

Mateusz SZUBEL, Grzegorz BASISTA*

ANALIZA WPLYWU KONSTRUKCJI AKUMULACYJNEGO WYMIENNIKA CIEPŁA NA EFEKTYWNOŚĆ OGRZEWANIA PIECEM NA DREWNO I BILANS CIEPLNY URZĄDZENIA GRZEWCZEGO

Urządzenia grzewcze małej mocy stosowane są do wytworzenia ciepła w gospodarstwach domowych. Źródło ciepła oraz system jego dystrybucji, czyli wewnętrzne elementy instalacji grzewczej tworzą kompletny układ ogrzewania budynku, przy czym źródłem ciepła najczęściej jest kocioł centralnego ogrzewania, piec albo kominek. W przypadku ostatniego z wymienionych typów jednostek, osiągnięcie satysfakcjonująco wysokiej sprawności ogrzewania jest utrudnione, z uwagi na oddawanie dużej ilości energii przez korpus kominka w stosunkowo krótkim czasie i stratę kominową, osiagającą kilkadziesiąt procent. Zwiększenie efektywności pracy kominka wymaga wyposażenia urządzenia w wymiennik wodny w postaci płaszcza (lub nasadzony na czopuch), odpowiedniej zabudowy konwekcyjnej albo wykorzystania ceramicznego wymiennika z materiału akumulującego ciepło spalin. Dzięki odpowiednim właściwościom materiałowym, wymienniki akumulacyjne pozwalają na wydłużenie cyklu grzewczego do ok. 10 godzin, przy jednoczesnym podwyższeniu sprawności systemu, dzięki znacznemu obniżeniu entalpii spalin ulatujących do czopucha. Niniejsza praca prezentuje porównanie dwóch alternatywnych konstrukcji akumulacyjnego wymiennika ciepła pod kątem parametrów pracy w systemie grzewczym opartym na współczesnym akumulacyjnym palenisku kominkowym, o mocy nominalnej 22,5 kW. Na podstawie analiz eksperymentalnych, przeprowadzonych na stanowisku pomiarowym wymiennika ceramicznego w konfiguracji wachlarzowej, opracowano zestaw założeń i warunków brzegowych umożliwiających budowę modelu numerycznego CFD (Computational Fluid Dynamics) tego urządzenia oraz alternatywnej konstrukcji w konfiguracji nasadowej. Wyniki modelowania numerycznego, przeprowadzonego za pomocą komercyjnego środowiska Workbench 15, pozwoliły na analizę wpływu geometrii wymiennika na jego podstawowe parametry pracy. Ponadto, w oparciu o porównanie wyników eksperymentów i symulacji przedyskutowano wiarygodność modeli.

* AGH Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Energetyki i Paliw, Katedra Zrównoważonego Rozwoju Energetycznego, al. Adama Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, mszubel@agh.edu.pl.

1. CHARAKTERYSTYKA POWSZECHNYCH ROZWIĄZAŃ TECHNIKI KOMINKOWEJ

1.1. KOMINEK – DOMOWE URZADZENIE GRZEWCZE ZASILANE DREWNIEM

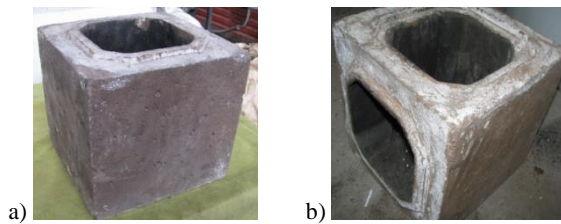
W przypadku klasycznych wkładów kominkowych, ciepło jest przekazywane do otoczenia na drodze naturalnej konwekcji, a także promieniowania przez szybę i ściany korpusu komory paleniskowej. Z uwagi na fakt, iż jako paliwo wykorzystuje się przede wszystkim drewno kawałkowe, wysoką temperaturę uzyskuje się w skutek spalania w fazie gazowej wydzielonych z biomasy części lotnych. Dzięki stosowaniu zamkniętej komory spalania, możliwe jest odpowiednie prowadzenie procesu dystrybucji powietrza, skutkujące efektywnym dopalaniem gazów, w których przeważa tlenek węgla (CO).

Wkład kominkowy wysokiej jakości może wytworzyć 3 kW ciepła, przy założeniu, że w ciągu godziny spalono 1kg drewna opałowego, przy sprawności 75%. Taka ilość energii jest wystarczająca do ogrzania pomieszczenia o powierzchni ok. 60 m², przy temperaturze zewnętrznej równej -12°C [3]. Powszechną metodą regulacji mocy chwilowej wkładów jest manipulacja strumieniem powietrza dostarczanego do komory spalania. Metoda ta, z uwagi na w/w specyfikę procesu spalania, wpływa niekorzystnie na emisję zanieczyszczeń i obniża sprawność jednostki. Wg źródeł literaturowych [3], pomniejszenie mocy chwilowej jednostki do 50% wartości nominalnej, poprzez ograniczenia dopływu powietrza do komory spalania, spowoduje nawet trzykrotne zwiększenie emisji zanieczyszczeń.

Obecnie w Polsce najpowszechniej stosowane są kominki w tzw. zabudowie konwekcyjnej. Rozwiązanie pozwala na ogrzanie w stosunkowo krótkim czasie dużych mas powietrza, w skutek jego przepływu przez komorę grzewczą. Źródłem ciepła jest korpus wkładu, natomiast powietrze jest pobierane przez kratki nawiewne, usytuowane u dołu komory grzewczej i rozprowadzane za pomocą kratki wywiewnych w górnej części konstrukcji. System może zostać rozbudowany o sieć kanałów rozprowadzających gorące powietrze do kilku pomieszczeń (DGP – Dystrybucja Gorącego Powietrza). Przy zastosowaniu zabudowy konwekcyjnej często stosuje się różnego rodzaju radiatory, dodatkowo zwiększające powierzchnię wymiany ciepła w obrębie komory grzewczej. Obudowy tego rodzaju kominków są przeważnie termicznie izolowane (wykorzystuje się m.in. gips lub beton komórkowy z elementami z kamienia naturalnego), przez co powierzchnia zewnętrzna obudowy pozostaje chłodna. Kominki konwekcyjne doskonale sprawdzają się w pomieszczeniach o wysokim zapotrzebowaniu na energię cieplną, w domach o słabej izolacji cieplnej oraz tam, gdzie jest potrzeba szybkiego dogrzania pomieszczenia [2].

