



Autoreferat

wynikający z art. 13 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz. U. 2017 r. poz. 1789)

mgr inż. Wojciech Judt

Tytuł pracy doktorskiej:

**Analiza procesu wymiany ciepła uzyskiwanego ze
spalania paliw stałych w warunkach nieruchomego złoża**

Promotor:

dr hab. inż. Rafał Urbaniak

Promotor pomocniczy

dr inż. Magda Joachimiak

Poznań, 2022

Spis treści

1. Dane osobowe	3
2. Posiadane dyplomy, stopnie zawodowe, odbyte szkolenia	3
2.1. Tytuły zawodowe	3
2.2. Zrealizowane szkolenia	5
3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych	6
4. Wskazanie osiągnięć naukowych wchodzących w skład dysertacji	7
4.1. Tytuł pracy doktorskiej	7
4.2. Zestawienie publikacji naukowych stanowiących pracę doktorską	7
4.3. Streszczenie w języku polskim oraz języku angielskim	8
5. Uzasadnienie podjętej tematyki	10
6. Określenie problemu badawczego	11
7. Metodologia badań wykorzystana do realizacji celów rozprawy doktorskiej	12
7.1. Analiza przepływu ciepła dla modułowego wymiennika ciepła	14
7.2. Analiza przepływu ciepła dla kotła małej mocy wyposażonego w komorę dopalającą	19
7.3. Analiza przepływu ciepła dla badawczej komory cylindrycznej	25
8. Wyniki badań wchodzące w skład pracy doktorskiej	35
8.1. Analiza pracy wymiennika modułowego	35
8.2. Analiza pracy kotła wyposażonego w komorę dopalającą	43
8.3. Analiza pracy komory cylindrycznej	50
9. Podsumowanie i wnioski	62
10. Wykaz zastosowanych symboli	63
11. Syntetyczne ujęcie wkładu w rozwój dyscypliny naukowej budowa i eksploatacja maszyn (inżynieria mechaniczna)	65
12. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych	66
12.1. Projekty i prace na rzecz przemysłu, opinie, złożone wnioski o finansowanie	66
12.2. Zgłoszenia patentowe	67
12.3. Osiągnięcia dydaktyczne i organizacyjne	68
12.4. Otrzymane nagrody	69
13. Zbiorcze zestawienie osiągnięć naukowo-badawczych	70

1. Dane osobowe

mgr inż. Wojciech Judt

Aktualne miejsce zatrudnienia:

Politechnika Poznańska

Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki

Instytut Energetyki Ciepłej

ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań

Stanowisko: Asystent

Obszar zainteresowań naukowych:

- analiza procesów przepływu ciepła;
- modelowanie zagadnień przepływu ciepła w urządzeniach energetycznych z wykorzystaniem metod obliczeniowych CFD (Computational Fluid Dynamics);
- optymalizacja efektywności energetycznej urządzeń cieplnych;

2. Posiadane dyplomy, stopnie zawodowe, odbyte szkolenia

2.1. Tytuły zawodowe

2012 - 2016 - inżynier

Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, kierunek: Mechanika i Budowa Maszyn, specjalność: Technika Ciepła;

Tytuł pracy inżynierskiej: Analiza pola temperatury w kotle Q-EKO 15 kW uzyskanego metodami eksperymentalnymi i numerycznymi;

Promotor: dr inż. Rafał Urbaniak;

Praca inżynierska została wyróżniona w konkursie Federacji Stowarzyszeń Naukowo-technicznych NOT Rada w Poznaniu w obszarze techniki oraz organizacji produkcji i usług w 2017 roku.

2016 - 2017 – magister inżynier

Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, kierunek: Mechanika i Budowa Maszyn, specjalność: Energetyka Ciepła;

Tytuł pracy magisterskiej: Analiza numeryczna powstawania tlenków azotu ze spalania węgla w kotłach małej mocy;

Promotor: dr inż. Rafał Urbaniak;

Osiągnięcia uzyskane w trakcie studiów I i II stopnia zostały nagrodzone Stypendium Marszałka Województwa Wielkopolskiego III stopnia (uchwała 4632/2017) oraz medalem rektora Politechniki Poznańskiej w 2017 roku.

Kopię dyplomu nadania tytułu magistra inżyniera umieszczono w załączniku 1. Kopie dyplomów umieszczono w załączniku 5.

2017 – 2022 – studia doktoranckie

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Transportu, po zmianie struktury organizacyjnej uczelni Wydział Inżynierii Lądowej i Transportu, dyscyplina: Budowa i Eksploatacja Maszyn;

Otwarcie przewodu doktorskiego w dyscyplinie Budowa i Eksploatacja Maszyn dnia 11.02.2019 roku;

Tytuł: Analiza procesu wymiany ciepła uzyskiwanego ze spalania paliw w warunkach nieruchomego złoża;

W dziedzinie: nauki techniczne;

W dyscyplinie: Budowa i eksploatacja maszyn;

Promotor: dr hab. inż. Rafał Urbaniak;

Promotor pomocniczy: dr inż. Magda Joachimiak;

2.2. Zrealizowane szkolenia

Kopie certyfikatów oraz potwierżeń ukończenia wymienionych szkoleń umieszczono w Załączniku 5.

2018 – Szkolenie pt.: Spalanie i Radiacja w ANSYS Fluent z zakresu użytkowania oprogramowania ANSYS, prowadzący: Marcin Kryś, firma Mesco;

2018 – Szkolenie pt.: Termika w ANSYS Fluent z zakresu użytkowania oprogramowania ANSYS, prowadzący: Marcin Kryś, firma Mesco;

2018 – Szkolenie pt.: Wprowadzenie do analiz przepływów w ANSYS CFD z zakresu użytkowania oprogramowania ANSYS, prowadzący: Marcin Kryś, firma Mesco;

2018 – Szkolenie pt.: Geometria i siatki na potrzeby analiz CFD z zakresu użytkowania oprogramowania ANSYS, prowadzący: Marcin Kryś, firma Mesco;

2018 – Szkolenie pt.: Wprowadzenie do UDF'ów z zakresu użytkowania oprogramowania ANSYS, prowadzący: Marcin Kryś, firma Mesco;

2018 – Szkolenie pt.: Fluid Structure Interaction z zakresu użytkowania oprogramowania ANSYS, prowadzący: Mateusz Pawłucki, firma Mesco;

2018 – Szkolenie pt.: Zaawansowane tworzenie siatek w ICEM CFD z zakresu użytkowania oprogramowania ANSYS, prowadzący: Mateusz Pawłucki, firma Mesco;

2018 – Szkolenie pt.: Analizy termiczne i termomechaniczne w ANSYS z zakresu użytkowania oprogramowania ANSYS, prowadzący: Marcin Hatłas, firma Mescos;

2018 – Szkolenie pt.: Optymalizacja konstrukcji z zakresu użytkowania oprogramowania ANSYS, prowadzący: Marcin Hatłas, firma Mescos;

2018 – Szkolenie pt.: LabVIEW Core 1 z zakresu wykorzystania oprogramowania LabVIEW, prowadzący: Tomasz Kowalczyk, firma National Instruments;

2018 – Szkolenie pt.: LabVIEW Core 2 z zakresu wykorzystania oprogramowania LabVIEW, prowadzący: Tomasz Kowalczyk, firma National Instruments;

2018 – Szkolenie pt.: Szkolenie z analizy i wizualizacji danych z wykorzystaniem języka programowania Python, prowadzący: Martyna Urbanek-Trzeciak, firma ATcomputers;

2019 – Szkolenie pt.: LabVIEW Data Acquisition and Signal Conditioning z zakresu wykorzystania oprogramowania LabVIEW, prowadzący: Tomasz Kowalczyk, firma National Instruments;

3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych

2015 – 2017 – Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Katedra Techniki Ciepłej, Pracownik Techniczny;

2017 – 2018 – Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu / Wydział Inżynierii Transportu, Katedra Techniki Ciepłej, Starszy Referent Techniczny;

2018 – obecnie - Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Transportu / Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, Katedra Techniki Ciepłej / Instytut Energetyki Ciepłej, Asystent;

4. Wskazanie osiągnięć naukowych wchodzących w skład dysertacji

4.1. Tytuł pracy doktorskiej

Tytułem pracy doktorskiej wynikającej z art. 13 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz. U. 2017 r. poz. 1789) jest:

Analiza procesu wymiany ciepła uzyskiwanego ze spalania paliw stałych w warunkach nieruchomego złoża

Na pracę doktorską składają się trzy publikacje naukowe, opublikowane w recenzowanych czasopismach naukowych wyróżnionych w Journal Citation Reports, posiadających współczynnik Impact Factor, które indeksowane są w bazie Web of Science.

4.2. Zestawienie publikacji naukowych stanowiących pracę doktorską

1. **Judt W.**, Numerical and Experimental Analysis of Heat Transfer for Solid Fuels Combustion in Fixed Bed Conditions, *Energies*, vol. 13, is. 22, pp. 6141: 1-18, 2020, DOI: 10.3390/en13226141 [Czasopismo indeksowane w JCR, IF = 3,004, 140 pkt. – udział własny 100%];
2. **Judt W.**, Ciupek B., Urbaniak R., Numerical study of a heat transfer process in a low power heating boiler equipped with afterburning chamber, *Energy*, vol. 196, 2020, DOI: 10.1016/j.energy.2020.117093 [Czasopismo indeksowane w JCR, IF = 7,147, 200 pkt. – udział własny 85%];
3. **Judt W.**, Bartoszewicz J., Analysis of fluid flow and heat transfer phenomenon in a modular heat exchanger, *Heat Transfer Engineering*, vol. 42, is. 3-4, 2021 (opublikowano online w 2019), DOI: 10.1080/01457632.2019.1699291 [Czasopismo indeksowane w JCR, IF = 2,172, 70 pkt. – udział własny 90%];

Kopie publikacji wraz z oświadczeniami autorów o procentowym udziale w przygotowaniu publikacji zamieszczono w Załączniku 2.

4.3. Streszczenie w języku polskim oraz języku angielskim

Streszczenie

Tematyka pracy doktorskiej związana jest z analizą przepływu ciepła zachodzącego w instalacjach spalających paliwa stałe wewnątrz nieruchomego złoża. Badania przeprowadzono dla trzech wybranych instalacji ciepłowniczych, które reprezentują systemy wykorzystywane w sektorze przemysłowym oraz indywidualnym. Prace zorientowano na określenie charakteru przepływu ciepła w wybranych instalacjach ciepłowniczych, w zależności od ich rzeczywistego obciążenia cieplnego. Na tej podstawie przeanalizowano możliwości poprawy efektywności energetycznej tych instalacji. Przeprowadzona analiza pozwoliła określić wpływ charakteru przepływu spalin na zachodzące procesy przepływu ciepła. W trakcie prowadzonych prac zaprojektowano wybrane elementy instalacji ciepłowniczych poddanych analizie. Przygotowano trzy modele CFD przepływu ciepła, korzystając do tego celu z oprogramowania Ansys Fluent. Prowadzone prace badawcze w kolejnych etapach rozszerzały zagadnienia badawcze, jakie rozpoznano podczas realizacji wcześniejszych etapów badań. Ostatni etap prac dotyczących modelowania CFD związany był z odtworzeniem warunków zachodzących podczas spalania węgla kamiennego oraz pelletu drzewnego wewnątrz złoża. Model umożliwiający modelowanie spalania został poddany walidacji podczas przeprowadzonych badań eksperymentalnych na zaprojektowanym do tego celu stanowisku badawczym. W trakcie badań wykazano wpływ zmieniającego się obciążenia cieplnego wymienników podczas ich eksploatacji na procesy przepływu ciepła. Dokonano również analizy wpływu zastąpienia paliw pierwotnych przez biomasę w postaci pelletu spalanego w nieruchomym złożu na parametry przepływu ciepła. Do analizowanych wielkości należał rozkład strumienia ciepła oraz rozkład współczynników przejmowania ciepła w funkcji odległości od złoża paliwa na powierzchniach odbierających ciepło. Na podstawie przeprowadzonej analizy wyznaczono udział promieniowania i konwekcji w funkcji zmieniającego się obciążenia cieplnego dla analizowanych urządzeń energetycznych.

Dissertation title

Analysis of heat transfer process obtained from solid fuel burning in fixed bed conditions

Abstract

The topic of the dissertation was connected with an analysis of the influence of heat transfer phenomena, obtained during solid fuel burning in fixed bed conditions. Heat transfer phenomena were analyzed for three chosen thermal objects, which represented different types of installations used in industrial and domestic applications. Conducted research was oriented on the determination of the heat transfer phenomenon, that occurred in chosen thermal installations, depending on the real heat load. During the research, the possibility of thermal efficiency improvement of the mentioned installations was analyzed. Conducted analysis allowed to determine a character of exhaust gas flow for heat transfer processes. During the research chosen elements of analyzed installations were designed. Three heat transfer CFD models were prepared by application of the Ansys Fluent software. The last part of the research was connected with CFD modeling of solid fuel burning in fixed bed conditions. The fuel burning model was validated during the experimental part of the research. A test stand used during the experimental part of the research was designed by the author of the thesis. Conducted work was oriented on the designation of the heat transfer phenomena and possibilities of thermal efficiency improvement in selected thermal installations. During the research, an exhaust gas flow analysis through chosen heating devices was conducted. It allowed for concluding an influence of the character of a flow and various heat loads of the heating devices for the heat transfer processes. Also, the influence of primary solid fuels substitution by renewable solid fuels for a heat transfer phenomena was analyzed. The distribution of heat flux and heat transfer coefficients as a function of the distance from the fuel bed was analyzed. It allowed for determining radiation and convection participation in a heat transfer process as a function of the heat load of the analyzed thermal devices.

5. Uzasadnienie podjętej tematyki

Ramy polityki klimatyczno-energetycznej Unii Europejskiej zakładają, że do 2030 roku konieczne jest wdrożenie znaczących zmian dotyczących oddziaływania sektora energetycznego na środowisko naturalne w poszczególnych krajach członkowskich. Jednym z założeń poczynionych przez Komisję Europejską jest ograniczenie o co najmniej 32.5% zużycia energii pierwotnej w stosunku do prognoz zużycia energii w 2030 roku.

Komisja Europejska w rozporządzeniu 2015/1189 zauważyła, że istnieją możliwości poprawy efektywności energetycznej kotłów spalających paliwa stałe o mocy cieplnej poniżej 500 kW. Według danych Głównego Urzędu Statystycznego aż 35% polskich gospodarstw domowych jest ogrzewanych dzięki kotłom małej mocy na paliwa stałe. Komisja Europejska zwróciła szczególną uwagę na zagadnienie punktu pracy osiąganego przez tego typu urządzenia energetyczne. Kotły grzewcze na paliwa stałe przez większą część roku pracują z minimalną mocą cieplną jedynie podtrzymując proces spalania, aby nie doszło do wygaszenia. Warunki pracy urządzenia w trakcie eksploatacji z mocą minimalną zasadniczo różnią się od tych, jakie występują podczas pracy z mocą nominalną, na jaką urządzenie zostało zaprojektowane.

Według danych Urzędu Regulacji Energetyki dostępem do ciepła systemowego objętych jest około 40% polskich gospodarstw domowych. Około 80% wyprodukowanego ciepła systemowego pochodzi ze spalania paliw stałych. W zakładach ciepłowniczych oraz elektrociepłowniczych eksploatuje się urządzenia energetyczne o wyższych mocach cieplnych niż ma to miejsce w przypadku ogrzewnictwa indywidualnego. Urządzenia te pracują zwykle w okolicach punktu znamionowego, na jaki zostały zaprojektowane. Wiele instalacji ciepłowniczych działających w sektorze przemysłowym wymaga przeprowadzenia prac modernizacyjnych. Wynika to z długiego okresu ich eksploatacji sięgającego nawet do kilkudziesięciu lat. Czas przestoju może zostać wykorzystany również na przeprowadzenie działań, które doprowadzą do podniesienia efektywności energetycznej modernizowanych instalacji.

