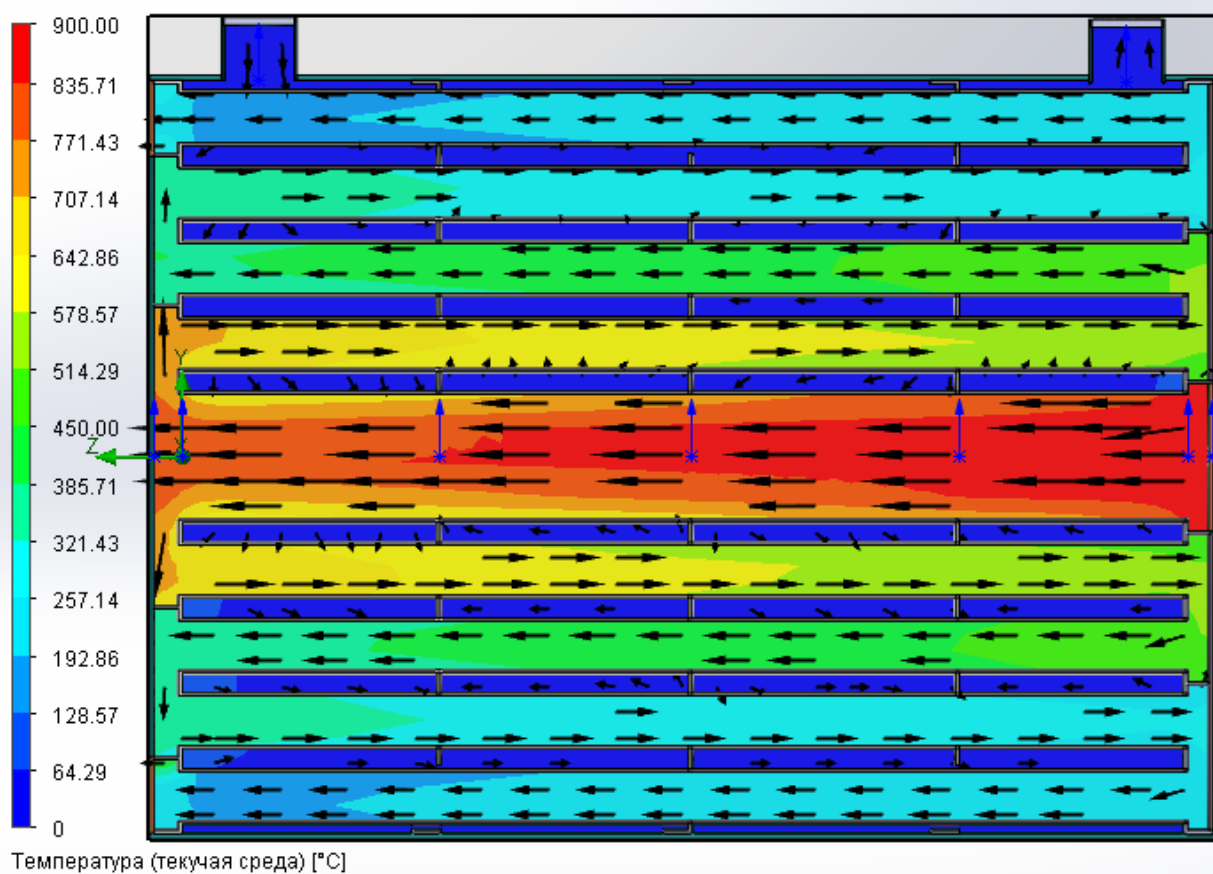


Рис.6. Температура теплового потока газового середовища в моделі ЖВНБ, паливо – деревина