Inne rozwiązanie, nie wymagające stosowania komory grzewczej, pozwalające na jednoczesną optymalizację mocy chwilowej kominka i utrzymanie wymaganej jakości spalin polega na wykorzystywaniu materiałów akumulacyjnych do budowy

paleniska. Duża pojemność cieplna ciężkich płyt kamiennych, lub wykonanych z betonu akumulacyjnego, pozwala na obniżenie temperatury powierzchni zewnętrznych urządzenia, łagodząc efekt gwałtownego wzrostu temperatury w pomieszczeniu w czasie cyklu spalania paliwa. Istotne jest, iż stosowanie ceramicznych palenisk może wpływać na podwyższenie temperatury spalin opuszczających komorę spalania. W związku z powyższym, tego typu jednostki często łączy się z akumulacyjnymi wymiennikami ciepła, w postaci systemu kanałów wykonanych z prefabrykatów ceramicznych.



Rys. 1. Prefabrykowane elementy do budowy akumulacyjnych wymienników ciepła:
a) odcinek prosty, b) odcinek skośny

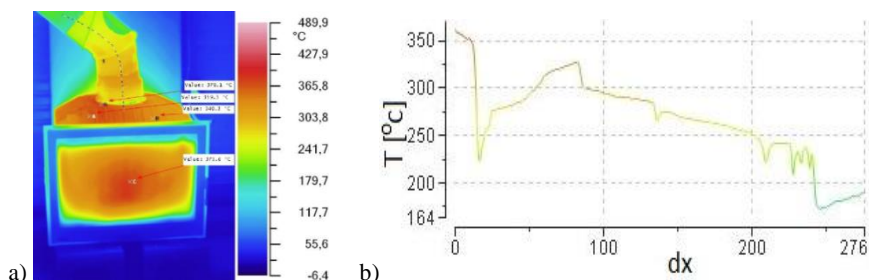
Wytwarzanie prefabrykowanych elementów akumulacyjnych (rys. 1.) metodą odlewania w formach umożliwia dostosowanie kształtu kanału do indywidualnych możliwości przestrzennych, a rozmiar całego wymiennika ciepła do mocy nominalnej źródła. Dzięki temu możliwe jest maksymalne wykorzystanie ciepła niesionego przez spaliny oraz uniknięcie nadmiernego wychłodzenia spalin (co zapobiega wydzielaniu kondensatu i nadmiernemu obniżeniu ciągu kominowego). Dwie z metod budowy omawianego rodzaju wymienników to system kanałów w konfiguracji nasadowej oraz wachlarzowej. W pierwszym przypadku nazwa wiąże się z faktem budowy wymiennika bezpośrednio na korpusie paleniska, dzięki czemu całość konstrukcji zyskuje zwartą formę. Duża masa prefabrykatów i gabaryty samego paleniska determinują jednak ograniczone wymiary zestawu kanałów. W wymienniku wachlarzowym przewód prowadzący spaliny ma postać meandra. Sama konstrukcja stanowi wolnostojącą budowlę, która może być ustawiona obok paleniska (wykończenie może uwzględniać wykonanie na wymienniku półek ozdób itp.), lub stanowić np. fragment przegrody między pomieszczeniami.

2. ISTOTNE CZYNNIKI POGARSZAJĄCE BILANS CIEPLNY PALENISK KOMINKOWYCH

Polityka Wspólnoty Europejskiej w zakresie zwiększania efektywności wykorzystania energii reguluje także wymagania, jakie muszą spełniać niewielkie urządzenia

grzewcze zasilane paliwami stałymi, w tym biomasą. Uzyskanie odpowiednio wysokiej sprawności danej jednostki jest możliwe poprzez identyfikację i redukcję najistotniejszych źródeł strat.

Powszechnie obecnie technologie pozwalają znacznie obniżyć stratę kominową, która stanowi największą stratę w bilansie cieplnym kominka i rośnie wraz ze wzrostem temperatury spalin opuszczających komorę spalania. Rysunek 2 prezentuje termogram wykonany dla żeliwnego wkładu kominkowego, na którym wyraźnie widoczny jest efekt nagrzania czopucha przez spaliny, świadczący o dużej ilości energii traconej tą drogą.



Rys. 2. Wyniki badania termowizyjnego żeliwnego wkładu kominkowego: a) termogram, b) zmiana temperatury na odcinku zaznaczonym na termogramie linią przerywaną

W przypadku wyznaczenia sprawności urządzenia grzewczego metodą bezpośrednią, do obliczenia straty kominowej można wykorzystać wzór Siegerta [1]:

$$S_k = \sigma \frac{(t_s - t_o)}{CO_2}, [\%] \quad (1)$$

gdzie:

- S_k – strata kominowa
- σ – stała Siegerta
- t_s – temperatura spalin [°C]
- t_o – temperatura otoczenia [°C]
- CO_2 – zawartość dwutlenku węgla w spalinach [%].

Powyższy wzór obowiązuje, jeżeli stężenie tlenu węgla w spalinach jest mniejsze niż 0,3%. W przeciwnym wypadku należy wykorzystać postać zmodyfikowaną [1]:

$$S_k = \sigma \frac{(t_s - t_o) \cdot 0,590 \cdot CO}{CO_2 + CO}, [\%] \quad (2)$$

gdzie:

- CO – zawartość tlenu węgla w spalinach [%].

Współczynnik Siegerta jest wielkością zależną od rodzaju spalanego paliwa, jego wilgotności i maksymalnego stężenia dwutlenku węgla w spalinach.