Badania dotyczące przepływu ciepła podczas spalania paliw stałych w warunkach nieruchomego złoża mogą przysłużyć się szerszemu poznaniu zjawisk przepływu ciepła,

jakie zachodzą w trakcie eksploatacji urządzeń energetycznych stosowanych w przemysłowych i indywidualnych instalacjach ciepłowniczych. Ocena charakteru przepływu ciepła zachodzącego w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych dla badanych urządzeń energetycznych może pozwolić na podniesienie ich sprawności cieplnej. Wzrost sprawności instalacji energetycznych, niezależnie od osiąganego poziomu mocy skutkuje ograniczeniem zużycia stosowanych paliw stałych. W efekcie prowadzi to do ograniczenia negatywnego oddziaływania na środowisko naturalne przez emitowanie zanieczyszczeń. Korzyści wynikające z ograniczenia zużycia paliw związane są również z obniżeniem generowanych nakładów podczas eksploatacji instalacji, co niesie za sobą wymierne korzyści ekonomiczne. Należy do nich obniżenie nakładów finansowych związanych z zakupem i transportem paliwa (zarówno dla podmiotów przemysłowych, jak i indywidualnych) oraz kosztów ponoszonych z tytułu emisji dwutlenku węgla do atmosfery przez podmioty przemysłowe. Na przestrzeni ostatnich miesięcy jesteśmy świadkami znaczących wzrostów cen paliw oraz uprawnień na emisję dwutlenku węgla. Określenie wpływu zachodzących procesów przepływu ciepła na osiąganą sprawność w trakcie rzeczywistych warunków eksploatacyjnych instalacji energetycznych pozwoli na ograniczenie nakładów finansowanych, jakie są ponoszone z tego tytułu.

6. Określenie problemu badawczego

Celem głównym prowadzonych badań jest ocena możliwości poprawy efektywności energetycznej instalacji wyposażonych w kotły na paliwa stałe, realizujących spalanie w nieruchomym złożu dla zróżnicowanych warunków eksploatacyjnych.

Rozwiązanie głównego problemu badawczego wiąże się z uzyskaniem odpowiedzi na szczegółowe cele badawcze:

- I. Określenie, jaki wpływ na procesy przepływu ciepła ma charakter przepływu gazów spalinowych przez wymienniki ciepła;

- II. Stwierdzenie, jaki wpływ na zachodzące procesy przepływu ciepła ma zmieniające się obciążenie cieplne instalacji ciepłowniczych;
- III. Wyznaczenie wpływu zastępowania spalania stałych paliw pierwotnych przez stałe paliwa odnawialne na zachodzące w instalacjach ciepłowniczych procesy przepływu ciepła;

7. Metodologia badań wykorzystana do realizacji celów rozprawy doktorskiej

Złożoność postawionego problemu badawczego wymusiła prowadzenie badań naukowych w wieloetapowy sposób. Przeanalizowano charakter pracy trzech wybranych instalacji ciepłowniczych, gdzie postawiony problem badawczy traktowano w coraz ściślejszym zakresie, realizując kolejne szczegółowe cele badawcze. Badania przeprowadzono zarówno dla instalacji przemysłowych oraz takich, jakie znajdują zastosowanie w sektorze indywidualnym. W ramach badań dotyczących instalacji przemysłowych przeanalizowano procesy przepływu ciepła zachodzące podczas eksploatacji modułowego wymiennika ciepła (ekonomizera). W przypadku instalacji stosowanych w ogrzewnictwie indywidualnym przebadano pracę kotła wyposażonego w komorę dopalającą dla zmieniającego się obciążenia cieplnego urządzenia. Badania uzupełniono o analizę przepływu ciepła zachodzącą wewnątrz komory badawczej o geometrii walcowej, którą wykorzystano w czasie badań eksperymentalnych. W ramach przeprowadzonych prac projektowych elementów instalacji ciepłowniczych wykonywano obliczenia przepływu ciepła, które oparto o równania kryterialne. Zaprojektowane elementy instalacji (ekonomizer modułowy, cylindryczna komora badawcza) zostały szczegółowo omówione w rozdziałach 7.1 oraz 7.3. Przygotowano trzy modele numeryczne z zastosowaniem metod CFD. Obliczenia prowadzono z wykorzystaniem metody objętości skończonych w środowisku Ansys Fluent. Model CFD, powstający w trakcie kolejnego etapu prac stanowił rozwinięcie modelu opracowanego we

wcześniejszej fazie badań. Przeprowadzono walidację najbardziej zaawansowanego modelu CFD podczas zrealizowanych badań eksperymentalnych.

Etap prac poświęcony przemysłowej instalacji ciepłowniczej, wykorzystywanej w przemyśle spożywczym, dotyczył wdrożenia do instalacji dodatkowego wymiennika modułowego. Zadaniem ekonomizera był odzysk ciepła zawartego w spalinach, które powstawały w kotle spalającym paliwo stałe w warunkach nieruchomego złoża (rys. 1). Podczas przeprowadzonych prac wymiennik został zaprojektowany w taki sposób, aby możliwa była zmiana efektywnej powierzchni wymiany ciepła, przez zmianę ilości pracujących sekcji wymiennika w zależności od aktualnych potrzeb. Obliczenia projektowe przeprowadzono dla nominalnych warunków eksploatacyjnych instalacji. W takich warunkach instalacja ta jest eksploatowana przez większość czasu.

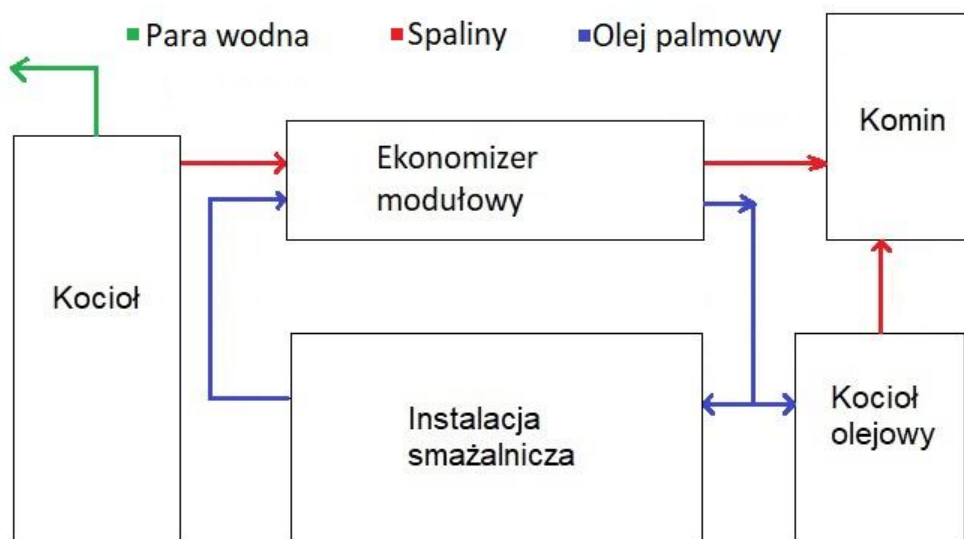
Przygotowanie projektu wspomnianej instalacji przemysłowej przeznaczonej do odzysku ciepła pozwoliło na rozpoznanie kolejnego zagadnienia badawczego. Kolejny etap badań dotyczył wyjaśnienia wpływu zmieniającego się obciążenia cieplnego instalacji grzewczych spalających paliwa stałe w nieruchomym złożu. Takie instalacje stosowane są w indywidualnych systemach grzewczych. Zauważono, że instalacje stosowane w ogrzewnictwie indywidualnym w odróżnieniu od instalacji przemysłowych przez większą część roku nie osiągają mocy znamionowej. Urządzenia tego typu są zwykle eksploatowane z mocą wynoszącą kilkanaście procent nominalnego obciążenia cieplnego. Z tego względu postanowiono przeanalizować, w jaki sposób charakter przepływu gazów spalinowych wpływa na zachodzące procesy przepływu ciepła dla zmieniających się warunków eksploatacyjnych instalacji ciepłowniczych małych mocy. Badania te przeprowadzono dla konstrukcji kotła małej mocy, który wyposażono w dodatkową komorę dopalającą (rys. 4).

Modelowanie CFD charakteru przepływu ciepła dla zmieniającego się obciążenia cieplnego kotła wyposażonego w komorę dopalającą zainicjowało trzeci etap prac. Model przepływu ciepła rozbudowano o proces spalania paliw stałych różnego typu wewnątrz nieruchomego złoża. Skupiono się na modelowaniu spalania dwóch najbardziej popularnych typów paliw wewnątrz palnika retortowego. Do paliw tych należał węgiel

kamienny sortymentu groszek (popularnie nazywany ekogroszkiem) oraz pellet drzewny. Przeprowadzone badania pozwoliły dokonać analizy wpływu zastępowania paliw pierwotnych przez paliwa odnawialne na zachodzące zjawiska przepływu ciepła wewnątrz badanej instalacji. Badania umożliwiły przeprowadzenie szczegółowej analizy zjawisk przepływu ciepła zachodzących wewnątrz cylindrycznej komory spalania (rys. 5).

7.1. Analiza przepływu ciepła dla modułowego wymiennika ciepła

Pierwsza część badań związana była z analizą możliwości poprawy efektywności energetycznej kotła energetycznego o mocy 4 MW wykorzystywanego do produkcji pary technologicznej w zakładzie przetwórstwa żywności. Kocioł generuje ciepło spalając węgiel kamienny wewnątrz złoża. W tym celu zaprojektowano ekonomizer, którego zadaniem jest odzysk części ciepła odpadowego zawartego w spalinach opuszczających kocioł.



Rysunek 1. Schemat instalacji ciepłowniczej przeznaczonej do odzysku ciepła odpadowego dzięki zastosowaniu dodatkowego wymiennika modułowego [1]

Przyjęta koncepcja polegała na wykorzystaniu odzyskanego ciepła do podgrzewania oleju palmowego, który mógłby być następnie zastosowany przy realizacji innego procesu technologicznego w zakładzie. Olej po przepracowaniu mógłby podlegać spalaniu w dodatkowym kotle olejowym celem utylizacji. Schemat instalacji

przeznaczonej do odzysku ciepła odpadowego pochodzącego z parowego kotła rusztowego na paliwa stałe przedstawiono na rysunku 1.

Zaprojektowanie wymiennika wymagało założenia ilości ciepła, które można odzyskać. Konieczne było oszacowanie temperatury oleju oraz gazów spalinowych jakie są dostarczane do wymiennika. Przyjęto temperaturę oleju dostarczanego do wymiennika z instalacji smażalniczej na poziomie 130 °C. Temperatura spalin dostarczanych do wymiennika w trakcie pracy instalacji z mocą nominalną została oszacowana na poziomie 260 °C. Na podstawie zebranych danych wyznaczono także dopuszczalną temperaturę spalin za wymiennikiem wynoszącą 180 °C. Założona temperatura spalin opuszczających wymiennik wynika z konieczności ograniczenia jego gabarytów w związku z aspektem ekonomicznym przeprowadzonej inwestycji. Założono także, że temperatura spalin wypływających z ekonomizera powinna znajdować się powyżej wodnego i kwasowego punktu rosy. Założenie to jest związane z ograniczeniem oddziaływania korozyjnego na elementy instalacji znajdujące się za wymiennikiem. Strumień ciepła, możliwy do odbioru w ekonomizerze, który nie doprowadzi do nadmiernego wychłodzenia spalin poniżej kwasowego oraz wodnego punktu rosy wyznaczono zgodnie z równaniem (1), które przedstawia bilans energii pomiędzy gazami spalinowymi a olejem palmowym dla projektowanego wymiennika modułowego. W oparciu o przedstawione dane określono maksymalny strumień ciepła, jaki może być odzyskany ze spalin opuszczających kocioł. Wynosi on około 150 kW.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{eg} C_{p,eg} (T_{i,eg} - T_{o,eg}) = \dot{m}_{po} C_{p,po} (T_{i,po} - T_{o,po}) \quad (1)$$

W trakcie prac projektowych ustalono, że konstrukcja wymiennika powinna umożliwiać regulację strumienia ciepła, jaki może być przez niego odbierany. Z tego powodu zdecydowano się na konstrukcję modułową, która zezwala na zmianę efektywnej powierzchni wymiany ciepła w trakcie eksploatacji urządzenia. Dzieje się tak dzięki wcześniejszemu wyprowadzeniu czynnika chłodzącego wymiennik na zewnątrz, pomijając jego kolejne sekcje. W trakcie prac projektowych zdecydowano się na zastosowanie konstrukcji płaszczowo-rurowej, w której po stronie płaszczka występuje przepływ spalin, zaś wewnątrz rur – przepływ oleju. Skierowanie przepływu spalin po stronie płaszczka

pozwała na zachowanie optymalnej prędkości przepływu, która nie wygeneruje nadmiernego spadku ciśnienia.

Projekt ekonomizera oparto o obliczenia, które przeprowadzono z wykorzystaniem równań kryterialnych. Na potrzeby obliczeń założono moc nominalną wymiennika. Strumień ciepła przenikający pomiędzy czynnikami roboczymi w ekonomizerze opisuje równanie (2).

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta t_{log} \quad (2)$$

Współczynnik przenikania ciepła k jest opisany równaniem (3), zaś logarytmiczna różnica temperatur zachodząca między czynnikami termodynamicznymi wewnątrz ekonomizera przedstawia równanie (4).

$$k = \frac{1}{\frac{d_a}{\alpha_{conv, eg} \cdot d_{in}} + \frac{g_p}{\lambda_p} + \frac{d_a}{\alpha_{conv, po} \cdot d_{ex}}} \quad (3)$$

$$\Delta t_{log} = \frac{\frac{t_{i, eg} - t_{o, po}}{t_{o, eg} - t_{i, po}}}{\ln \frac{t_{i, eg} - t_{o, po}}{t_{o, eg} - t_{i, po}}} \quad (4)$$

Wartość współczynnika przejmowania ciepła osiąganego po stronie olejowej oraz gazowej wyznaczono w oparciu o definicję liczby Nusselta, zgodnie z równaniem (5).

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (5)$$

Wartość liczby Nusselta dla przepływu spalin wewnątrz płaszczki wymiennika wyznaczono na podstawie równania (6), które stosowane jest przy opływie pęczka rur. Liczbę Nusselta dla przepływu oleju po wewnętrznej stronie rur wyznaczono dzięki zastosowaniu równania (7), które jest stosowane podczas przepływu wewnątrz kanału zamkniętego.

$$Nu = 0.26 Re^{0.65} \cdot Pr_f^{0.33} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25} \quad (6)$$

$$Nu = 1.86 \left(Re Pr \frac{d}{l}\right)^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (7)$$

Wymagane w trakcie obliczeń wielkości fizyczne dla czynników termodynamicznych biorących udział w wymianie ciepła zostały odczytane dla średniej temperatury czynników w wymienniku i zostały sklasyfikowane w tabeli 1.

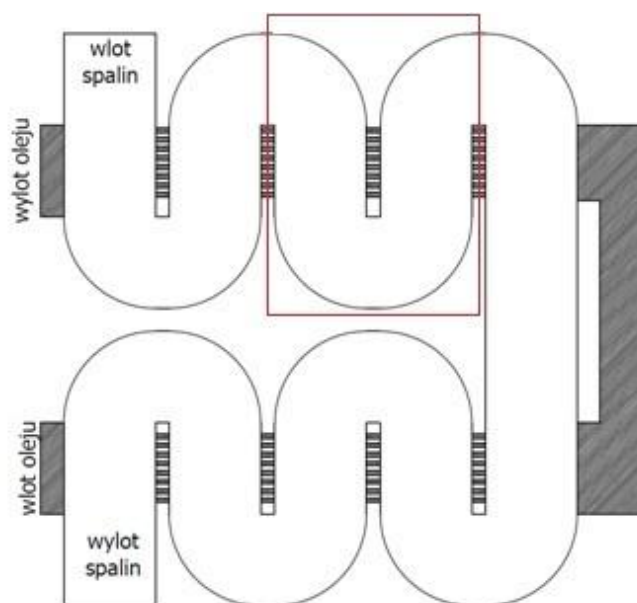
Tabela 1. Parametry termodynamiczne płynów wykorzystywanych w trakcie obliczeń analitycznych procesu wymiany ciepła w ekonomizerze [1]

Wielkość fizyczna	Spaliny	Olej palmowy
t_a [°C]	215	155
C_p [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	1097	2249
ρ [kg·m ⁻³]	0.636	825.4
λ [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	0.04	0.16
Pr [-]	0.7	47.7
ν [m ² ·s ⁻¹]	$3.28 \cdot 10^{-5}$	$4.18 \cdot 10^{-6}$

Przeprowadzone obliczenia umożliwiły zaprojektowanie wymiennika ciepła, którego schemat przedstawiono na rysunku 2. Kolorem białym oznaczono przepływ gazów spalinowych przez płaszcz wymiennika, z kolei na szaro oznaczono przepływ oleju palmowego wewnątrz pęczka rur. Wyznaczona powierzchnia wymiany ciepła przy założonych warunkach pracy wymiennika wyniosła 24 m². Wymiennik złożony jest z dziesięciu sekcji połączonych ze sobą szeregowo, które zostały ułożone w dwóch rzędach. Pięć kolejnych sekcji wymiennika zlokalizowanych w jednym rzędzie w dalszej części opracowania będzie nazywanych modułem. W każdej z sekcji spaliny opływają pęczek złożony z 64 rur o średnicy 19 mm, które ułożono w układzie szeregowym. Płaszcz wymiennika, którym przepływają gazy spalinowe, ma postać kwadratu o długości boku wynoszącym 0.5 m. Wyznaczona analitycznie moc ekonomizera została oszacowana na około 140 kW, przy uzyskaniu współczynnika przenikania ciepła na poziomie 96 Wm⁻²K⁻¹.