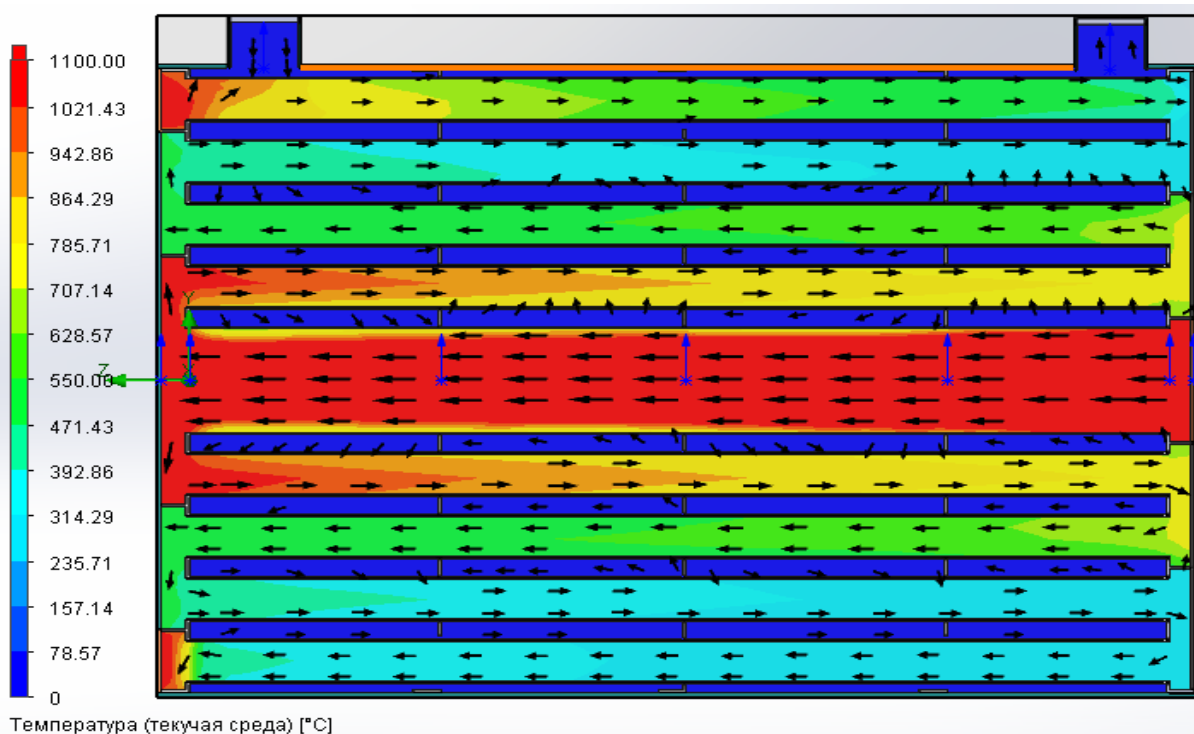


Рис.7. Температура теплового потоку газового середовища в моделі ЖВНБ, паливо – вугілля.

Аналіз зміни температурного потоку, різниці тиску й об'ємної витрати дозволяє визначити найбільш раціональні методи зниження витрати палива шляхом зниження термічного опору теплосприймальної поверхні нагріву конвекційної частини теплообмінника.

Висновки. Обґрунтована чисельна модель тепломасообмінних процесів у жаротрубних котлах малої потужності на основі чисельного розв'язання за k - ϵ моделлю турбулентних потоків при обраних початкових і граничних умовах. Визначено режими і межі дослідної області роботи конвекційних поверхонь при зміні теплових навантажень. Виявлено, що коефіцієнт термічного опору стінки газоходу становить $0,00013 \text{ м}^2 \text{ К / Вт}$. При цьому коефіцієнт термічного опору стінки газоходу залежить від коефіцієнта теплопровідності, що до-

зволяє зробити висновок про пряму залежність ККД теплогенератора від величини зміни термічного опору матеріалу теплосприймальної стінки.

Перспективи подальшого дослідження. Отримані результати можуть бути використані для створення інженерної методики визначення розмірів турбулізаторів потоку для досягнення оптимального ефекту й розрахунку швидкості руху твердих частинок та часу їхнього перебування в будь-якій точці контура жаротрубного теплогенератора.

Подяка. Велика подяка академіку Академії будівництва України Олександрову Петровичу Любарцю за цінні зауваження та підтримку цієї роботи.

Література

1. Хаванов П. А. Водогрійні котлоагрегати малої потужності: теплотехнічні особливості застосування / П.А. Хаванов // Вентиляція. Опалення. Кондиціонування: АВОК. – 2011. – № 5. – с. 66-71.
2. Накорчевський А.І. Система теплопостачання теплоавтономного дома // Промышленная теплотехника. – 2009. – № 1. – с. 67-73.
3. Быстров Ю.А. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / Ю.А. Быстров, С.А. Исаев, Н.А. Кудрявцев, А.И. Леонтьев. – Санкт-Петербург: Судостроение, 2005. – 392 с.
4. Юрченко О. Экспериментальные исследования колебаний скорости в сильнозакрученной газовой струе с прецессирующим вихревым ядром / О. Юрченко, А. Любарец, Т. Дихтярь, О. Зайцев // Труды международной конференции «Энергия -2010», Lublin: Motrol. – 2010. – № 12. – с. 266-272.
5. Алямовский А. А. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов, и др. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.: ил.
6. Довмир Н.М. Низкотемпературные режимы систем отопления как предпосылка эффективного применения конденсационных котлов и тепловых насосов // Промышленная теплотехника. – 2008. – № 5. – с. 62-68.