Trudniej niż w przypadku straty kominowej wpłynąć na obniżenie straty niepełnego spalania, związanej z występowaniem palnych substancji w mieszaninie gazów opuszczającej komorę spalania. Strata ciepła w wyniku niepełnego spalania występuje w skutek nieprawidłowego spalania (niedostateczna penetracja komory spalania przez powietrze, brak wystarczającego mieszania części lotnych i utleniacza, wychłodzenie obszaru spalania itp.) [1]. Wówczas w spalinach występuje podwyższone stężenie tlenu węgla, wodoru i lotnych węglowodorów. Zasadnicza trudność obliczenia omawianej straty wiąże się z koniecznością znajomości rzeczywistego składu spalin. Jednym z wzorów umożliwiających jej określenie proponowanych w literaturze jest poniższe wyrażenie [1]:

$$S_g = \frac{V_s(12500\text{CO} + 35740\text{CH}_4)}{Q_0} \cdot 100, [\%] \quad (3)$$

gdzie:

S_g – strata niepełnego spalania

V_s – rzeczywista ilość spalin suchych [$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$], [$\frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$]

CO, CH₄ – udziały objętościowe odniesione do spalin suchych

Q_0 – obliczeniowa wartość opałowa paliwa [$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$], [$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$].

Ponadto, w przypadku niewystarczającego strumienia powietrza w obszarze złoża paliwa w fazie dopalania karbonizatu, istnieje ryzyko wystąpienia znacznej straty niecałkowitego spalania, związanej z dużym udziałem palnej pozostałości w popiele (także w popiele lotnym).

3. ANALIZA EKSPERYMENTALNA I NUMERYCZNA (CFD) PARAMETRÓW PRACY AKUMULACYJNYCH WYMIENNIKÓW CIEPŁA W KONFIGURACJI WACHLARZOWEJ I NASADOWEJ

3.1. CHARAKTERYSTYKA STANOWISKA DOŚWIADCZALNEGO I METOD POMIAROWYCH

Budowę i walidację modeli numerycznych przeprowadzono w oparciu o informacje uzyskane w wyniku analiz eksperymentalnych. Badania wykonano na stanowisku doświadczalnym, zbudowanym z akumulacyjnego wymiennika ciepła (rys. 3a) oraz paleniska o mocy nominalnej 22,5 kW (rys. 3b). Eksperyment polegał na przeprowadzeniu spalania porcji paliwa przy jednoczesnym pomiarze temperatury w komorze

paleniskowej, a także na wlocie i wylocie akumulacyjnego wymiennika ciepła. Wykonano także badanie z wykorzystaniem kamery termowizyjnej.

Stanowisko wyposażone było w płaszczowe termopary typu K, przeznaczone do pomiarów w warunkach wysokiej temperatury (wnętrze komory spalania i wlot do wymiennika ciepła). Pomiar temperatury na wylocie z wymiennika ciepła przeprowadzono czujnikiem rezystancyjnym Pt100. Dzięki zastosowaniu regulatora podciśnienia (rys. 3 c.) w początkowym odcinku przewodu dymowego, możliwe było utrzymanie stałego ciągu kominowego, równego ok. -12 Pa, co jest zgodne z zaleceniami producenta jednostki grzewczej. Temperatura w laboratorium w czasie pomiaru wynosiła ok. 10°C . Wyniki prowadzonych pomiarów rejestrowano na komputerze, dzięki zastosowaniu sterowników programowalnych PLC (WAGO). Wyniki pomiarów zostały zaprezentowane i przedyskutowane w punkcie 2.4.



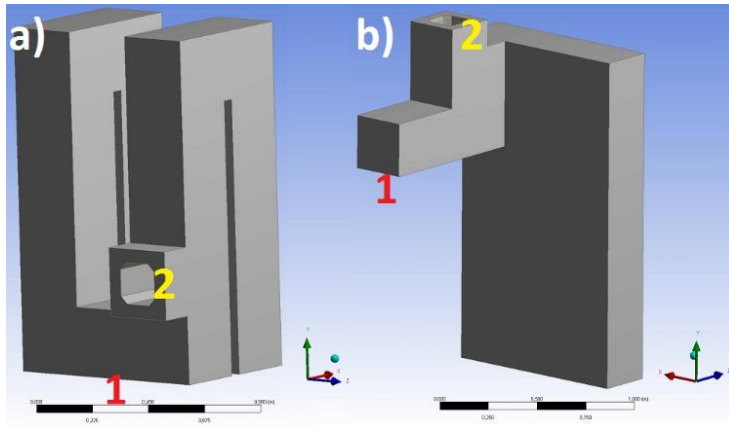
Rys. 3. Elementy stanowiska doświadczalnego: a) akumulacyjny wymiennik ciepła, b) korpus paleniska, c) miarkownik ciągu zainstalowany na przewodzie dymowym

3.2. CHARAKTERYSTYKA STANOWISKA DOŚWIADCZALNEGO I METOD POMIAROWYCH

Dane zgromadzone w wyniku pomiarów doświadczalnych umożliwiły analizę alternatywnego przypadku wymiennika ciepła w konfiguracji nasadowej, bez konieczności czasochłonnej przebudowy istniejącego stanowiska badawczego.

W celu przeprowadzenia porównania parametrów obydwu wymienników, za pomocą oprogramowania Autodesk Inventor Professional 2015 opracowano ich modele geometryczne (rys. 4.), wykorzystane następnie w komercyjnym środowisku ANSYS Workbench 15 do opracowania modeli numerycznych, uwzględniających zjawiska związane z przepływem spalin przez kanały wymienników oraz transfer ciepła w obrębie materiału akumulacyjnego. Geometrie przestrzenne zostały opracowane w skali 1:1.

Wymiary gabarytowe analizowanych wymienników ciepła zostały przedstawione w tabeli 1.



Rys. 4. Geometrie przestrzenne rozpatrywanych wymienników ciepła: a) nasadowego, b) wachlarzowego. Cyfry 1 i 2 oznaczają odpowiednio wlot i wylot wymiennika

Tabela 1. Wymiary gabarytowe rozpatrywanych przypadków akumulacyjnych wymienników ciepła

Typ wymiennika	Długość	Szerokość	Wysokość
	[m]		
Wachlarzowy	0,98	1,12	1,73
Nasadowy	0,84	0,75	1,4

Modele geometryczne wymienników ciepła zaimportowano do narzędzia ANSYS Meshing, gdzie w pierwszej kolejności zdefiniowano domenę płynu (spalin) wypełniającego dany wymiennik. Dalsza budowa modelu w przypadku obydwu typów wymiennika przebiegała niezależnie dla domeny płynu i ciała stałego (materiał akumulacyjny), aż do momentu podjęcia pracy w preprocesorze modułu CFX, który wykorzystano jako solver.