W trakcie badań dla zaprojektowanej konstrukcji ekonomizera przygotowano model numeryczny. Obliczenia CFD pozwoliły na przeanalizowanie charakteru przepływu czynników roboczych przez ten obiekt. Modelowanie wykonano podczas eksploatacji wymiennika z mocą nominalną. Analizę przeprowadzono w trzech etapach. W pierwszym etapie przygotowano obliczenia wstępne eksploatacji obu modułów wymiennika w stanie stacjonarnym. Obliczenia ze względu na ograniczone zasoby podzielono na dwie symulacje. Rozkład prędkości przepływu oraz temperatury spalin uzyskany na wylocie z pierwszego modułu wykorzystano jako wlotowy warunek brzegowy do modułu drugiego.

Obliczenia w pierwszym etapie prowadzone były na zgrubnej siatce obliczeniowej z zastosowaniem modelu turbulencji k-ε. Wspomniany model turbulencji został wyposażony w funkcję ściany, które odwzorowują warunki przepływowe zachodzące w warstwie przyściennej. Z tego powodu model ten jest stosowany podczas obliczeń prowadzonych na siatkach o mniejszej liczbie elementów. Jest to spowodowane mniejszymi wymaganiami dotyczącymi wielkości elementów siatki zlokalizowanych w warstwie przyściennej.



Rysunek 2. Schemat zaprojektowanego ekonomizera [1]

Drugi etap obliczeń numerycznych związany był z przeprowadzeniem szczegółowej analizy przepływowej w stanie stacjonarnym dla dwóch sąsiadujących ze sobą sekcji wymiennika. Model geometryczny wykorzystywany podczas tego etapu stanowił periodyczny element zaprojektowanej konstrukcji. Obliczenia przeprowadzono dla trzeciej i czwartej sekcji wymiennika, licząc w kierunku przepływu. Obszar ten oznaczono na rysunku 2 kolorem czerwonym. Warunki brzegowe wykorzystywane podczas szczegółowej analizy były efektem wcześniej wykonanych numerycznych obliczeń wstępnych na siatce zgrubnej. Jako warunek brzegowy na wlocie do domeny zastosowano profil prędkości przepływu oraz temperatury czynników roboczych zebrany

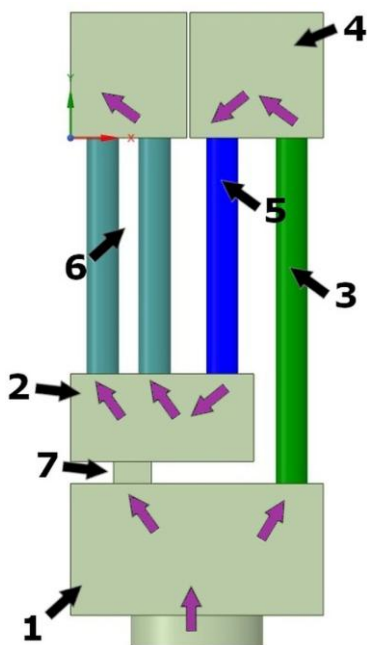
w trakcie obliczeń wstępnych. Profile te zlokalizowane były w płaszczyźnie stanowiącej wlot do periodycznej części wymiennika. Obliczenia dla elementu periodycznego wykonywane były dla siatki o większej ilości elementów w stosunku do etapu pierwszego. W czasie obliczeń zastosowano model turbulencji $k-\omega$ SST. Model ten pozwala na lepsze odwzorowanie warunków przepływowych zachodzących w warstwie przyściennej, w stosunku do modelu $k-\epsilon$. Zastosowanie modelu $k-\omega$ SST wymaga jednak przygotowania siatki obliczeniowej charakteryzującej się odpowiednią wielkością elementów zlokalizowanych w warstwie przyściennej, co zostanie szerzej omówione w rozdziale 7.3.

Podczas trzeciego etapu obliczeń CFD dla wymiennika modułowego przeanalizowano niestacjonarny charakter przepływu przez jego periodyczny element. Trzeci etap polegał na zastosowaniu hybrydowego modelu (RANS/LES). Etap ten związany był z przeprowadzeniem analizy dotyczącej powstawania struktur wielkowirowych podczas przepływu gazów spalinowych przez wymiennik. Inicjalizacja pola przepływowego do analizy typu DDES (Delayed Detached Eddy Simulation) wykorzystuje wyniki wygenerowane we wcześniejszym etapie (analiza RANS). W tym celu skorzystano z rozwinięcia rozwiązania RANS uzyskanego podczas obliczeń stacjonarnych dla periodycznej części konstrukcji z zastosowaniem metodyki DDES. Siatka obliczeniowa przygotowana do obliczeń stacjonarnych posiadała rozdzielczość odpowiednią również dla tego etapu. Minimalny rozmiar elementu został wyznaczony na podstawie uzyskanej w analizie RANS wartości energii kinetycznej turbulencji oraz wartości jej dysypacji. Z tego względu obliczenia dla modelu DDES zostały wykonane na tej samej siatce co obliczenia prowadzone z zastosowaniem modelu $k-\omega$ SST.

7.2. Analiza przepływu ciepła dla kotła małej mocy wyposażonego w komorę dopalającą

Kolejna część badań dotyczyła analizy pracy kotła małej mocy spalającego paliwo stałe. Kocioł w trakcie pracy współpracuje z wyporowym palnikiem retortowym, który jest odpowiedzialny za spalanie węgla w nieruchomym złożu. Kocioł został konstrukcyjnie wyposażony w dodatkową komorę dopalającą. Zadaniem komory dopalającej jest

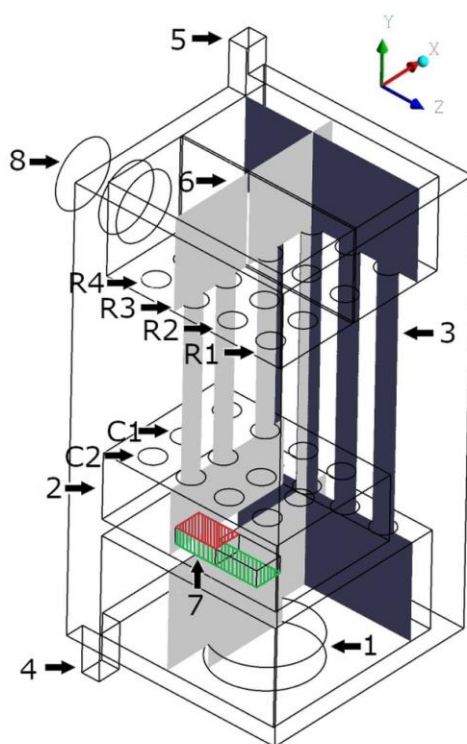
utlenienie pozostałych frakcji palnych zawartych w spalinach, które wydostały się z komory głównej. Kocioł w trakcie eksploatacji w punkcie znamionowym osiąga moc cieplną na poziomie 18 kW.



Rysunek 3. Schemat przepływu spalin przez komorę wymiennikową: 1 - komora spalania, 2 – komora dopalająca, 3 – pierwszy ciąg, 4 – komora łącząca pierwszy i drugi ciąg, 5 – drugi ciąg, 6 – trzeci ciąg, 7 – kanał łączący komorę spalania z komorą dopalającą [2]

Schemat operacyjny przepływu spalin przez komorę wymiennikową kotła przedstawiono na rysunku 3. Na schemacie strzałkami w kolorze fioletowym oznaczono kierunek przepływu spalin przez badane urządzenie. Bezpośredni przepływ spalin z komory spalania (rys. 3, pkt. 1), do komory dopalającej (rys. 3, pkt. 2) możliwy jest dzięki kanałowi (rys. 3, pkt. 7) o prostokątnym przekroju, który łączy obie wspomniane części kotła. Pierwszy ciąg kotła (rys. 3, pkt. 3) tworzony jest przez cztery równoległe płomienice, znajdujące się w jednej płaszczyźnie. W ten sam sposób zbudowany został ciąg drugi (rys. 3, pkt. 5). Przepływ spalin pomiędzy pierwszym a drugim ciągiem kotła możliwy jest dzięki komorze (rys. 3, pkt. 4) łączącej oba ciągi. Trzeci ciąg (rys. 3, pkt. 6) tworzy osiem płomienic, które rozmieszczono szeregowo w dwóch płaszczyznach po cztery rury.

Na rysunku 4 przedstawiono schemat konstrukcyjny badanego urządzenia grzewczego. Budowa kotła umożliwia podział strumienia masy spalin na dwa oddzielne strumienie. Pierwszy strumień jest kierowany do komory dopalającej (rys. 4, pkt. 2) bezpośrednio przez łącznik (rys. 4, pkt. 7). Drugi strumień przepływa przez pierwszy i drugi ciąg kotła, skąd trafia do komory dopalającej. W komorze dopalającej oba strumienie gazów spalinowych się mieszają.



Rysunek 4. Schemat konstrukcji kotła: 1 – komora spalania, 2 – komora dopalająca, 3 – płaszczyzna YZ 4 – króciec dopływowy wody, 5 – króciec odpływowy wody, 6 – płaszczyzna XY, 7 –kanał łączący komorę spalania z komorą dopalającą (zielony – wielkość kanału podczas przepływu swobodnego, czerwony – wielkość kanału podczas dławienia przepływu), 8 – czopuch, C1-C2 – oznaczenie rzędów rur wzdłuż osi Z, R1-R4 – oznaczenie rzędów rur wzdłuż osi X [2]

Następnie spaliny kierowane są do trzeciego ciągu. Stamtąd trafiają do czopucha (rys. 4, pkt. 8). Schemat przepływu spalin pokazany na rysunku 3 zlokalizowano równoległe do płaszczyzny (rys. 4, pkt. 6), która odpowiada globalnej płaszczyźnie tworzonej pomiędzy kierunkami XY, zgodnie z przyjętym układem współrzędnych. Płaszczyzna 3 na rysunku 4

została zlokalizowana pomiędzy osiami Y oraz Z w przyjętym układzie współrzędnych. Płaszczyzna ta przebiega przez osie kanałów tworzących pierwszy ciąg kotła. Obie płaszczyzny zostały wykorzystane podczas analizy wyników w dalszej części pracy.

Na rysunku 4 przedstawiono oznaczenia wykorzystane podczas analizy zjawisk przepływowych wewnątrz kanałów tworzących poszczególne ciągi kotła. Symbolami C1 oraz C2 oznaczono rzędy kanałów tworzących ciąg trzeci (rys. 3, pkt. 6) urządzenia grzewczego. Rzędy te zlokalizowane są zgodnie z kierunkiem osi Z przyjętego układu współrzędnych. Symbolami od R1 do R4 oznaczono rzędy rur tworzące poszczególne ciągi kotła zgodnie z kierunkiem X przyjętego układu współrzędnych. Oznaczeń rzędów przy pomocy symbolu C w kierunku osi Z nie zastosowano podczas opisu przeprowadzonego dla pierwszego i drugiego ciągu. Pierwszy i drugi ciąg kotła jest zbudowany z kanałów zlokalizowanych w jednej płaszczyźnie, przez co ich położenie jest jednoznaczne (rys 4, pkt. 3 i 5). Oba oznaczenia zostaną wykorzystane w dalszej części pracy, podczas analizy uzyskanych wyników badań.

W trakcie prowadzonych badań przeanalizowano charakter przepływu ciepła pomiędzy czynnikami roboczymi wewnątrz badanego urządzenia cieplnego w zależności od występującego obciążenia cieplnego. Analizę przeprowadzono dla 30% i 100% mocy nominalnej. Oba poziomy mocy wynikają z wymagań Ekoprojektu (Rozporządzenie Komisji UE 2015/1189 w sprawie wykonania dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/125/WE) dla urządzeń grzewczych na paliwa stałe. Wspomniane poziomy obciążenia cieplnego są wykorzystywane według wspomnianej dyrektywy do wyznaczania sezonowej efektywności energetycznej dla urządzeń grzewczych. Ze względu na możliwość podziału strumienia masy spalin, analizę przeprowadzono dla dwóch przypadków otwarcia kanału (rys. 4, pkt. 7). W pierwszym z nich przepływ przez kanał (rys. 4, pkt. 7) był swobodny. W drugim przypadku ograniczono pole przekroju poprzecznego tego kanału o 50 procent. Pole przekroju poprzecznego kanału (rys. 4, pkt. 7) podczas swobodnego przepływu spalin oznaczono na rysunku 4 kolorem zielonym, zaś po ograniczeniu przekroju kolorem czerwonym. Zabieg ten pozwolił na przeanalizowanie wpływu zmiany podziału strumieni

spalin przepływających przez poszczególne elementy kotła na charakter wymiany ciepła w analizowanej instalacji ciepłowniczej.

Ze względu na zaawansowany kształt komory wymiennikowej obliczenia numeryczne prowadzono na niestrukturalnej siatce przygotowanej w oprogramowaniu Fluent Meshing. Przygotowana siatka składała się z elementów typu polyhedral (ang. wielościenne). Siatki tego typu stanowią bardzo dobrą alternatywę dla siatek złożonych z elementów sześciściennych w przypadku dyskretyzacji skomplikowanych geometrycznie domen obliczeniowych. Siatki tego typu pozwalają na uzyskanie zbliżonego poziomu dokładności rozwiązania, co siatki złożone z elementów sześciściennych, przy jednoczesnym zachowaniu swobody w generowaniu siatki, jaką charakteryzują się elementy czworościenne. Elementy siatki znajdujące się w warstwie przyściennej zostały przystosowane do wymagań stawianych przez model turbulencji k- ω SST, który zastosowano w trakcie prowadzonych obliczeń. Elementy siatki zlokalizowane w warstwie przyściennej muszą charakteryzować się odpowiednią wielkością, co zostanie szerzej omówione w dalszej części pracy.

Warunki brzegowe na wlocie do domeny wyznaczono na podstawie przeprowadzonych wcześniej obliczeń. W tym celu określono strumień masy gazów spalinowych generowanych podczas spalania w oparciu o równania stechiometryczne. Strumień masy wody chłodzącej przepływającej przez kocioł podczas zmieniającego się obciążenia cieplnego wyznaczono na podstawie bilansu energii. Strumień masy paliwa konieczny do wyznaczenia wspomnianych wyżej wielkości wyznaczono zgodnie z równaniem (8). Równanie to przedstawia przekształconą formę zależności na sprawność instalacji ciepłowniczej, czyli stosunku strumienia ciepła powstającego w procesie spalania do ilości ciepła zawartego w spalonym paliwie.

$$\dot{m}_{\psi} = \frac{\dot{Q}}{\eta \cdot W_u} \quad (8)$$

Obliczenia strumienia masy spalin powstających wskutek spalania wymaganego strumienia paliwa do osiągnięcia zadeklarowanej mocy cieplnej dokonano przy założeniu współczynnika nadmiaru powietrza wynoszącego 1.8. W tabeli 2 przedstawiono skład

paliwa, jaki wykorzystano podczas badań. Temperaturę gazów spalinowych na wlocie do domeny wyznaczono na podstawie obliczeń teoretycznej temperatury spalania. Wyznaczona początkowa temperatura spalin jest równa 850 °C. Wspomnianą temperaturę wykorzystano jako warunek brzegowy w trakcie obliczeń numerycznych.

Tabela 2. Skład paliwa wykorzystywanego w trakcie obliczeń analitycznych [2]

Składnik paliwa	Wartość [%]
Węgiel	65.6%
Woda	12%
Tlen	9.6%
Popiół	8%
Wodór	4%
Azot	0.8%

Strumień masy wody chłodzącej kocioł wynika z osiąganego przez kocioł poziomu mocy cieplnej w trakcie pracy. Strumień wody chłodzącej został wyznaczony na podstawie równania (9).

$$\dot{m}_\sigma = \frac{\dot{Q}}{c_p \cdot \Delta T} \quad (9)$$

Na potrzeby modelu założono, że temperatura wody chłodzącej, która powraca z instalacji grzewczej do kotła, wynosi 60 °C. Przyjęto również, że temperatura wody podczas przepływu przez kocioł wzrasta o około 15 °C. Wyznaczone wartości strumienia masy spalin oraz wody chłodzącej w funkcji mocy cieplnej osiągananej przez kocioł przedstawiono w tabeli 3.