References

1. Khavanov P. A. "Vodohriini kotloahrehaty maloi potuzhnosti: teplotekhnichni osoblyvosti zastosuvannia", Ventylyatsiia. Opalennia. Kondytsiuvannia: AVOK, no 5, 2011, pp. 66-71.
2. Nakorchevs'kyi A.I. "Systema teplopostachannia teploavtonomnoho doma", Prom. Teplotekhnika, no 1, 2011, pp. 67-73.
3. Bystrov YU.A., Isaev S.A., Kudriavtsev N.A., Leontev A.I. *Chyslennoe modelyrovannia vikhrevoi intensyfykatsii teploobmena v paketakh trub*, Sudostroenie, 2005.
4. Alyamovskii A. A., Sobachkin A. A., Odintsov E. V., Kharitonovich A. Y., Ponomarev N. B. *SolidWorks. Kompiuternoe modelirovanie v inzhenernoi praktike*, BKHV-Peterburh, 2005.
5. Dovmir N. M. «Nizkotemperaturnye rezhimy sistem otopleniia kak predposylka effektivnogo primeneniia kondensatsionnykh kotlov i teplovykh nasosov», *Prom. Teplotekhnika*, 2008, no 5, pp. 62-68.
6. Yurchenko O., Liubarets A., Dikhtiar T., Zaitsev O. "Ėksperimental'nye issledovaniia kolebanii skorosti v sylnozakruchennoi hazovoi strue s pretsessiruiushchem vikhrevym yadrom", *Trudy mezhdunarodnoi konferentsii «Enerhiia -2010»*, Motrol, 2010, no 12, pp. 266-272.

УДК 697.11

Газодинамика в жаротрубных водогрейных твердотопливных котлах

М. О. Зайцев¹

¹студ. Одесский национальный политехнический университет, г. Одесса, Украина, zaitsevnikita@ukr.net

Аннотация. В выполненном исследовании предложена модель теплообмена в жаротрубных котлах на основе численного решения по k-ε модели турбулентных потоков при выбранных начальных и граничных условиях. Определены режимы и границы исследуемой области работы конвекционных поверхностей при изменении тепловой нагрузки как для водотрубных, так и для жаротрубных котлов. Полученные результаты моделирования позволили сделать вывод, что процессы теплообмена, протекающие в исследуемых моделях, отличаются по теплотехническим и физико-техническим параметрам. Полученные результаты позволяют определить скорость движения твердых частиц и время пребывания их в любой точке контура жаротрубного теплогенератора. Выполненный анализ изменения температурного потока, разности давлений и объемного расхода позволяет определить наиболее рациональные методы снижения расхода топлива путём снижения термического сопротивления тепловоспринимающей поверхности нагрева конвективной части теплообменника.

Ключевые слова: инерционность, теплопроводность, конвективный поток, теплогенерирующая установка.

UDC 697.11

Gas Dynamics in Fire-Tube Hot-Water Solid-Fuel Boilers

M. O. Zaitsev¹

¹Student. Odessa National Polytechnic University, Odessa, Ukraine, zaitsevnikita@ukr.net

Abstract. In the carried out research the model of heat exchange in the fire-tube boilers based on numerical solution of by k-ε simulation of turbulent flows under the selected initial and boundary conditions is proposed. The modes and boundaries of the investigated area of work of convective surfaces at the change of the thermal load, both for water-tube and for fire-tube boilers are determined. The obtained simulation results allowed to conclude that the processes of heat and mass transfer, which occur in the models under study, differ from the thermotechnical and physical-technical parameters. The obtained results allow us to determine the velocity of the particles and the time of their stay at any point in the contour of the heat generator. The analysis of changes in the temperature flux, the difference in pressure and volume flow allows us to determine the most rational methods for reducing fuel consumption by reducing the thermal resistance of the heat-receiving surface of the heating of the convective part of the heat exchanger.

Key words: inertia, thermal conductivity, convective flow, heat generating installation.

Надійшла до редакції / Received 24.10.2017