Domena płynu została podzielona na obszar przyścienny i centralny (rys. 5), utworzony w postaci prostopadłościanów, przy czym w pierwszym przypadku do generacji siatki wykorzystano metodę automatyczną (generacja elementów tetragonalnych), natomiast w drugim tzw. „Multizone”. Zabieg ten pozwolił na znaczne zwiększenie udziału w strukturze siatki obliczeniowej pożądanym elementów heksagonalnych o wysokiej jakości. Zdefiniowano warstwę przyścienną złożoną z czterech podwarstw, charakteryzujących się współczynnikiem wzrostu grubości warstwy równym 1,2 oraz maksymalną grubością 5 mm.

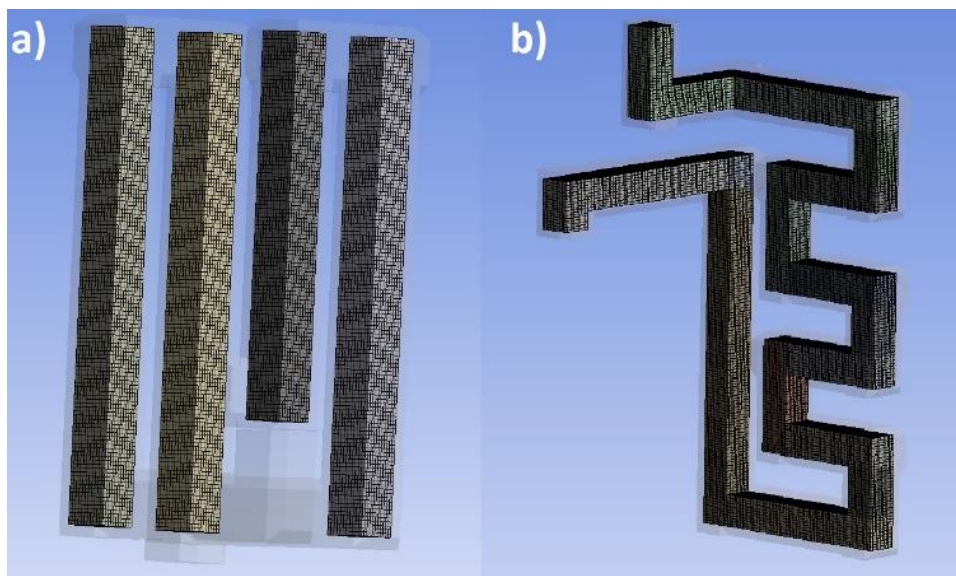
W przypadku domeny ciała stałego, siatki obliczeniowe dla całych brył zostały wygenerowane przy użyciu metody „Hex dominant”.

Całkowita liczba elementów siatki obliczeniowej w przypadku modelu wymiennika nasadowego wyniosła 2008000, natomiast dla wymiennika wachlarzowego 1990000. Większa wartość w przypadku mniejszego wymiennika nasadowego jest związana z ograniczeniem obszaru generacji siatki heksagonalnej do czterech prostopadłościanów.

Wykresy prezentowane na rysunkach 6 i 7 opisują rozkład jakości elementów siatki obliczeniowej płynu i ciała stałego, przy czym kryterium oceny jest parametr „Element metrics”, oparty na stosunku objętości do długości krawędzi elementu siatki (najlepsza jakość – wartości bliskie 1).

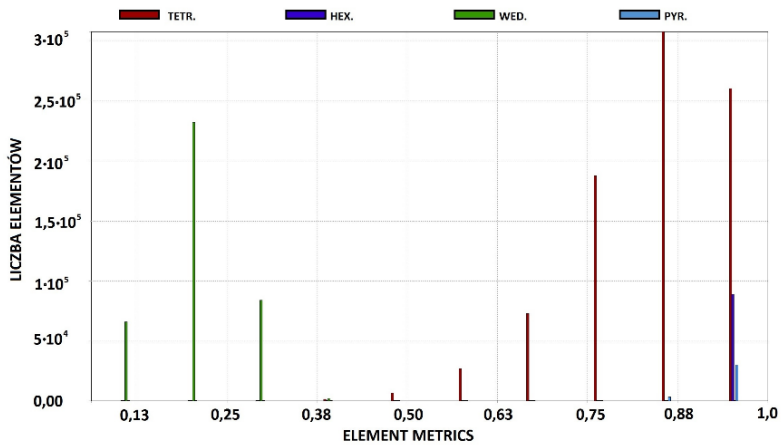
Legenda wykresów zawiera skróty odnoszące się do następujących rodzajów elementów siatki:

- „TETR.” – elementy tetragonalne, pochodzące przede wszystkim z procesu automatycznej generacji siatki;
- „HEX.” – elementy heksagonalne, wygenerowane głównie metodą „Multizone” oraz „Hex dominant”;
- „WED.” – elementy klinowe, których tworzenie jest związane z generacją warstwy przyściennej;
- „PYR.” – elementy o kształcie piramidalnym.