Tabela 3. Wartości strumienia masy czynników termodynamicznych przyjętych na wlocie do domeny obliczeniowej w trakcie obliczeń numerycznych [2]

\dot{Q} [kW]	\dot{m}_{eg} [kg/s]	\dot{m}_σ [kg/s]
6	0.006	0.165
18	0.02	0.55

7.3. Analiza przepływu ciepła dla badawczej komory cylindrycznej

Ostatnia część badań związana była z analizą przepływu ciepła, jaki zachodzi podczas spalania paliw stałych różnego rodzaju przy zmieniających się warunkach eksploatacyjnych. Warunki te zależne są od punktu pracy, w jakim eksploatowane jest urządzenie energetyczne. Postanowiono sprawdzić, jaki jest wpływ obciążenia cieplnego urządzenia grzewczego na zachodzące zjawiska przepływu ciepła. Badania zorientowano na analizę zjawisk zachodzących w bezpośrednim sąsiedztwie ściany, wzdłuż której dochodzi do przekazywania ciepła do czynnika chłodzącego. Szczególną uwagę zwrócono na zjawiska zachodzące wewnątrz komory spalania. Miało to związek z dominującym wpływem konwekcyjnego współczynnika przejmowania ciepła po stronie spalin na uzyskiwany współczynnik przenikania ciepła. Przeprowadzona analiza składała się z dwóch etapów. Etap pierwszy dotyczył realizacji badań eksperymentalnych. Do tego celu zbudowano stanowisko badawcze. Projekt cylindrycznej komory spalania został przygotowany przez autora badań na podstawie przeprowadzonych wcześniej obliczeń procesu przepływu ciepła wewnątrz stanowiska, które oparto o równania kryterialne. W drugim etapie prac został przygotowany model numeryczny spalania paliw stałych wewnątrz nieruchomego złoża. W trakcie badań przeanalizowano charakter wymiany ciepła występujący podczas spalania biomasy drzewnej w postaci pelletu oraz węgla kamiennego. Podczas badań uwzględniono także zmienne obciążenie cieplne stanowiska badawczego. Skład spalanych paliw oraz ich wartość opałową przedstawiono w tabeli 4.

Stanowisko badawcze podczas eksploatacji w punkcie znamionowym osiągnęło moc cieplną na poziomie 12 kW. Badania przeprowadzono dla dwóch poziomów mocy stanowiska badawczego. W czasie eksperymentu napotkano na praktyczne trudności z osiągnięciem poziomu mocy równej 30% mocy nominalnej. Parametry pracy stanowiska badawczego podczas próby eksploatacji z 30% mocy były wysoce niestabilne. Z tego względu zdecydowano się na przeprowadzenie analiz dla 50% oraz 100% mocy osiągniętej przez komorę badawczą.

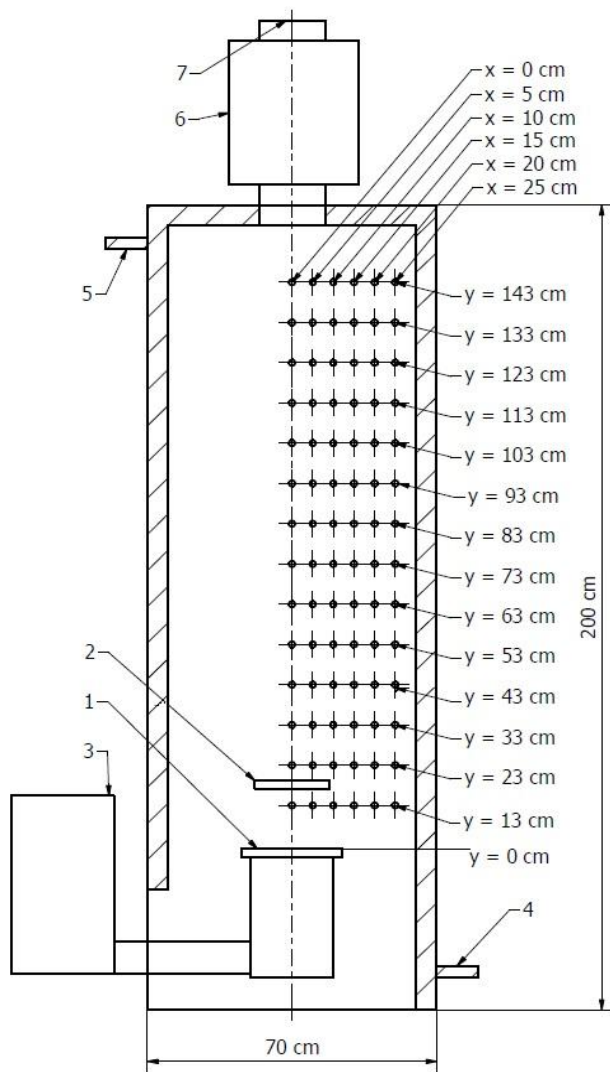
Tabela 4. Parametry paliw zastosowanych w trakcie badań [3]

Parametr	Węgiel kamienny	Pellet drzewny
Woda [%]	5.8	5.0
Popiół [%]	3.4	0.4
Części lotne [%]	31.5	77.0
Węgiel [%]	75.6	46.6
Wodór [%]	4.2	5.5
Tlen [%]	9.3	40.9
Azot [%]	1.4	1.2
Siarka [%]	0.4	0.4
Wartość opałowa [MJ/kg]	29.0	18.0

Schemat komory wykorzystywanej w trakcie badań przedstawiono na rysunku 5. Spalanie paliwa realizowane jest w waporowym palniku retortowym (rys. 5, pkt. 1), który odpowiedzialny jest za formowanie złoża. Paliwo jest dostarczane do palnika przy pomocy podajnika ślimakowego z zasobnika (rys. 5, pkt. 3). Powietrze potrzebne do procesu spalania przepływa przez złoże od spodu. Wygenerowane ciepło przekazywane jest do wody chłodzącej, która przepływa przez płaszcz wodny, okalający komorę spalania wzdłuż powierzchni bocznej walca oraz górnej podstawy. Woda dostarczana jest do płaszcza wodnego przez króciec (rys. 5, pkt. 4). Woda po ogrzaniu jest kierowana przez króciec (rys. 5, pkt. 5) do instalacji chłodzącej, którą przedstawiono na rysunku 6. W odległości piętnastu centymetrów powyżej palnika umieszczono deflektor (rys. 5, pkt. 2), którego zadaniem jest rozbijanie płomienia w kierunku horyzontalnym. Pomiar składu spalin prowadzono w zaizolowanym termicznie kanale pomiarowym (rys. 5, pkt. 6). Spaliny po przepłynięciu przez kanał pomiarowy są kierowane do czopucha (rys. 5, pkt. 7).

Budowa stanowiska badawczego umożliwia przeprowadzenie pomiarów temperatury spalin w różnych odległościach od palnika dzięki czternastu otworom rozmieszczonym co dziesięć centymetrów wzdłuż wysokości komory. Otwory umożliwiają wprowadzenie czujnika temperatury do komory spalania. Czujnik ten może być wsunięty do komory na różną odległość, co umożliwia pomiar temperatury dla zmieniającego się promienia. Skorzystano z czujników termoelektrycznych typu K. Pomiar temperatury

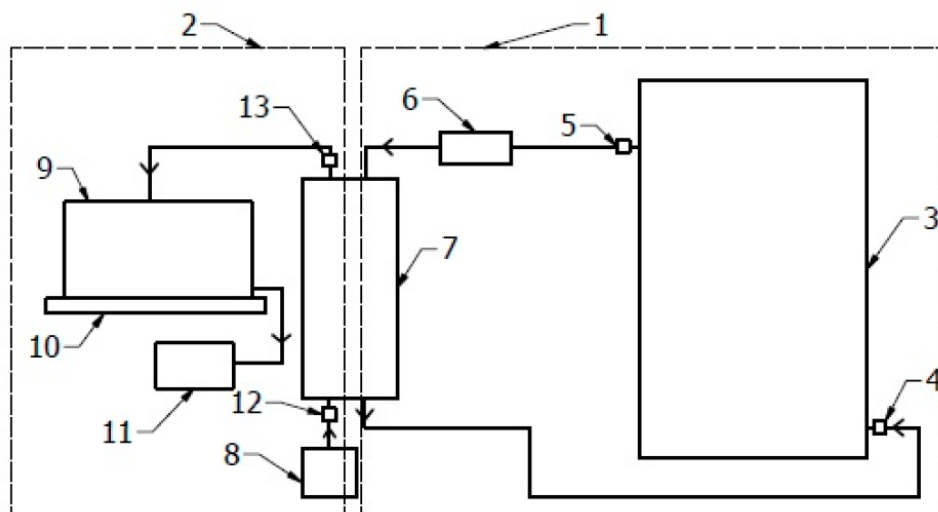
spalin wewnątrz komory spalania został zrealizowany w sześciu punktach pomiarowych, dla każdej z 14 płaszczyzn, co dało sumarycznie 84 punkty pomiarowe.



Rysunek 5. Schemat komory cylindrycznej z oznaczonymi punktami pomiarowymi: 1 - palnik retortowy, 2 - deflektor, 3 - zasobnik paliwa, 4 - króciec wlotowy wody, 5 - króciec wylotowy wody, 6 - zaizolowany kanał pomiarowy, 7 - czopuch [3]

Podczas wykonywania badań eksperymentalnych dokonano pomiarów składu spalin z wykorzystaniem analizatorów. Analizie podlegała zawartość tlenu oraz dwutlenku węgla w spalinach. Przeprowadzono również pomiary emisji pyłu z wykorzystaniem pyłomierza grawimetrycznego. Kontrolowanie jakości prowadzonego procesu spalania

pozwoili na przeprowadzenie walidacji modelu numerycznego pod kątem poprawności modelowanego procesu spalania paliw stałych wewnątrz złoza.



Rysunek 6: Schemat instalacji chłodzącej stanowisko badawcze, 1 – obieg pierwotny wody chłodzącej, 2 – obieg wtórny wody chłodzącej, 3 – komora spalania, 4 – punkt pomiarowy temperatury wody chłodzącej na wlocie do komory badawczej, 5 – punkt pomiarowy temperatury wody chłodzącej opuszczającej komorę badawczą, 6 – przepływomierz, 7 – wymiennik płytowy, 8 – źródło zimnej wody, 9 – wanna, 10 – waga, 11 – odpływ wody cieplej, 12 – punkt pomiarowy temperatury wody w drugim obiegu przed wymiennikiem, 13 – punkt pomiarowy temperatury wody w drugim obiegu za wymiennikiem [3]

Schemat instalacji wykorzystywanej do chłodzenia komory badawczej przedstawiono na rysunku 6. Instalacja zbudowana jest z dwóch obiegów (rys. 6, pkt. 1 i 2). Pierwszy obieg (rys. 6, pkt. 1) stanowi instalacja odpowiedzialna za transport ciepła pomiędzy komorą badawczą (rys. 6, pkt. 3) a płytowym wymiennikiem ciepła (rys. 6, pkt. 7). Woda po ogrzaniu kierowana jest do wymiennika płytowego (rys. 6, pkt. 7), gdzie ciepło zostaje przekazane do drugiego obiegu. Strumień masy wody w pierwszym obiegu jest mierzony przy pomocy przepływomierza (rys. 6, pkt. 6). Temperaturę wody mierzy się przed i za komorą spalania przy pomocy czujników rezystancyjnych PT100 (rys. 6, pkt. 4 i 5). Zadaniem drugiego obwodu (rys. 6, pkt. 2) jest chłodzenie płytowego wymiennika ciepła (rys. 6, pkt. 7). Woda pochodząca z przyłącza sieciowego (rys. 6, pkt. 8) po ogrzaniu w wymienniku (rys. 6, pkt. 7) kierowana jest do wanny (rys. 6, pkt. 9) zlokalizowanej na

wadze (rys. 6, pkt. 10), gdzie zostaje zważona celem precyzyjnego wyznaczenia strumienia masy. Przed i za wymiennikiem umieszczono czujniki temperatury PT100 (rys. 6, pkt. 12 i 13) pozwalające wyznaczyć moc stanowiska badawczego po stronie drugiego obiegu. Woda po zważeniu jest oddawana do przyłącza kanalizacyjnego (rys. 6, pkt. 11).

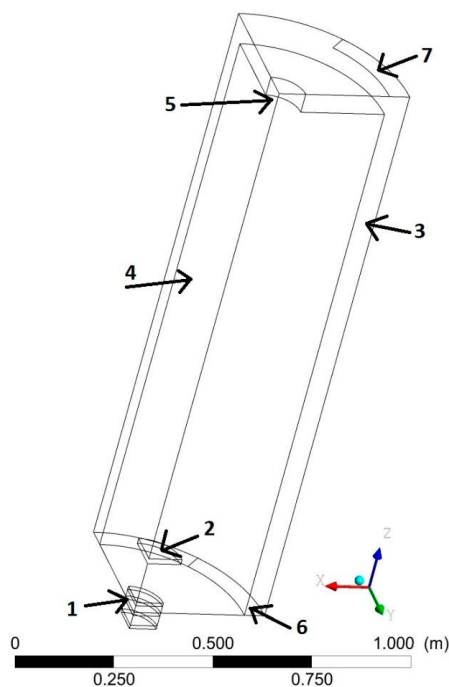
Podczas analizy numerycznej skupiono się na modelu stacjonarnym, ze względu na wysoką bezwładność analizowanego procesu cieplnego. Obliczenia numeryczne prowadzono dla domeny obliczeniowej stanowiącej jedną czwartą stanowiska badawczego. Jest to związane z jego symetrycznością. Model geometryczny jako wykorzystano w trakcie prowadzonych analiz przedstawiono na rysunku 7.

Obliczenia numeryczne zrealizowano na siatce strukturalnej, przygotowanej w środowisku Numeca IGG. W tabeli 5 przedstawiono podstawowe parametry wykorzystanej siatki. Przeprowadzenie dokładnej analizy numerycznej przepływu ciepła wymagało przygotowania siatki, której elementy znajdujące się blisko ściany będą osiągać wartość parametru y^+ równą około jeden. Wartość bezwymiarowej odległości od ściany wpływa na lokalizację centroidy pierwszego elementu siatki w warstwie lepkiej przepływu wzdłuż ściany. Wyznaczenie wymaganej odległości y_c pomiędzy centroidą pierwszego elementu a ścianą możliwe jest dzięki definicji parametru y^+ , którą przedstawia równanie (10).

$$y^+ = \frac{y_c u_*}{\nu} \quad (10)$$

Prędkość naprężeń ścinających (ang. shear-stress velocity) u_* jest definiowana równaniem (11).

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (11)$$



Rysunek 7: Schemat domeny obliczeniowej, 1 – objętość złoża paliwa, 2 – deflektor, 3 – płaszcz wodny, 4 – komora spalania, 5 – wylot gazów spalinowych, 6 – wlot wody chłodzącej, 7 – wylot wody chłodzącej [3]

W symulacji planowano zastosowanie modelu turbulencji $k-\omega$ SST, pozwalającego na dokładne odwzorowanie zjawisk przepływowych zachodzących tuż przy ścianie dzięki modelowi $k-\omega$, oraz w swobodnym przepływie korzystając z modelu $k-\epsilon$. Model ten wymaga określonej wielkości elementów siatki w warstwach granicznych, które zlokalizowane są blisko ściany. Wielkość elementów siatki zlokalizowanych w warstwie przyściennej ma wpływ na model turbulencji, jaki można zastosować podczas obliczeń. Model $k-\omega$ SST wymaga, aby wielkość elementów siatki zlokalizowanych w pierwszej warstwie wzdłuż ściany umożliwiała osiągnięcie wartości parametru y^+ bliskiego jedności. Model $k-\omega$ SST jest często stosowany w trakcie obliczeń przemysłowych, ze względu na uzyskiwanie wysokiej zbieżności wyników przy jednoczesnym niskim czasie rozwiązania. W trakcie prac zdecydowano się jednak zastąpić model $k-\omega$ SST modelem Reynolds-Stress Model, ze względu na uzyskanie lepszej zbieżności wyników z wynikami badań eksperymentalnych.