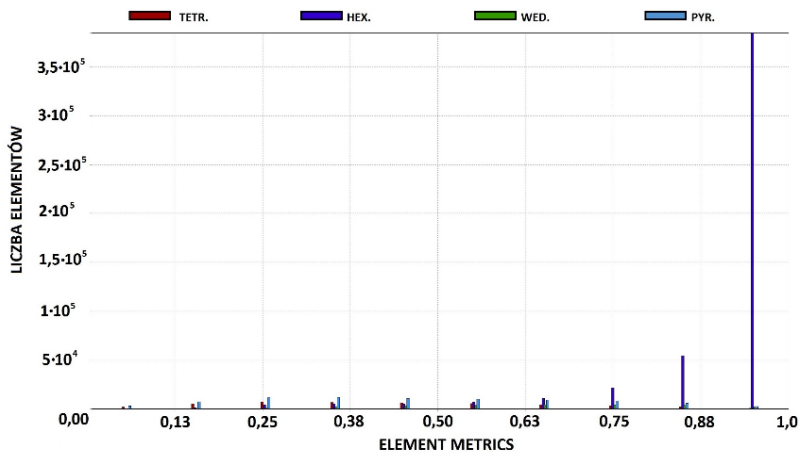


Rys. 5. Fragmenty siatki obliczeniowej wygenerowanej dla domeny płynu w wymienniku:
a) nasadowym, b) wachlarzowym

Skomplikowana budowa kanału dymowego powoduje, iż generacja warstwy przyściennej jest problematyczna, stąd relatywnie duży udział elementów klinowych o niskiej jakości w strukturze siatki obliczeniowej domeny spalin. Dużo lepiej przedstawia się sytuacja w przypadku siatki materiału wymiennika, gdzie przeważają elementy heksagonalne o wartości rozpatrywanego parametru jakości wyższej niż 0,8, co wpływa także na znaczną redukcję liczby elementów w tym obszarze.



Rys. 6. Rozkład jakości elementów siatki obliczeniowej wygenerowanej dla domeny płynu w przypadku wymiennika w konfiguracji wachlarzowej



Rys. 7. Rozkład jakości elementów siatki obliczeniowej wygenerowanej dla domeny ciała stałego w przypadku wymiennika w konfiguracji wachlarzowej

3.3. WARUNKI BRZEGOWE I ZAŁOŻENIA I PARAMETRY MODELI NUMERYCZNYCH

W przypadku modeli obydwu wymienników ciepła zastosowano jednakowy zestaw warunków brzegowych, przy czym niewielkie różnice wiążą się z różnym usytuowaniem urządzeń w ogrzewanej przestrzeni (wymiennik wachlarzowy – jako wolnostojąca „ścianka grzewcza”, nasadowy – na korpusie komory paleniskowej). Domena spalin została zdefiniowana jako płyn ciągły. Ze względu na występowanie w siatce warstwy przyściennej, zdecydowano o zastosowaniu modelu turbulencji „Shear Stress

Transport – SST”, cechującego się większą skutecznością w tego typu przypadkach niż podstawowy model „k-ε”. Ponadto, w modelach uwzględniono oddziaływania związane z grawitacją.

W związku z zastosowaniem w pomiarach eksperymentalnych miarkownika ciągu, założono stałą wartość podciśnienia na wylocie z wymiennika ciepła, równą – 12 Pa. Ze względu na fakt, iż wyjście z wymiennika zdefiniowano jako brzeg otwarty (tzw. „Opening boundary”) konieczne było ustalenie temperatury za wyjściem z wymiennika. Założono, iż wartość ta będzie ustalana przez model jako średnia temperatura obliczona dla wszystkich punktów na powierzchni zdefiniowanej jako wyjście. W zestaw warunków brzegowych wejściowych domeny spalin wchodziło ciśnienie odniesienia, równe ciśnieniu atmosferycznemu oraz temperatura ustalona na podstawie wyników eksperymentu.

Z uwagi na fakt, iż nie jest znany dokładny skład budującego wymienniki betonu akumulacyjnego (skład zastrzeżony przez producenta), przyjęto właściwości materiału jak dla betonu o podstawowych cechach odpowiadających stosowanemu materiałowi akumulacyjnemu [3]: relatywnie dużej gęstości (rzędu 2000–2500 kg/m³) i wysokiej wartości współczynnika przewodzenia ciepła (rzędu 1–3 W/(mK)).

Dla fragmentów ścian zewnętrznych wymienników pozostających w kontakcie z korpusem paleniska lub podłogą założono stałą temperaturę powierzchni, w oparciu o pomiary termowizyjne. Przyjęto także stałą temperaturę otoczenia równą 10°C.

Obliczenia przeprowadzono dla maksymalnego poziomu rezyduów 10⁻⁵, przy założeniu automatycznej skali czasowej.

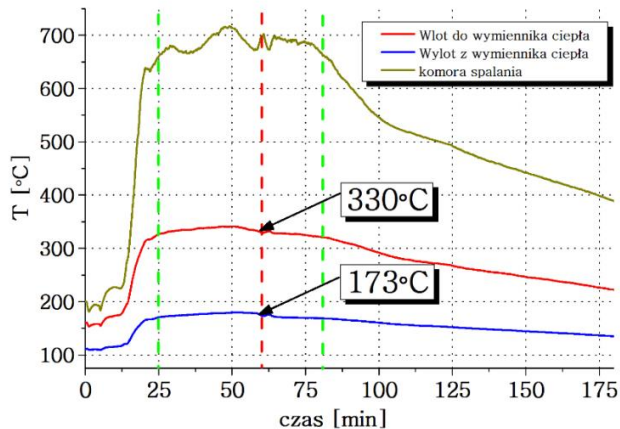
3.4. PREZENTACJA I OMÓWIENIE WYNIKÓW ANALIZ EKSPERYMENTALNYCH I NUMERYCZNYCH

Dzięki przeprowadzonym pomiarom eksperymentalnym możliwe było określenie rzetelności rezultatów modelowania numerycznego wachlarzowego wymiennika ciepła, wchodzącego w skład stanowiska badawczego. Rysunek 8 umożliwia analizę cyklu pracy paleniska akumulacyjnego połączonego z wymiennikiem wachlarzowym, przy załadunku drewna bukowego (wilgotność ok. 20%) równym 14 kg. Zielone linie przerywane wyznaczają umowny przedział czasowy, w którym mamy do czynienia z zasadniczą fazą procesu spalania.

Z uwagi na stabilne warunki pracy układu w relatywnie długim czasie, zdecydowano o przyjęciu na potrzeby obliczeń w stanie stacjonarnym wartości temperatury na wlocie do wymiennika ciepła odczytanej dla 60 minuty pomiaru.

Obliczony spadek temperatury na drodze spalin w obrębie wymiennika wachlarzowego wyniósł 166 K, co odbiega od wartości wyznaczonej eksperymentalnie o 9 K (157 K). Wpływ na wynik otrzymany obiema metodami ma szereg uproszczeń przyjętych w modelu oraz nieznaną część rzeczywistych wartości parametrów, związanych szczególnie z procesem nagrzewania i oddawania ciepła przez wymien-

nik. Problematyczne jest precyzyjne określenie położenia danego czujnika temperatury wewnątrz kanału wymiennika ciepła. Ponadto, jak wcześniej wspomniano, nie jest znany dokładny skład materiału ceramicznego, a fakt magazynowania energii wpływa na zmianę zdolności akumulacji ciepła ceramiki (stąd zawyżony wynik). Mimo w/w trudności, zgodność obliczenia i wartości wyznaczonej doświadczalnie można uznać za zadowalającą.

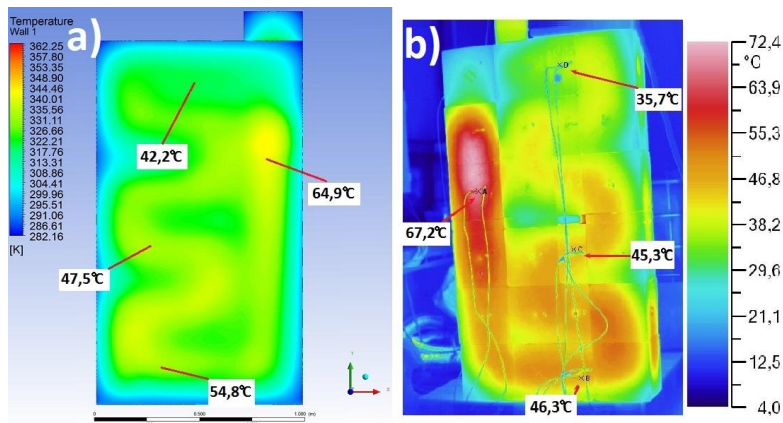


Rys. 8. Dynamika zmian temperatury w wybranych punktach pomiarowych stanowiska badawczego z wachlarzowym wymiennikiem ciepła podczas pracy systemu grzewczego

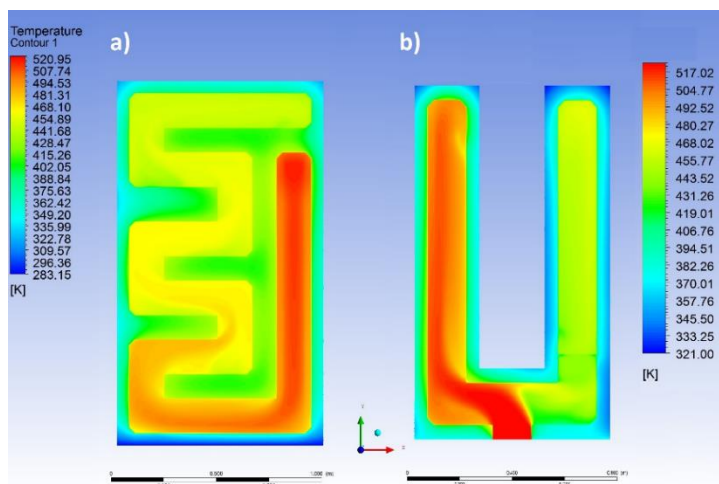
Wymienione wyżej czynniki determinują rozkład temperatury na powierzchni wymiennika wachlarzowego (rys. 9). Wykonany termogram dowodzi ogólnej zgodności wyników modelowania numerycznego i rzeczywistych warunków pracy wymiennika wachlarzowego. W wybranych punktach pomiarowych/obliczeniowych różnica wyniku otrzymanego eksperymentalnie i obliczeniowo waha się między 8,5 a 2,5 K, przy czym wartość obliczona jest zawsze nieco wyższa. Największy błąd notowany jest dla punktu najbliższego podłożu, co wiąże się z pewnością z przyjętym założeniem, dotyczącym stałej temperatury podstawy wymiennika. Oczywiście należy wziąć pod uwagę zaburzenia pomiaru kamerą termowizyjną, związane z niejednorodnością powierzchni wymiennika (co wpływa na wartość współczynnika emisyjności) a także kątem ustawienia kamery względem badanej konstrukcji.

Porównanie wyników obliczeń numerycznych przeprowadzonych dla akumulacyjnego wymiennika ciepła w konfiguracji wachlarzowej wskazują, iż przyjęta metodologia budowy modelu jest zasadna i pozwala na wykonanie analiz dla alternatywnej konstrukcji wymiennika.

Wyniki symulacji umożliwiły ocenę wpływu przebiegu kanału spalin na efektywność odbioru ich ciepła. Przekazywaniu energii do materiału ceramicznego sprzyja duża zmienność kierunku przepływu gazu.



Rys. 9. Dynamika zmian temperatury w wybranych punktach: a) obliczeniowych modelu numerycznego, b) pomiarowych stanowiska badawczego z wachlarzowym wymiennikiem ciepła

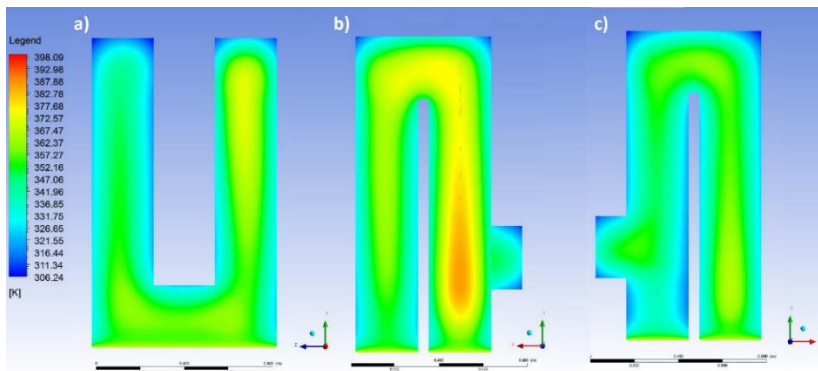


Rys. 10. Dynamika zmian temperatury w kanale (przekrój) wymiennika akumulacyjnego w konfiguracji: a) wachlarzowej, b) nasadowej

Efekt jest wyraźnie widoczny na rysunku 10: relatywnie niewielka zmiana temperatury towarzyszy przemieszczaniu się spalin wzdłuż prostych odcinków wnętrza wymienników. Nadanie kanałowi formy meandra intensyfikuje wymianę ciepła, szczególnie na narożach przewodu. Redukcja dystansu między dwoma kolejnymi odcinkami poziomymi w centralnej części konstrukcji wachlarzowej umożliwia dopływ ciepła do materiału akumulacyjnego z góry i z dołu, co bez wątpienia korzystnie wpływa na jednorodność rozkładu temperatury na powierzchni grzewczej.