Tabela 5. Parametry siatki zastosowanej w trakcie obliczeń numerycznych [3]

Parametr	Wartość
Ilość elementów siatki	2.9 mln
y^+	≈ 1
Minimalna ortogonalność elementu	0.82
Maksymalna skośność elementu	0.39

Do utworzenia modelu złoża paliwa wykorzystano model fazy dyskretnej (discrete phase model). Grudki paliwa tworzące złożo zostały zamodelowane przez sferyczne obiekty, które zostały ciasno upakowane w dolnej części modelu, gdzie w trakcie badań eksperymentalnych był zlokalizowany palnik. Zastosowano jednorodne cząstki paliwa o rozmiarze odpowiadającym średniej frakcji paliwa stosowanego podczas eksperymentu. Cząstki znajdujące się najbliżej siebie znajdują się ze sobą w kontakcie, co zostało odtworzone dzięki modelowi elementu dyskretnego (discrete element model). Model ten wykorzystuje dane dotyczące modułu Younga oraz współczynnika Poissona materiałów wchodzących we wzajemny kontakt, analizując na tej podstawie zagadnienie Hertza. Paliwo znajdujące się wewnątrz złoża podlega procesom wymiany ciepła i masy. W tym celu model numeryczny wykorzystuje pięć mechanizmów, które wykonywane są w określonej kolejności. Należy do nich nagrzewanie paliwa, odparowanie wilgoci, wrzenie, odgazowanie części lotnych zawartych w paliwie oraz spalanie frakcji palnych pozostających wewnątrz koksiku. Nagrzewanie cząstek paliwa występuje kilkakrotnie. Ma to miejsce, gdy temperatura paliwa jest mniejsza niż temperatura, w jakiej dochodzi do odparowania wody. Zjawisko to zachodzi także, gdy temperatura odgazowania frakcji gazowych nie została jeszcze osiągnięta po zajściu procesu wrzenia. Nagrzewanie ma miejsce również, gdy doszło już do wypalenia palnych frakcji zawartych w koksiku i dochodzi do ogrzewania pozostałych frakcji niepalnych (popiołu). Odparowanie wody zachodzi w momencie, kiedy temperatura wody zawartej w paliwie osiągnie temperaturę parowania i jest kontynuowane do momentu, kiedy frakcja wilgoci w stanie ciekłym

osiągnięciu punktu wrzenia. Wrzenie występuje od osiągnięcia punktu wrzenia aż do zupełnego wyeliminowania wody z fazy dyskretniej. Odgazowanie paliwa zachodzi zgodnie z modelem, który zakłada wprost proporcjonalną prędkość zachodzącego procesu pirolizy do zawartości frakcji gazowej wewnątrz fazy dyskretniej. Po zupełnym odgazowaniu paliwa dochodzi do spalania pozostałych frakcji palnych, które pozostały w koksiku.

Spadek ciśnienia powietrza przepływającego przez złożę zamodelowano przez zastosowanie modelu objętości porowatej. Strefa porowata w trakcie obliczeń pokrywa się z obszarem fazy dyskretniej wewnątrz domeny obliczeniowej. Dzieje się tak ze względu na brak możliwości odtworzenia spadku ciśnienia podczas przepływu przez złożę stosując tylko model fazy dyskretniej. W celu podniesienia zbieżności modelu numerycznego założono, że przepływ powietrza przez złożę paliwa ma charakter laminarny. Spadek ciśnienia generowany przez złożę został wyznaczony w oparciu o równanie (12).

$$\frac{\Delta p}{L} = -\frac{150\mu(1-\varepsilon)^2}{d_{\psi}^2 \varepsilon^3} u_{\alpha} \quad (12)$$

Aby zdefiniować człon źródłowy w trakcie modelowania przepływu wewnątrz złoża porowatego, model numeryczny wykorzystuje dwie wielkości nazywane opornością lepką (viscous resistance) oraz opornością inercyjną (inertial resistance). Pierwszą wielkość stanowi odwrotność przepuszczalności absolutnej $1/k$, którą wyznaczono stosując równanie (13). Druga wielkość została zdefiniowana przez współczynnik straty inercyjnej C_2 , który opisuje równanie (14).

$$k = \frac{d_{\psi}^2 \varepsilon^3}{150(1-\varepsilon)^2} \quad (13)$$

$$C_2 = \frac{3.5(1-\varepsilon)}{d_{\psi} \varepsilon^3} \quad (14)$$

Człon źródłowy S_i jest wykorzystywany podczas obliczeń CFD w rozwiązywanych równaniach zachowania pędu. Postać członu źródłowego implementowanego do zestawu rozwiązywanych w modelu CFD równań zachowania pędu podczas modelowania przepływu przez porowate złożę przedstawia równanie (15), w którym wykorzystuje się zależności przedstawione w równaniach (13) i (14).

$$S_i = -\left(\frac{\mu}{k} u_i + C_2 \frac{1}{2} \rho |u| u_i\right) \quad (15)$$

Model numeryczny procesu spalania oparto o mechanizmy chemiczne o wysokiej kinetyce reakcji. Na szybkość reakcji chemicznej wpływa w nich prędkość mieszania się utleniacza oraz paliwa. Modele tego typu wykorzystywane są często podczas badań przemysłowych, ze względu na zastosowanie uproszczeń pozwalających na uzyskanie wymaganych informacji w trakcie projektowania urządzeń energetycznych. Modele o wysokiej kinetyce reakcji pozwalają uzyskać potrzebne informacje bez konieczności rozwiązywania pełnego mechanizmu procesu spalania, który składa się często z kilkudziesięciu równań różniczkowych. Do przygotowywanego modelu zaimplementowano równania transportu związków chemicznych biorących udział w procesie spalania. W trakcie obliczeń rozwiązano równanie transportu takich związków jak O_2 , CO , CO_2 , H_2O oraz części lotnych. Azot stanowiący najliczniejszy składnik traktowano jako dopełnienie składu generowanych spalin do jedności. Szybkość reakcji spalania modelowano wykorzystując model Eddy Dissipation Model (EDM). Zastosowano dwukrokowy mechanizm spalania części lotnych. W pierwszym kroku program analizował utlenianie części lotnych paliwa do tlenku węgla. W drugim kroku dochodziło do dopalenia CO do CO_2 . Zastosowany model spalania zakłada, że kinematyka reakcji chemicznej jest dużo większa od szybkości mieszania turbulentnego utleniacza oraz paliwa. Efektem tego założenia jest ograniczanie szybkości reakcji procesu spalania w modelu przez szybkość mieszania się paliwa z utleniaczem.

Obliczenia promieniowania cieplnego wykonano wykorzystując model Discrete Ordinates. Wspomniany model rozwiązuje zagadnienie promieniowania cieplnego dla skończonej ilości dyskretnych kątów bryłowych, powiązanych z kierunkiem wektora \vec{s} . Wektor ten zlokalizowano w przestrzeni względem globalnego układu współrzędnych kartezjańskich. Przestrzeń obliczeniowa w trakcie modelowania zjawiska promieniowania cieplnego dla domeny trójwymiarowej dzielona jest na osiem części. Dla każdej z nich obliczenia prowadzono w dziewięciu kierunkach wektora \vec{s} . Kierunki te definiowane są przez kąt polarny Θ oraz kąt azymutalny Φ . Model wyznacza współczynnik absorpcyjności gazów spalinowych w oparciu o sumę współczynników absorpcyjności mieszaniny czystych gazów spalinowych oraz pyłów powstających podczas spalania. Współczynnik

absorpcyjności gazów spalinowych wyznaczono w oparciu o model sumy ważonej gazów szarych (weighted-sum-of-gray-gases model). Wpływ obecności pyłów wewnątrz komory spalania na całkowity współczynnik absorpcyjności spalin wyznaczono dzięki równaniu (16).

$$a_s = b_1 \cdot \rho_s [1 + b_T(T - 2000)] \quad (16)$$

Warunki brzegowe zastosowane w modelu odpowiadały warunkom odnotowanym podczas prowadzenia badań eksperymentalnych. Strumień masy wody chłodzącej, dostający się do modelu był zależny od mocy cieplnej stanowiska badawczego. W trakcie badań utrzymywano stałą różnicę temperatury wody odnotowanej na wlocie i wylocie ze stanowiska. Temperatura wody opuszczającej stanowisko była zależna od zastosowanego odbioru ciepła w drugim obiegu (rys. 6, pkt. 2). Moc odbioru ciepła uzyskiwana przez drugi obieg była utrzymywana na stałym poziomie dla każdego z analizowanych poziomów obciążenia cieplnego.

Strumień masy paliwa dostarczany do modelu jako faza dyskretna został wyznaczony w oparciu o przeprowadzone wcześniej obliczenia analityczne oraz badania wstępne. Dane do obliczeń pochodziły z wykonanej wcześniej analizy wstępnej dla spalanych paliw, na które składały się wartość opałowa, wilgotność przemijająca i analityczna, a także zawartość części lotnych i popiołu. Ze względu na brak dostępu do wymaganej aparatury badawczej, skład chemiczny paliw przyjęto w oparciu o dane zawarte w dostępnych bazach. Strumień masy powietrza dostarczanego do procesu spalania został wyznaczony w drodze obliczeń analitycznych. W obliczeniach uwzględniono wartość współczynnika nadmiaru powietrza, który wyznaczono na podstawie zawartości tlenu w spalinach suchych podczas badań eksperymentalnych. Współczynnik nadmiaru powietrza wyznaczono zgodnie z równaniem (17).

$$\lambda = \frac{20.95\%}{20.95\% - O_2[\%]} \quad (17)$$

Obliczenia analityczne zrealizowano przy założeniu, że moc z jaką prowadzony jest proces spalania wynosi 15 kW. W tabeli 6 zebrano kluczowe parametry wykorzystane

podczas opracowywania warunków brzegowych na potrzeby przygotowywanego modelu obliczeniowego.

Tabela 6: Wykaz kluczowych wielkości stosowanych jako warunki brzegowe w zaproponowanym modelu numerycznym spalania paliw stałych wewnątrz nieruchomego złoża [3]

Rodzaj paliwa Parametr	Węgiel kamienny		Pellet drzewny	
	50%	100%	50%	100%
P_n (%)	50%	100%	50%	100%
\dot{m}_σ [kg/s]	$5.7 \cdot 10^{-2}$	$9.2 \cdot 10^{-2}$	$5.7 \cdot 10^{-2}$	$9.2 \cdot 10^{-2}$
\dot{m}_ψ [kg/s]	$7.1 \cdot 10^{-5}$	$1.4 \cdot 10^{-4}$	$1.1 \cdot 10^{-4}$	$2.3 \cdot 10^{-4}$
\dot{m}_ζ [kg/s]	$1.9 \cdot 10^{-3}$	$2.6 \cdot 10^{-3}$	$1.7 \cdot 10^{-3}$	$2.7 \cdot 10^{-3}$
$t_{\sigma,i}$ [°C]	42.3	53.0	40.2	53.5

Ściany zewnętrzne domeny obliczeniowej w trakcie modelowania zasymulowano jako adiabatyczne. Wspomniane uproszczenie nie miało wpływu na poprawność rozwiązania, ze względu na niewielką różnicę temperatur osiąganą między ścianami zewnętrznymi stanowiska badawczego a otoczeniem. W trakcie obliczeń modelowano przenikanie ciepła między spalinami a wodą chłodzącą przez stalową ścianę o grubości 5 mm. Zastosowany w trakcie obliczeń mechanizm przewodnictwa ciepła pozwolił na modelowanie tego zjawiska nie tylko w kierunku normalnym, ale także wzdłuż ściany. Współczynnik emisyjności radiacyjnej stalowych elementów stanowiska, takich jak ściany czy deflektor rozpraszający płomień, przyjęto na poziomie równym 0.7.

8. Wyniki badań wchodzące w skład pracy doktorskiej

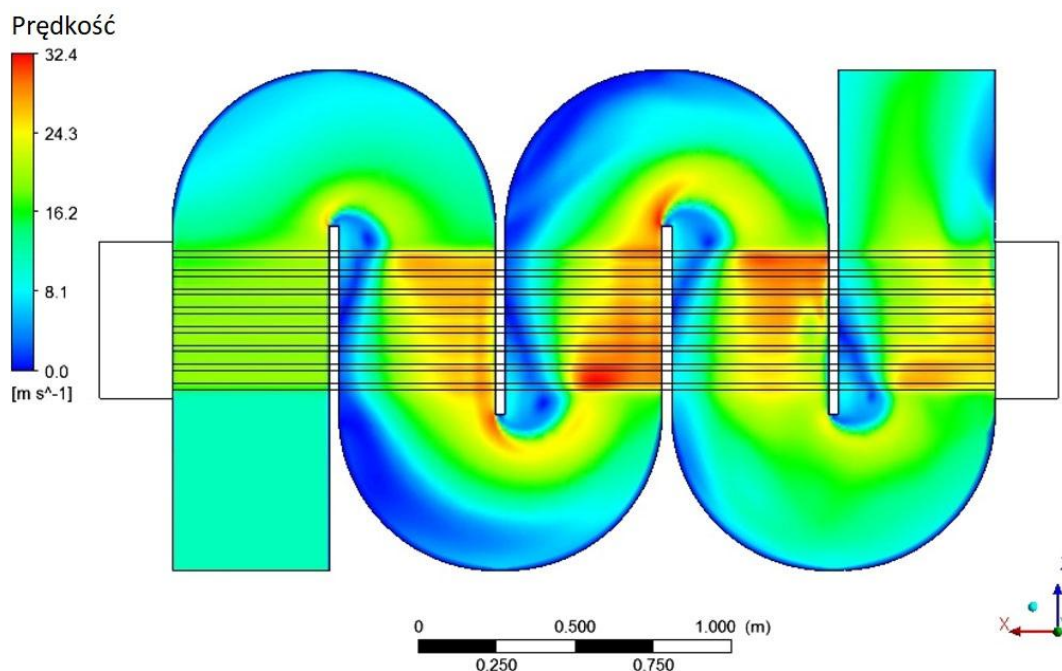
8.1. Analiza pracy wymiennika modułowego

Obliczenia numeryczne wykonane dla pełnej konstrukcji wymiennika pozwoliły wyznaczyć temperaturę spalin za ostatnią sekcją, która wyniosła 215 °C. Wartość temperatury na wylocie nie jest najniższą odnotowaną temperaturą podczas przepływu

spalin przez wymiennik. Minimalna temperatura spalin, jaką uzyskano, wyniosła 197 °C. Została ona odnotowana w obszarze stagnacji przepływu spalin, zlokalizowanego pomiędzy rzędami rur w pęczku. Obliczenia wykazały, że przepływ spalin po zmianie kierunku przepływu jest nierównomierny. Nierównomierny rozkład prędkości przepływu spalin opływających pęczek wynika z oddziaływania siły odśrodkowej na gaz w kanałach nawrotnych. Efektem jest przepływ spalin przez kolejne moduły wymiennika bliżej przeciwległej ściany, tworząc obszary stagnacji zlokalizowane wzdłuż lewej ściany sekcji, zgodnie z rysunkiem 8.

Na podstawie przeprowadzonych symulacji wyznaczono moc cieplną z jaką pracuje ekonomizer. Uzyskana moc cieplna wyniosła 106 kW. Wartość ta jest o około 30% niższa, w stosunku do wartości uzyskanej na drodze obliczeń analitycznych. Ze względu na dokładność zastosowanych równań kryterialnych pozwalających wyznaczyć liczbę Nusselta na poziomie około 20%, wspomniana dokładność została zaakceptowana. Obliczenia analityczne prowadzone były dla średnich prędkości przepływu oraz parametrów termodynamicznych odczytanych dla średniej temperatury czynnika, co również miało istotny wpływ na uzyskane rozwiązanie analityczne.

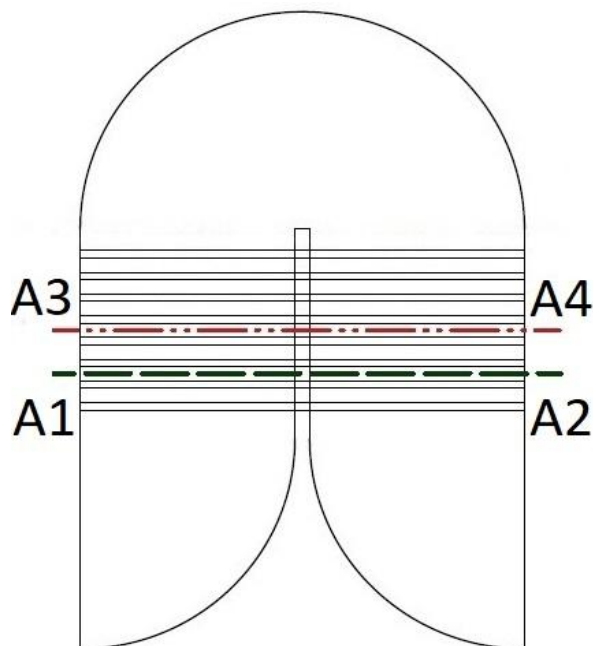
Obliczenia przeprowadzone dla periodycznej części wymiennika w stanie nieustalonym wykazały występowanie zmian w profilu prędkości przepływu dla kroków czasowych $\tau = 0.15$ s, $\tau = 0.20$ s oraz $\tau = 0.25$ s. Rozkłady prędkości przepływu oraz temperatury dla analizowanych kroków czasowych przedstawiono na rysunkach 10 oraz 11. Fluktuacje temperatury spalin są ściśle związane z występującą niehomogenicznością przepływu. Moc cieplna periodycznej sekcji wymiennika, stanowiącej 1/5 całego wymiennika, wyniosła około 20 kW, co potwierdza poprawność uzyskanego rozwiązania dla całej konstrukcji.