Wymiennik nasadowy, z uwagi na charakterystyczny przebieg kanału, cechuje się dużym zróżnicowaniem temperatury powierzchni zewnętrznych (rys. 11). Kieru-

nek przepływu spalin determinuje intensywne nagrzewanie się obszarów, w których wewnątrz kanału strumień spalin zderza się z przeciwległą ścianą konstrukcji. W związku z powyższym, dla przedniej i tylnej ściany wymiennika rozkład temperatury będzie analogiczny, co nie jest jednak optymalne z punktu widzenia funkcji użytkowej urządzenia. Specyfika geometrii powoduje, iż duża część najcieplejszych obszarów wymiennika to ściany boczna i tylna. Dla zwiększenia efektywności ogrzewania wymiennikiem takiego typu należałoby zatem instalować układ z zachowaniem odpowiednio dużego dystansu od ścian pomieszczenia.



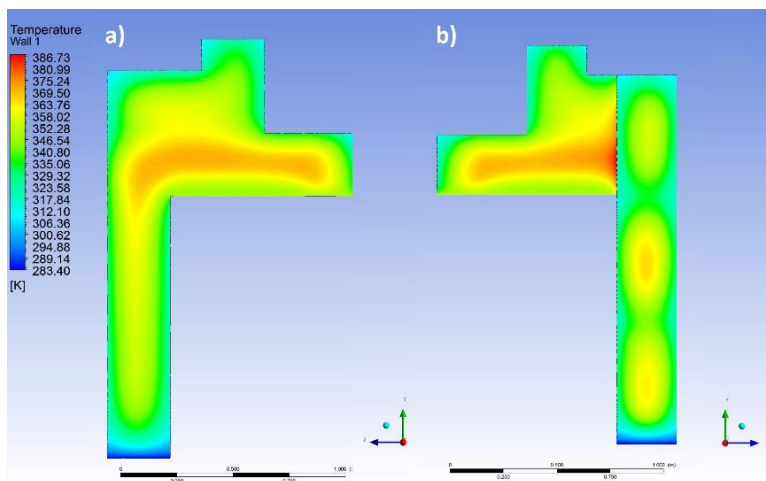
Rys. 11. Rozkład temperatury na powierzchni zewnętrznej nasadowego wymiennika ciepła: a) widok z przodu, b) i c) powierzchnie boczne z widocznym wylotem spalin z wymiennika

Wymiennik wachlarzowy najlepiej sprawdzi się w przypadku ogrzewania dwóch sąsiednich pomieszczeń, szczególnie, jeżeli jego zewnętrzna krawędź boczna (widoczna na rys. 12b) może pozostawać nieosłonięta (np. stanowić element przejścia z salonu do holu, części kuchennej, jadalnej itp.). Warto nadmienić, iż sposób nagrzewania się ściany bocznej wymiennika wachlarzowego widocznego na rysunku 12b jest zgodny ze zjawiskami zarejestrowanymi na termogramie (rys. 9b).

Rysunek 10b oraz 11b pozwala dostrzec, iż odcinek pierwszego górnego nawrotu spalin jest narażony na silne nagrzewanie. Biorąc pod uwagę, iż wymiennik tego typu jest przeznaczony do montażu na palenisku, w długim cyklu grzewczym praca wymiennika może powodować intensywne nagrzewanie się powietrza pod sufitem, wzmagając tym samym rozprzestrzenianie się kurzu i drobnoustrojów. Z drugiej strony, niekorzystny wpływ na warunki w ogrzewanym pomieszczeniu może zniwelować odpowiednia zabudowa wymiennika.

Rysunek 13 pozwala na obserwację wpływu przebiegu kanału spalinowego na turbulentność i opory przepływu. Z punktu widzenia transferu ciepła do materiału wymiennika, istotne jest utrzymanie relatywnie niskiej prędkości spalin w kanale, co wydłuża czas przekazywania energii. Wnikanie ciepła intensyfikują także turbulencje, które szczególnie widoczne są w przypadku obydwu typów wymiennika na górnych

narożach, gdzie następuje nagle zmiana kierunku przepływu i prędkości spalin. W tych samych obszarach obserwowane jest intensywne nagrzewanie betonu akumulacyjnego (np. rys. 10).

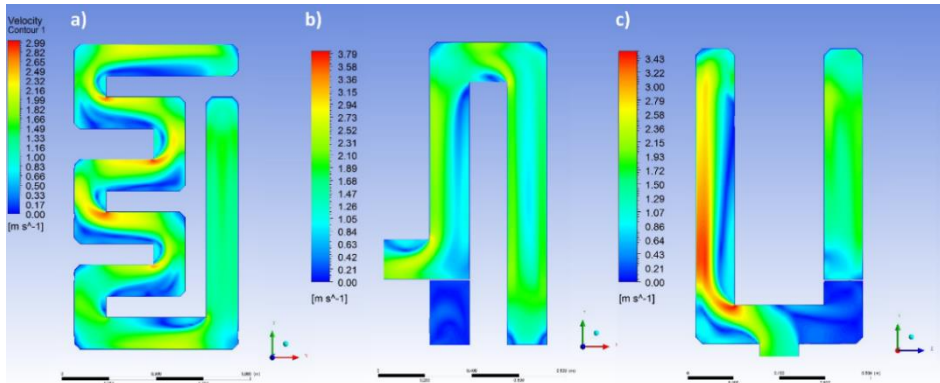


Rys. 12. Rozkład temperatury na powierzchni zewnętrznej wachlarzowego wymiennika ciepła:
a) widok od tyłu paleniska, b) widok od frontu paleniska

Tabela 2 stanowi podsumowanie analizy porównawczej akumulacyjnego wymiennika ciepła przebadanego na stanowisku doświadczalnym oraz zaproponowanego alternatywnie wymiennika nasadowego. Wymiennik wachlarzowy przeważa w zakresie wszystkich cech istotnych z punktu widzenia efektywności odbioru ciepła spalin. Mniejsza masa całkowita wymiennika nasadowego stanowi jednak zaletę z punktu widzenia możliwości wykończenia układu, pozwala bowiem na budowę systemu kominika z wymiennikiem akumulacyjnym, stylizowanym na piec kaflowy. Warto wziąć pod uwagę także aspekt organizacji przestrzeni w ogrzewanym pomieszczeniu – wymiennik nasadowy nie wymaga wygospodarowania dodatkowego miejsca (poza paleniskiem).