Rysunek 8: Rozkład prędkości przepływu spalin odnotowany dla pierwszego modułu wymiennika [1]

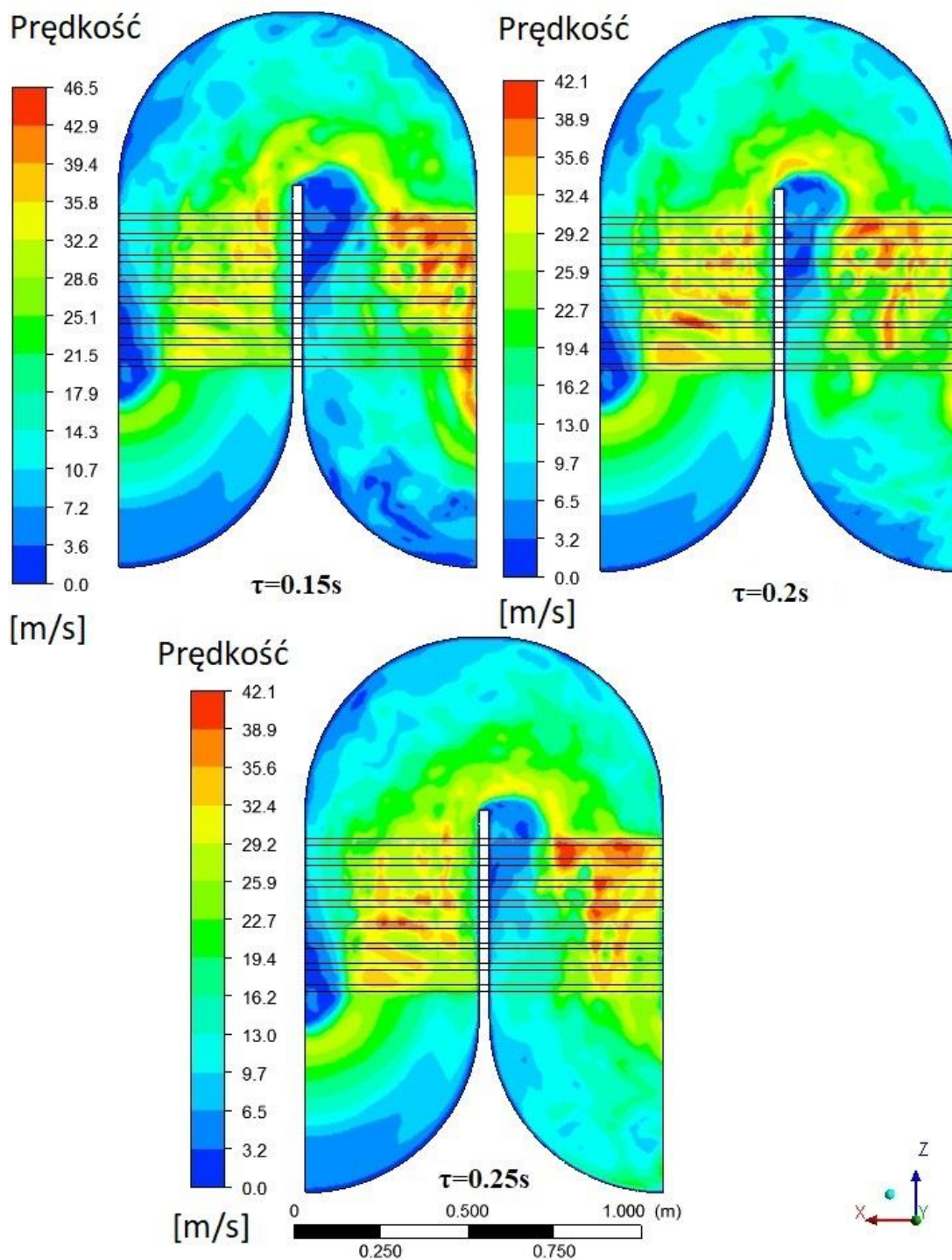
Potwierdzenie niestacjonarności przepływu spalin uzyskano na podstawie analizy rozkładów prędkości oraz temperatury pomiędzy kolejnymi rzędami rur w pęczku. Analizę przeprowadzono dla trzeciej i czwartej sekcji wymiennika (rys. 2). Schemat przyjętej metodologii oznaczenia płaszczyzn pomiędzy poszczególnymi rzędami rur tworzącymi pęczek przedstawiono na rysunku 9. Podczas wykonywania badań analizę przepływu spalin przeprowadzono w czterech równoległych płaszczyznach. Na potrzeby niniejszego opracowania ograniczono się do przedstawienia wyników dla dwóch wybranych płaszczyzn. Płaszczyzna A1-A2 (Rys. 9) zlokalizowana jest za drugim rzędem rur trzeciej sekcji wymiennika, licząc w kierunku przepływu spalin. Ta sama płaszczyzna przebiega za szóstym rzędem rur sekcji czwartej. Płaszczyzna A3-A4 została zlokalizowana za czwartym rzędem rur w pęczku zarówno dla trzeciej, jak i czwartej sekcji. Rozkłady temperatury i prędkości przepływu spalin oznaczone na rysunkach 12 i 13 symbolem A1 zlokalizowane są za drugim rzędem rur w trzeciej sekcji wymiennika. Symbolem A2 przedstawiono rozkłady temperatury i prędkości przepływu spalin za 6 rzędem rur czwartej

sekcji wymiennika. Części A3 oraz A4 rysunków 12 i 13 odpowiadają rozkładowi uzyskiwanym za czwartym rzędem, zarówno w trzeciej jak i czwartej sekcji.

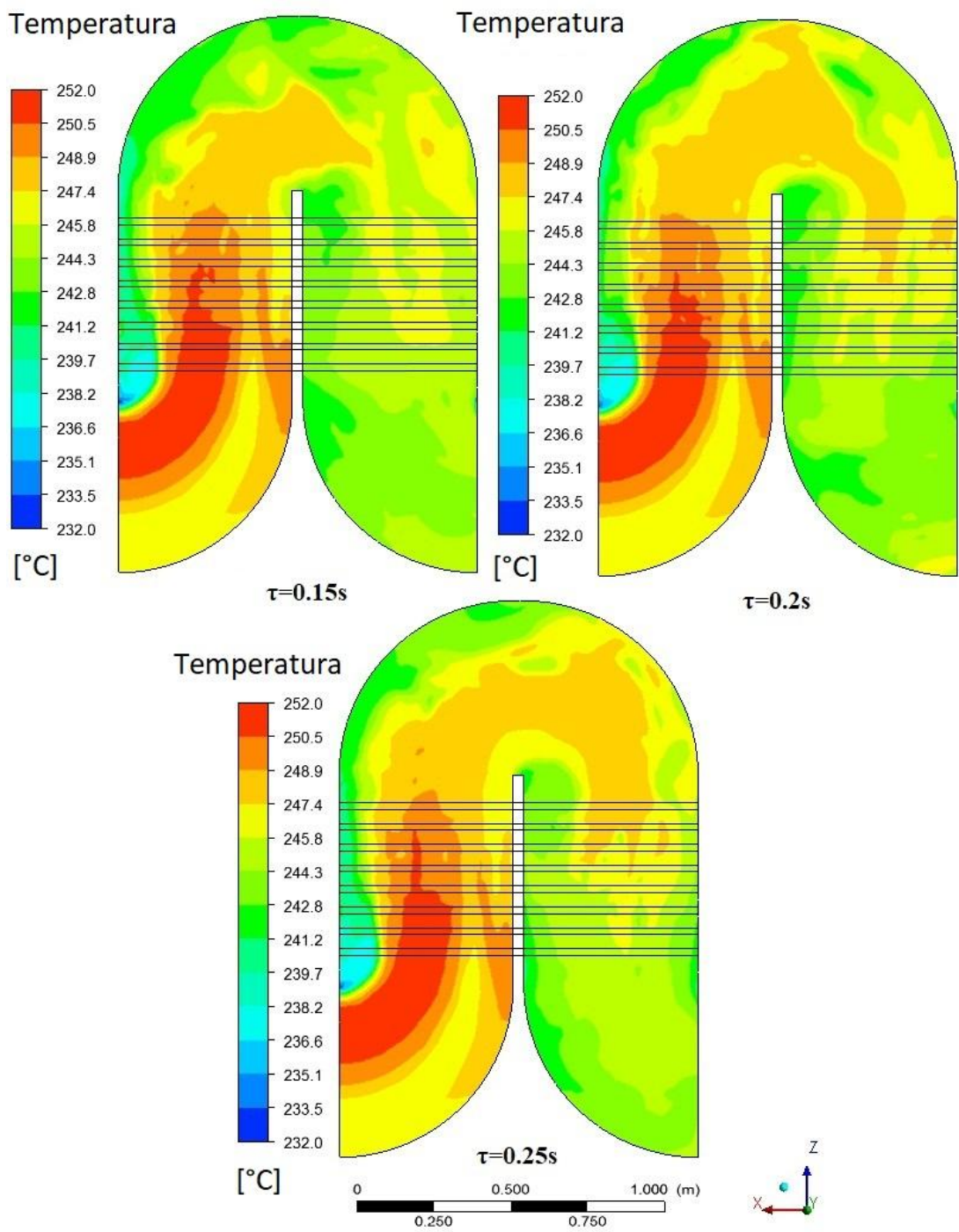


Rysunek 9: Schemat lokalizacji płaszczyzn, które wykorzystano podczas analizy niestacjonarności przepływu spalin pomiędzy rzędami rur w pęczku

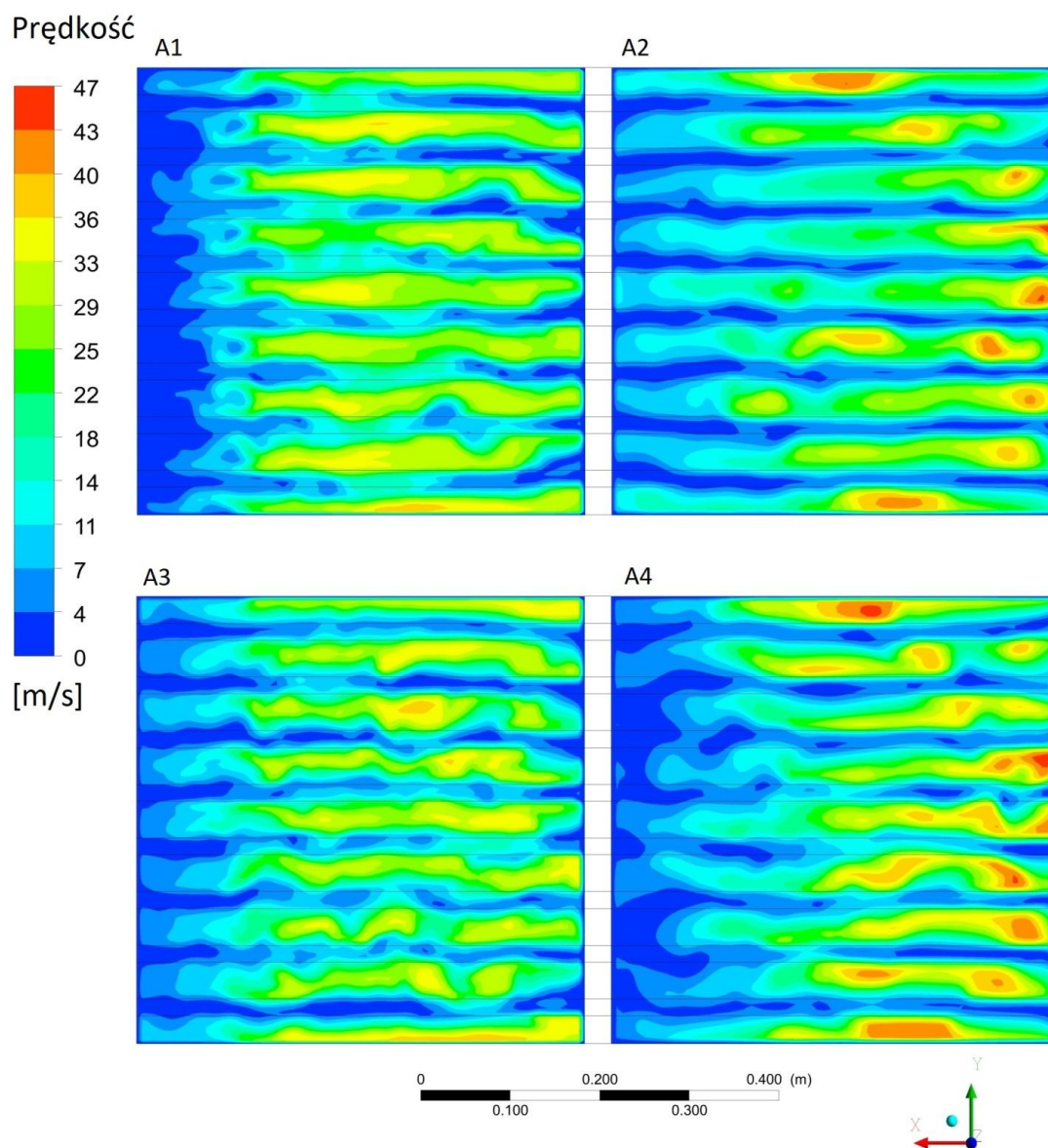
Przeprowadzona analiza wykazała, że obszar stagnacji powstający w poszczególnych przekrojach pęczka zmniejsza się w kierunku przepływu spalin. Spaliny po zmianie kierunku przepływu w obszarze poza stagnacją posiadają większą energię kinetyczną turbulencji niż w poprzedniej sekcji wymiennika. Najwyższe wartości tego parametru odnotowano w obszarze przepływu pomiędzy kolejnymi rzędami rur w pęczku. Przepływ gazów wokół pęczka doprowadził do wzrostu wartości współczynnika przejmowania ciepła po stronie spalin.