Kolumna tabeli 2 zatytułowana „ ΔT ” prezentuje możliwość obniżenia temperatury spalin przy zastosowaniu obydwu typów wymienników.

Fakt, iż uzyskany efekt jest mniej korzystny w przypadku wariantu nasadowego stanowi jedynie sugestię, aby tego typu wymiennik stosować w połączeniu ze źródłem ciepła o mocy nominalnej niższej niż w przypadku wykorzystanego w pomiarach.



Rys. 13. Rozkład prędkości spalin w kanale wymiennika: a) w konfiguracji wachlarzowej, b) w konfiguracji nasadowej – widok boczny (po lewej wylot spalin), c) w konfiguracji nasadowej – widok z tyłu (na dole widoczny wlot spalin)

Tabela 2. Zestawienie parametrów wachlarzowego i nasadowego akumulacyjnego wymiennika ciepła

Typ wymiennika	Masa [kg]	Długość kanału [m]	Liczba zmian kierunku przepływu spalin	ΔT ($T_{we} - T_{wy}$) [K]	ΔT (pomiar) ($T_{we} - T_{wy}$) [K]	Spadek straty kominowej [%]
Wachlarzowy	1070	7,33	15	166	157	54
Nasadowy	920	6,26	9	132	-	43

Ostatnia kolumna prezentuje możliwość redukcji wartości straty kominowej, wynikającą z obniżenia temperatury spalin opuszczających układ, względem przypadku nie zastosowania odbioru ciepła za czopuchem (brak wymiennika). Obliczenie wykonano wykorzystując wzór 1, zakładając zawartość CO₂ w spalinach równą 10%, temperaturę otoczenia równą 20°C oraz wartość stałej Siegerta równą 0,75. Ponadto, przyjęto temperaturę spalin w czopuchu równą 300°C. Biorąc pod uwagę, iż rozpatrywana strata stanowi najważniejszy element bilansu cieplnego urządzeń grzewczych małej mocy, jej redukcja o połowę dowodzi zasadności wykorzystywania akumulacyjnych wymienników ciepła w domowych systemach grzewczych zasilanych drewnem.

4. WNIOSKI

Akumulacyjne wymienniki ciepła umożliwiają znaczną redukcję strat, szczególnie związanych z wysoką temperaturą spalin, charakterystyczną dla klasycznych wkładów kominkowych.

Na podstawie analiz eksperymentalnych przeprowadzonych na stanowisku z paleniskiem akumulacyjnym oraz wymiennikiem ciepła w konfiguracji wachlarzowej,

możliwe było określenie parametrów niezbędnych do budowy modelu numerycznego w/w wymiennika. W wyniku przeprowadzonych obliczeń numerycznych uzyskano rezultaty o stopniu zgodności z danymi doświadczalnymi, umożliwiającym zaimplementowanie założeń do modelu wymiennika ciepła o alternatywnej, nasadowej budowie. Na podstawie wyników obydwu symulacji przeprowadzono analizę porównawczą istotnych cech rozpatrywanych urządzeń. Określono podstawowe cechy wymiennika akumulacyjnego decydujące o efektywności odbioru ciepła spalin, w tym dużą masę wymiennika, liczne zmiany kierunku przepływu gazu w kanale spalinowym i odpowiednio dobraną geometrię bryły. Wielkość wymiennika ciepła należy dobierać do mocy nominalnej paleniska tak, aby osiągnąć jednocześnie jak najniższą, ale zarazem bezpieczną z punktu widzenia ryzyka wykraplania kondensatu temperaturę spalin na wyjściu z układu kanałów. Ponadto, decyzja o zastosowaniu nasadowego lub wachlarzowego wariantu jest zawsze zależna od preferencji estetycznych inwestora i charakterystyki przestrzennej ogrzewanych pomieszczeń.

LITERATURA

- [1] KRUCZEK S., *Kotły. Konstrukcje i obliczenia*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2001, 336–347.
- [2] Materiały informacyjne dotyczące technologii budowy kominków dostępne na stronie producenta: http://www.cebud.eu/index.php?page=news&kid=2&pkid=29#kominki_otwarte, dostęp: 10.01.15.
- [3] RYBAK W., *Spalanie i współspalanie biopaliw stałych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2006, 169–174.

THE IMPACT OF THE CONSTRUCTION OF THE ACCUMULATION HEAT EXCHANGER ON THE HEAT BALANCE AND EFFICIENCY OF HEATING USING THE WOOD – FIRED STOVE

The paper presents a comparison of two alternative constructions of accumulation heat exchanger on the operating parameters of the heating system, based on a modern accumulation hearth, with the nominal power of 22.5 kW. On the basis of experimental studies carried out on the test bench, the set of assumptions and boundary conditions necessary to design a numerical model has been developed. The numerical modeling of current state of the accumulation heat exchanger and alternative proposed design, using commercial code ANSYS Workbench 15 has been carried out. The results of measurement and simulation of the current configuration of the heat exchanger have been compared. Due to satisfying agreement between experimental and numerical data, the comparison of CFD (Computational Fluid Dynamics) models of two considered constructions of the accumulation heat exchanger was possible. Significant aspects of the constructions have been identified and discussed. Moreover, the impact of application of the accumulation heat exchanger on the total efficiency of the heating system has been determined.