Rysunek 10: Rozkład prędkości przepływu spalin w periodycznej części wymiennika dla trzech analizowanych kroków czasowych [1]

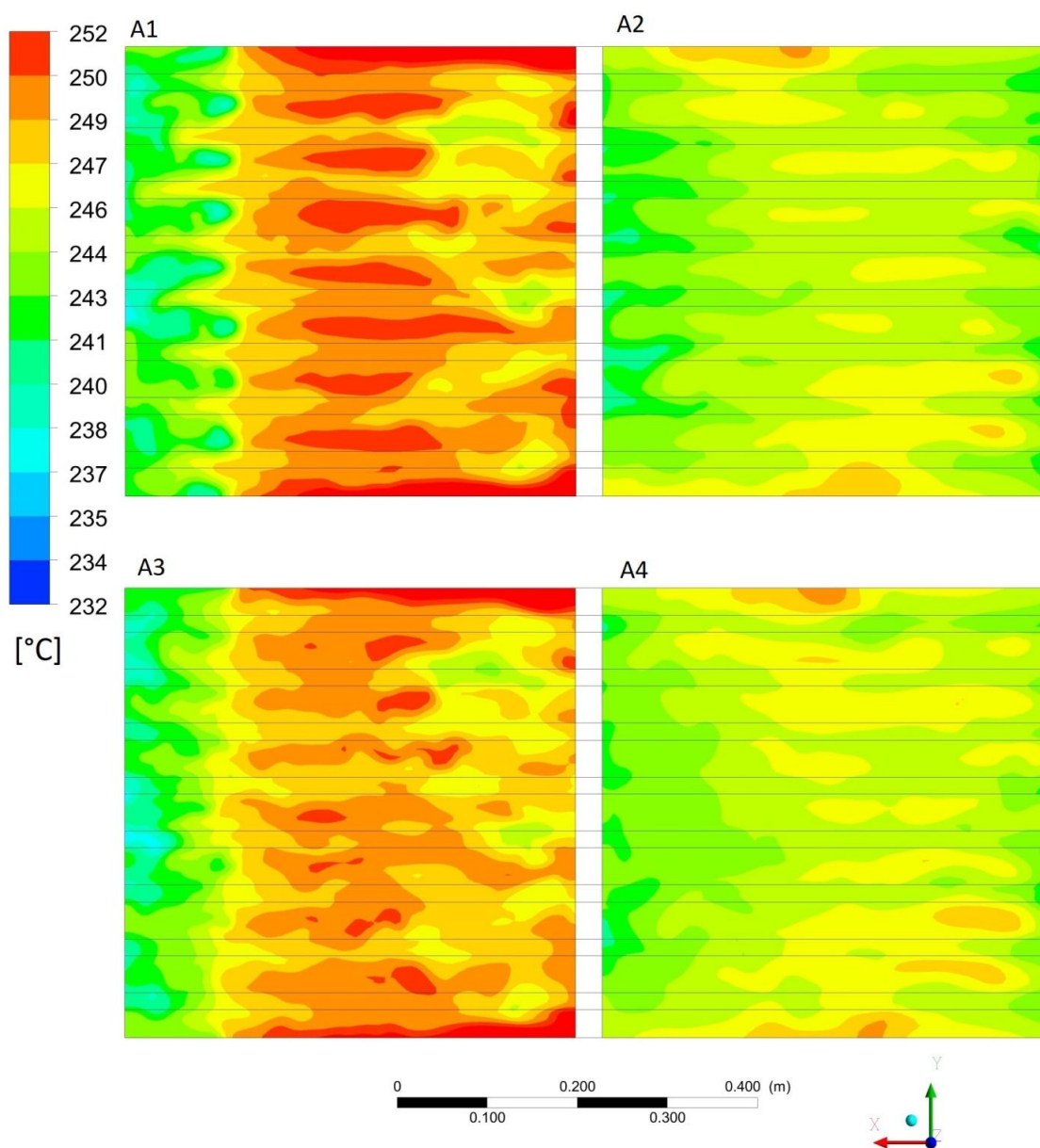


Rysunek 11: Rozkład temperatury spalin w periodycznej części wymiennika dla trzech analizowanych kroków czasowych [1]



Rysunek 12: Rozkład prędkości przepływu spalin między rzędami rur w pęczku dla periodycznej części wymiennika, A1 – za 2 rzędem w 1 części sekcji, A2 – za 6 rzędem w 2 części sekcji, A3 – za 4 rzędem w 1 części sekcji, A4 – za 4 rzędem w 2 części sekcji [1]

Temperatura



Rysunek 13: Rozkład temperatury spalin między rzędami rur w pęczku w periodycznej części wymiennika, A1 – za 2 rzędem w 1 części sekcji, A2 – za 6 rzędem w 2 części sekcji, A3 – za 4 rzędem w 1 części sekcji, A4 – za 4 rzędem w 2 części sekcji [1]

Uzyskiwanie niższej lokalnej temperatury spalin w objętości wymiennika od temperatury odnotowanej na wylocie istotnie wpływa na konieczność zachowania większej

czułości w kwestii kontroli wykraplania się wewnątrz wymiennika pary wodnej lub kwasów zawartych w spalinach. Przeprowadzona analiza wykazała obszary, w których należy zwrócić szczególną uwagę na zastosowanie dodatkowych punktów pomiaru temperatury spalin podczas eksploatacji wymiennika, które zapewnią większą kontrolę nad tym zjawiskiem.

Obszary stagnacji przepływu, które zostały zidentyfikowane w trakcie prowadzonej analizy, będą szczególnie narażone na osiadanie popiołu zawartego w spalinach przepływających przez wymiennik, powodując ograniczenie współczynnika przenikania ciepła pomiędzy czynnikami termodynamicznymi biorącymi udział w wymianie ciepła. Rekomendowanym rozwiązaniem jest zastosowanie kierownic przepływu, które doprowadzą do ograniczenia nierównomierności przepływu po skierowaniu strumienia spalin do kolejnej sekcji wymiennika.

8.2. Analiza pracy kotła wyposażonego w komorę dopalającą

Rzeczywiste warunki eksploatacji obiektu badawczego, jakie odtworzono w trakcie modelowania CFD, wykazały zróżnicowanie charakteru przepływu spalin, zależnego od obciążenia cieplnego urządzenia. Na rysunkach 14 oraz 15 przedstawiono rozkłady prędkości oraz temperatury podczas przepływu spalin przez kocioł w czterech analizowanych przypadkach. Analizowane przypadki dotyczyły eksploatacji urządzenia z nominalną oraz minimalną mocą cieplną (30% mocy nominalnej). Przeprowadzono także analizę wpływu ograniczenia strumienia masy spalin kierowanego bezpośrednio do komory dopalającej. Dane przedstawione na rysunkach 14 i 15 zostały zlokalizowane wzdłuż płaszczyzny przechodzącej przed rząd R3 rur (rys. 4). W tabeli 7 przedstawiono porównanie podstawowych parametrów eksploatacyjnych urządzenia grzewczego. Do parametrów tych należy temperatura spalin na wylocie $t_{eg,o}$, maksymalna prędkość przepływu spalin $u_{max,eg}$, spadek ciśnienia spalin Δp oraz moc cieplna, generowana w trakcie pracy \dot{Q} dla zmieniających się warunków eksploatacyjnych urządzenia.

W tabelach 7 - 9 symbolem a oznaczono przypadki, w których przepływ spalin do komory dopalającej nie podlegał ograniczeniu, zaś symbolem b przypadki, w których

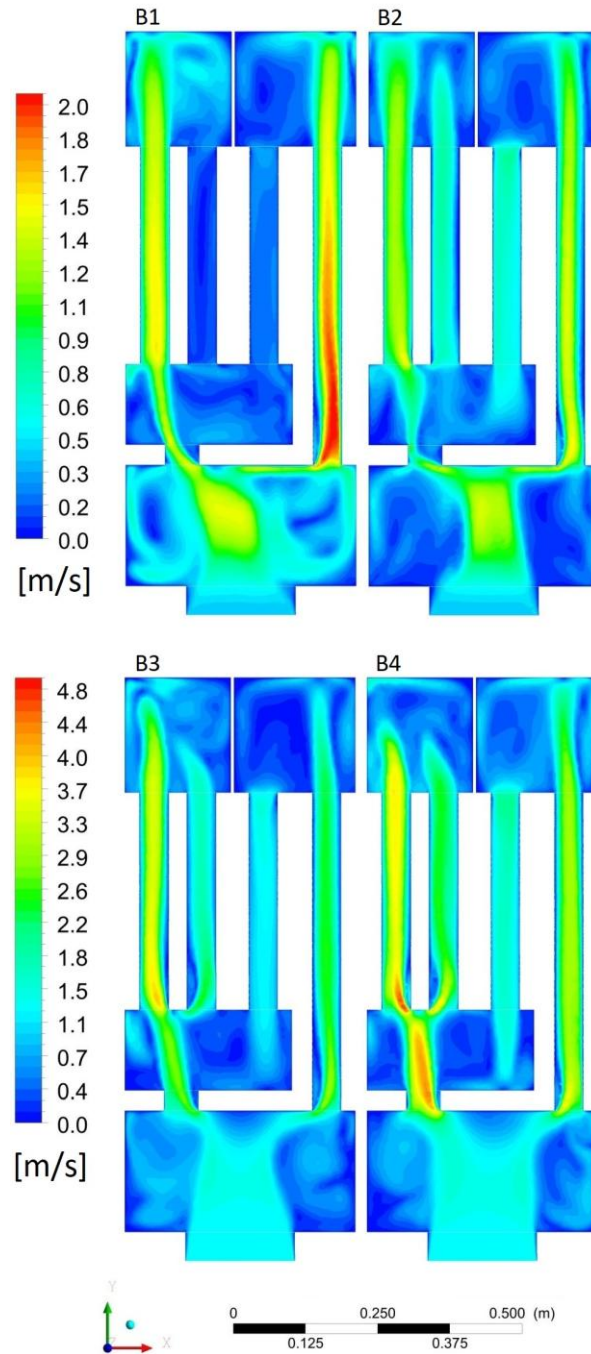
dokonano ograniczenia przekroju kanału łączącego komorę główną z komorą dopalającą o 50%.

Tabela 7: Zestawienie kluczowych parametrów pracy kotła dla każdego z analizowanych przypadków [2]

P_n (%)	30%		100%	
	a	b	a	b
$t_{eg,o}$ (°C)	138	107	228	221
$u_{max,eg}$ (m/s)	2.0	2.1	4.1	5.3
Δp (Pa)	2.82	2.62	7.63	12.2
\dot{Q} (kW)	4.7	4.7	11.8	12.3

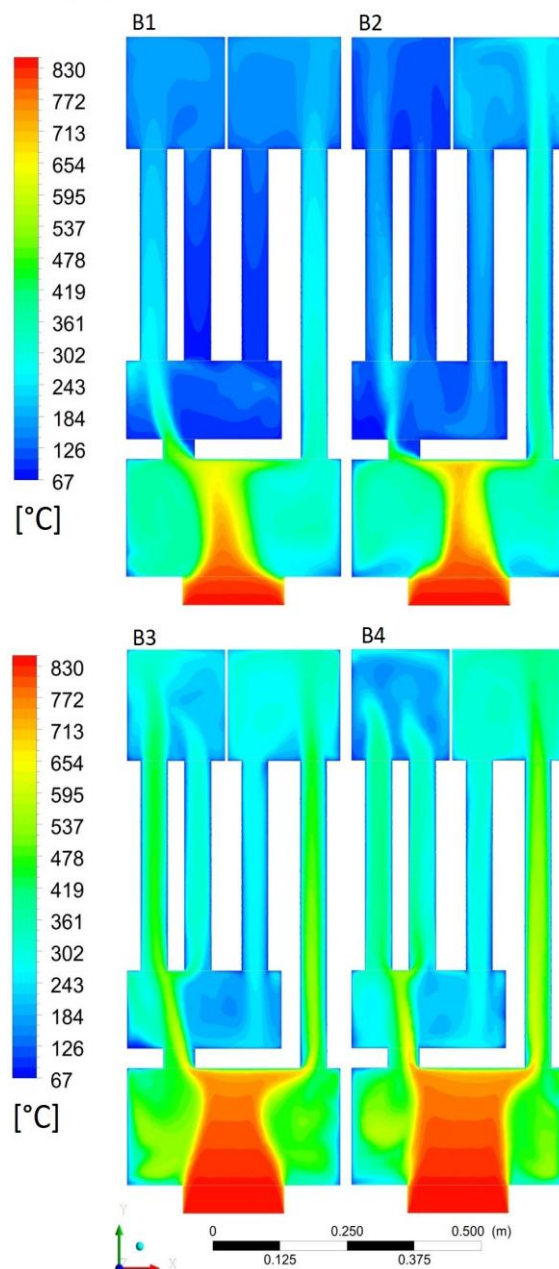
Przeprowadzone obliczenia wykazały obniżenie temperatury spalin opuszczających kocioł o 7 °C po zdławieniu przepływu. Korzyścią z tego wynikającą jest podniesienie sprawności urządzenia w trakcie eksploatacji o 4.2%. Wzrost sprawności cieplnej urządzenia został odnotowany jedynie podczas osiągnięcia przez urządzenie grzewcze mocy nominalnej. Zdławienie przepływu spowodowało wtedy wygenerowanie większej straty ciśnienia w kanale łączącym komorę spalania z komorą dopalającą (rys. 3, pkt. 7). Efektem tego zjawiska było skierowanie większego strumienia spalin przez pierwszy i drugi ciąg kotła. Większy strumień gazów przepływających przez pierwszy i drugi ciąg wygenerował wzrost prędkości przepływu. To z kolei wpłynęło na osiągnięcie większego współczynnika przejmowania ciepła dla spalin. Podczas pracy stanowiska z mocą minimalną zdławienie przepływu spalin obniżyło ich temperaturę na wylocie o 30 °C. W trakcie eksploatacji urządzenia grzewczego z mocą minimalną przez kocioł przepływa trzykrotnie mniejszy strumień masy spalin. W związku z tym wzrost mocy cieplnej urządzenia był prawie niezauważalny i wyniósł około 1%.

Prędkość



Rysunek 14: Rozkład prędkości przepływu spalin w komorze wymiennikowej kotła w płaszczyźnie przechodzącej przez rząd rur R3: B1 – przepływ swobodny dla 30% mocy kotła, B2 – przepływ ograniczony dla 30% mocy kotła, B3 – przepływ swobodny dla 100% mocy kotła, B4 – przepływ ograniczony dla 100% mocy kotła [2]

Temperatura



Rysunek 15: Rozkład temperatury spalin w komorze wymiennikowej kotła w płaszczyźnie przechodzącej przez rząd rur R3: B1 – przepływ swobodny dla 30% mocy kotła, B2 – przepływ ograniczony dla 30% mocy kotła, B3 – przepływ swobodny dla 100% mocy kotła, B4 – przepływ ograniczony dla 100% mocy kotła [2]

Analiza rozkładu prędkości spalin, przeprowadzona dla trzeciego ciągu kotła wykazała zdominowanie przepływu przez lewy rząd rur w pęczku, w rzucie urządzenia od frontu (rys. 4). W tabeli 8 przedstawiono rozkład strumienia masy spalin, który kierowany jest przez poszczególne kanały tworzące pęczek trzeciego ciągu kotła. W trakcie eksploatacji urządzenia pod pełnym obciążeniem, 60% strumienia masy spalin przepływa przez kolumnę C1 (rys. 4), gdy przepływ nie jest dławiony. Po zdławieniu, przez lewą część ciągu przepływa około 55% całkowitego strumienia. Podczas pracy kotła z mocą minimalną zauważono, że cały strumień masy kierowany jest przez kanały tworzące kolumnę C1 ciągu, zaś kolumną C2 (rys. 4) spaliny wracają z powrotem do komory dopalającej. Po zdławieniu przepływu dochodzi do zmiany lokalizacji przepływu zwrotnego, jednak zjawisko to nadal występuje. Zdławienie przepływu pozwoliło przenieść część przepływu zwrotnego do kolumny C1. Został on wtedy odnotowany dla przepływu spalin realizowanego kanałami umiejscowionymi w rzędach R1 i R2 (rys. 4). Efektem dławienia przepływu podczas pracy kotła z mocą minimalną jest skierowanie przepływu spalin kanałami zlokalizowanymi w rzędach R3 oraz R4 (rys. 4).

Tabela 8: Rozkład strumienia masy spalin przepływających przez kanały przepływowe tworzące trzeci ciąg kotła [2]

P_n (%)		30%			
		a		b	
Kolumna		C1	C2	C1	C2
Rząd					
R1		30.8%	<u>-7.3%</u>	<u>-6.0%</u>	<u>-5.3%</u>
R2		34.7%	<u>-6.6%</u>	<u>-6.0%</u>	14.7%
R3		36.8%	<u>-5.1%</u>	34.6%	20.9%
R4		23.6%	<u>-6.9%</u>	30.8%	16.3%
P_n (%)		100%			
		a		b	
Kolumna		C1	C2	C1	C2
Rząd					
R1		10.7%	8.1%	7.9%	7.6%
R2		17.5%	11.4%	11.9%	10.7%
R3		18.0%	11.5%	21.1%	14.6%
R4		13.0%	9.7%	14.1%	12.0%

Zauważono także, że w przypadku przepływu swobodnego większy strumień spalin kierowany jest przez rzędy R2 i R3. Gdy przepływ zostaje zdławiony, spaliny kierowane są do czopucha rzędami R3 i R4. Zjawisko to związane jest z geometrią komory dopalającej oraz sposobu dławienia przepływu spalin. Kanał łączący komorę spalania z komorą dopalającą zlokalizowany jest na samym środku komory dopalającej, pomiędzy rzędami R3 i R4 (rys. 4, pkt. 7). Spaliny, przepływając przez kanał łączący komorę dopalającą z komorą główną, osiągają najkrótszą drogę przepływu przez środkowe kanały trzeciego ciągu. Zdławienia przepływu dokonano przez zasłonięcie połowy kanału, która zlokalizowana jest od strony rzędów R1 oraz R2. Wtedy spaliny przepływają głównie kanałami w rzędach R3 i R4. Ograniczenia przepływu dokonano w ten sposób ze względu na uwarunkowania techniczne wprowadzenia takiego rozwiązania do kotła. Wykonać to można na przykład przy pomocy siłownika.

W tabeli 9 zebrano dane dotyczące strumienia masy spalin przepływającego przez poszczególne kanały pierwszego ciągu urządzenia grzewczego. Wartości procentowe umieszczone w tabeli wynikają z odniesienia poszczególnych strumieni masy przepływających spalin przez poszczególne kanały do całkowitego strumienia masy gazów spalinowych przepływającego przez kocioł. Przeprowadzona analiza wykazała, że w przypadku przepływu swobodnego pomiędzy komorą spalania a komorą dopalającą dla minimalnej mocy kotła przepływ realizowany był przez dwa wewnętrzne kanały. Wtedy zewnętrznymi kanałami pierwszego ciągu spaliny przepływają z powrotem do komory głównej. Z tego względu wartości w tabeli osiągają wartości ujemne. Po zdławieniu przepływu uzyskano równomierny przepływ przez poszczególne kanały pierwszego ciągu. Zdławienie przepływu podczas eksploatacji instalacji z mocą minimalną wywołało zmiany w strumieniu masy spalin przepływającym kanałami R2 oraz R3. Ograniczenie przekroju poprzecznego kanału (rys. 4, pkt. 7) wpłynęło na skierowanie większego strumienia spalin kanałem R2, ograniczając przepływ przez kanał R3. Z tego względu rozkłady prędkości przepływu spalin (rys. 14, pkt. B1, B2), przedstawione w płaszczyźnie przechodzącej przez kanały R3 wykazują ograniczenie prędkości przepływu przez pierwszy ciąg po zdławieniu przepływu. Podczas pracy urządzenia z mocą nominalną równomierny przepływ spalin

przez pierwszy ciąg występował niezależnie od występowania dławienia wewnątrz kanału (rys. 4, pkt. 7). Po zdławieniu przepływu, podczas eksploatacji urządzenia z mocą minimalną jedynie 13% masy spalin przepływa z pominięciem pierwszego ciągu. Gdy dławienie nie występowało było to aż 68,5%. W przypadku pracy instalacji cieplnej z mocą nominalną zmiana strumienia masy spalin przepływającego przez pierwszy ciąg kotła nie była tak intensywna. Spaliny przepływające bezpośrednio do komory dopalającej stanowiły odpowiednio 63,2% całkowitego strumienia masy spalin dla przepływu swobodnego oraz 48,7% dla przepływu zdławionego.

Tabela 9: Rozkład strumienia masy spalin przepływającego przez poszczególne kanały pierwszego ciągu kotła odniesiony do całkowitego strumienia masy spalin [2]

Rząd \ P _n (%)	30%		100%	
	a	b	a	b
R1	<u>-16.1%</u>	18.6%	8.9%	12.6%
R2	28.1%	25.2%	9.1%	13.3%
R3	31.5%	22.5%	9.7%	13.1%
R4	<u>-12.0%</u>	21.4%	9.1%	12.3%

Przeprowadzona analiza wykazała, że dławienie przepływu spalin pomiędzy komorą główną a komorą dopalającą w trakcie pracy kotła z mocą minimalną nie powoduje wzrostu oporów przepływu spalin przez urządzenie grzewcze. W trakcie pracy kotła z minimalną mocą cieplną strumień masy wyprodukowanych spalin w procesie spalania jest ograniczony. Spaliny po zdławieniu przepływu wypełniły w równym stopniu kanały pierwszego ciągu, doprowadzając do wyrównania ciśnienia w tym obszarze. Podczas eksploatacji kotła z mocą nominalną, ilość spalin przepływających przez urządzenie grzewcze jest 3.3 razy wyższa w stosunku do eksploatacji urządzenia z mocą minimalną. Efektem jest uzyskiwanie wyższego ciśnienia cząstkowego poszczególnych składników spalin. Dławienie przepływu doprowadziło wtedy do wygenerowania strat ciśnienia wyższych o około 60% w stosunku do tych, jakie odnotowano podczas swobodnego przepływu spalin przez urządzenie grzewcze.

Przeprowadzona analiza wykazała, że kotły grzewcze pracując w szerokim zakresie obciążenia cieplnego osiągają zróżnicowane warunki przepływu spalin przez

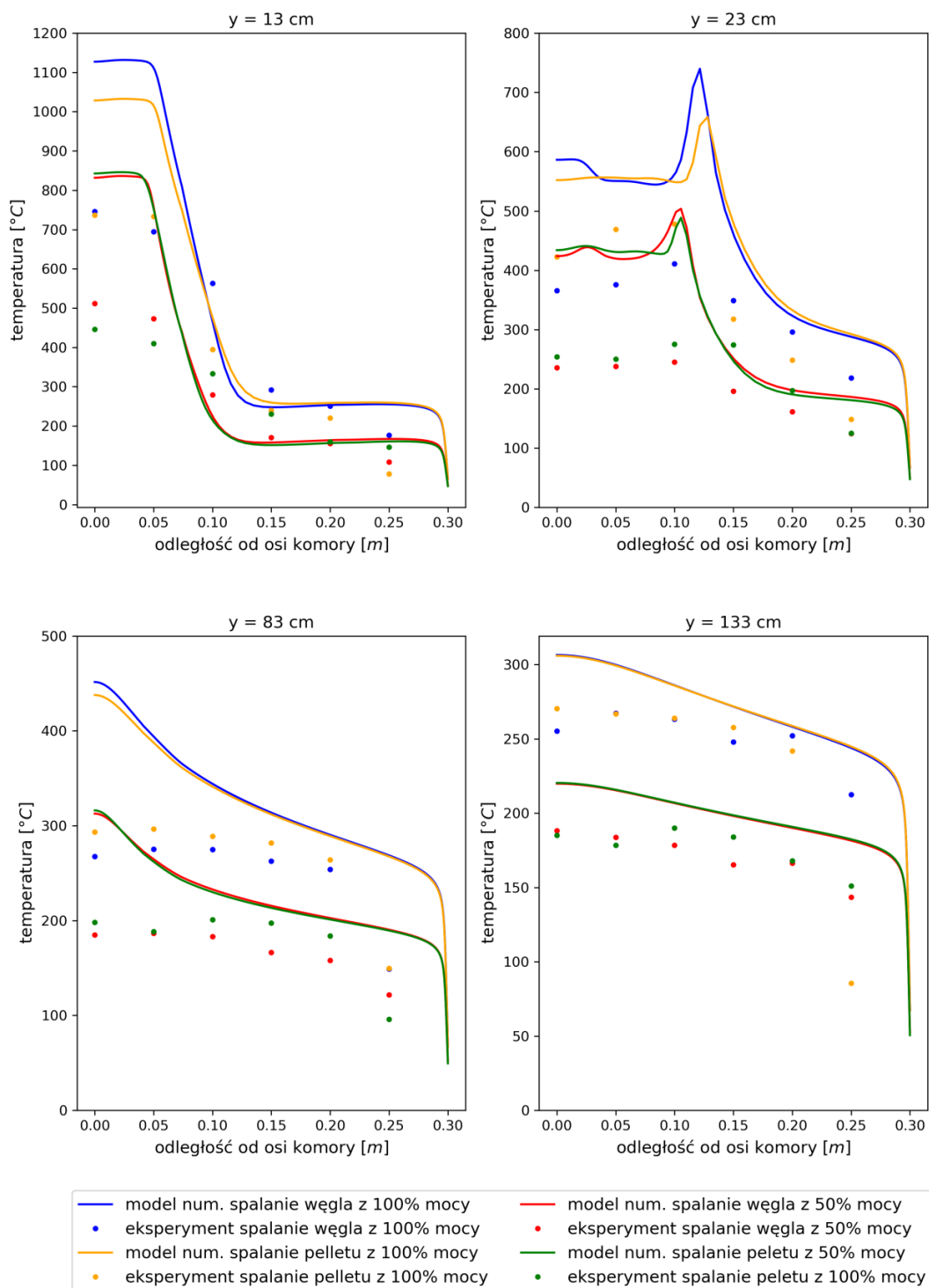
komory spalania. Skutkuje to występowaniem zmieniającego się rozkładu ciśnienia wewnątrz urządzeń grzewczych, który zależy jest od aktualnego obciążenia cieplnego. Optymalne warunki pracy kotłów na paliwa stałe, w których konstrukcja umożliwia podział strumienia masy spalin na dwa lub więcej strumieni wymaga zachowania podziału tego strumienia w odpowiednich proporcjach. Optymalny podział strumienia spalin wynika z rozkładu ciśnienia wewnątrz komory wymiennikowej. Zapewnienie optymalnej sprawności cieplnej urządzeń grzewczych wiąże się z odebraniem jak największej ilości ciepła ze spalin, przy zachowaniu możliwie niskiego oporu przepływających spalin przez urządzenie grzewcze. Z tego względu w procesie projektowania instalacji ciepłowniczych konieczne jest uwzględnienie warunków pracy, z jakimi będzie zmagać się projektowana instalacja w pełnym zakresie występujących obciążeń cieplnych. Pozwoli to na uzyskiwanie optymalnych warunków eksploatacyjnych instalacji spalających paliwa stałe.

8.3. Analiza pracy komory cylindrycznej

Podczas badań prowadzonych z wykorzystaniem cylindrycznej komory spalania wyznaczono rozkład temperatury spalin w jej objętości. Wyniki analizy przedstawiono na rysunku 16. Na potrzeby wizualizacji wybrano cztery płaszczyzny pomiarowe, reprezentujące rozkłady temperatury dla dolnej, środkowej oraz górnej części komory spalania (rys. 5). Płaszczyzny zlokalizowane 13 cm oraz 23 cm ponad palnikiem reprezentują strefę w otoczeniu palnika. Płaszczyzna zlokalizowana 83 cm powyżej palnika reprezentuje strefę położoną w połowie wysokości komory. Ostatnia płaszczyzna zlokalizowana jest 133 cm powyżej palnika. Znajduje się ona tuż obok czopucha, którym spaliny kierowane są do komina. Porównano rozkład temperatury spalin uzyskany na drodze badań eksperymentalnych oraz modelowania CFD. Wykazano, że temperatura spalin wyznaczona na podstawie modelu osiąga wyższe wartości w porównaniu z pomiarami eksperymentalnymi. Największe różnice odnotowano w sąsiedztwie płomienia. Temperatura w dolnej części komory spalania (w osi stanowiska) w trakcie eksperymentu była niższa o około 350 °C od wartości uzyskanej podczas obliczeń CFD. Różnica ta ulega zmniejszeniu w miarę oddalania się od płomienia, zarówno w kierunku

osiowym, jak i promieniowym. Dla punktów pomiarowych oddalonych o 5 cm od bocznej ściany komory spalania podczas eksperymentu odnotowano niższą temperaturę spalin o około 50 °C w stosunku do wyników obliczeń numerycznych.

Przeprowadzona została również analiza kluczowych wielkości fizycznych, które opisują najważniejsze parametry pracy stanowiska podczas eksperymentu. Informacje te porównano z wielkościami uzyskanymi na podstawie przygotowanego modelu CFD. Dane te zebrano w tabeli 10. Do wielkości tych należą kolejno strumień ciepła, jaki przekazywany jest do wody chłodzącej \dot{Q} , temperatura $t_{eg,o}$ spalin kierowanych do czopucha, temperatura wody chłodzącej $t_{\sigma,o}$ na wylocie z kotła, różnica temperatury wody chłodzącej stanowisko pomiędzy króćcem wlotowym i wylotowym Δt_{σ} oraz udział masowy tlenu $O_{2,o}$ i dwutlenku węgla $CO_{2,o}$ w spalinach kierowanych do czopucha. Wspomniane wielkości fizyczne wyznaczono uśredniając wyniki uzyskane na drodze badań eksperymentalnych. W tabeli 11 przedstawiono porównanie strumienia masy spalin $\dot{m}_{eg,o}$, jaki kierowany jest do czopucha dla zmieniających się warunków eksploatacyjnych stanowiska. Porównano wartości uzyskane podczas modelowania CFD z teoretyczną ilością spalin powstających w procesie spalania. Pomiar strumienia masy spalin przepływających przez stanowisko nie był możliwy w czasie realizacji eksperymentu ze względu na brak wystarczająco dokładnych narzędzi pomiarowych. Porównanie wartości przedstawionych w tabelach 10 i 11 pozwoliło stwierdzić poprawność przygotowanego modelu CFD. Model wykazuje zbieżność zarówno z wynikami badań eksperymentalnych, jak i obliczeń teoretycznej ilości spalin powstających w procesie spalania.



Rysunek 16: Porównanie temperatury spalin dla różnych części komory spalania uzyskiwanej w trakcie badań eksperymentalnych oraz obliczeń numerycznych [3]

Opierając się o przygotowany model CFD wyznaczono rozkład temperatury dla spalin zlokalizowanych w warstwie przyściennej w funkcji wysokości komory spalania. Przygotowanie modelu umożliwiło również przeprowadzenie analizy średniej temperatury gazów spalinowych wewnątrz komory spalania, dla zmieniających się warunków eksploatacyjnych instalacji grzewczej. Uśrednienie przeprowadzono wzdłuż horyzontalnej płaszczyzny przekroju komory badawczej. Płaszczyzna ta przesuwana była wzdłuż wysokości komory spalania.

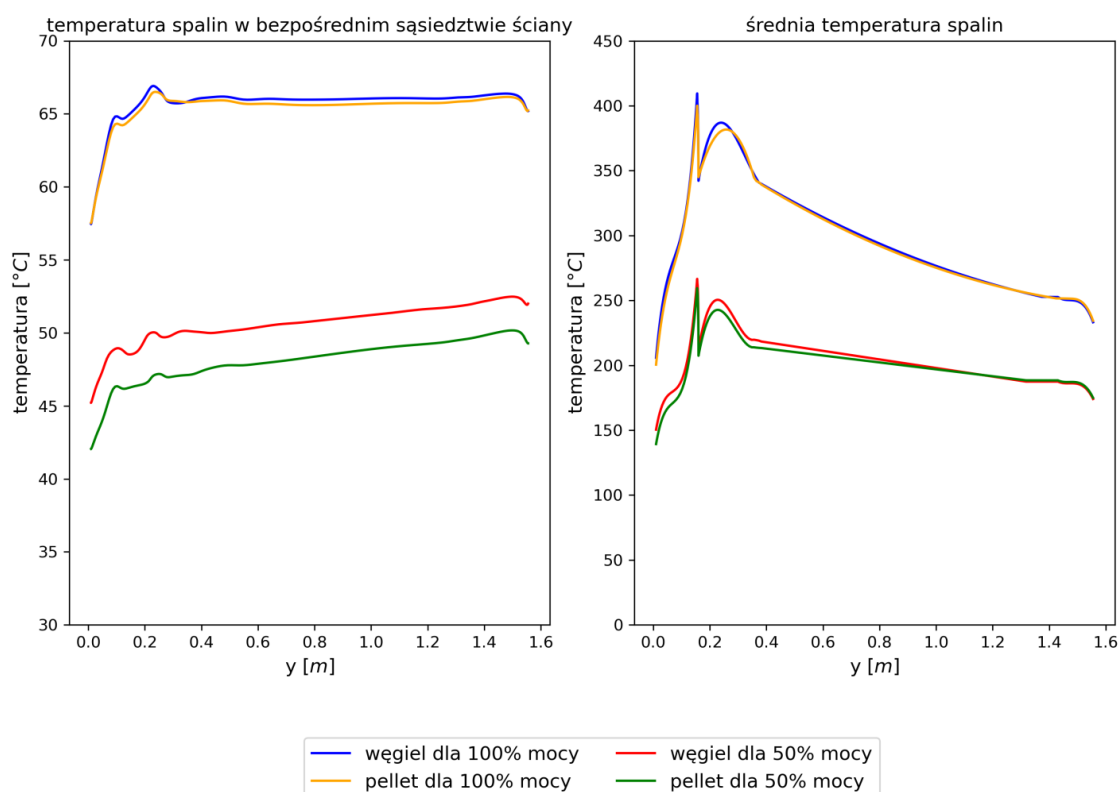
Tabela 10: Porównanie kluczowych wielkości fizycznych uzyskanych na drodze obliczeń numerycznych oraz prowadzonych prac eksperymentalnych bądź obliczeń analitycznych (w przypadku braku możliwości pomiaru danej wielkości fizycznej) [3]

	dane eksperymentalne				dane na podstawie modelu CFD			
	węgiel		pellet		węgiel		pellet	
P_n (%)	50%	100%	50%	100%	50%	100%	50%	100%
\dot{Q} (kW)	6.5	11.7	6.2	11.7	6.5	12.6	6.2	11.7
$t_{eg,o}$ (°C)	177.8	276.3	180.4	266.5	189.8	258.5	190.6	259.7
$t_{\sigma,o}$ (°C)	49.2	60.6	46.7	61.2	48.9	61.2	46.5	61.1
Δt_{σ} (°C)	6.9	7.7	6.6	7.7	6.6	8.2	6.3	7.6
$O_{2,o}$ (%)	14.2	10.0	13.8	11.2	13.9	9.6	14.1	11.6
$CO_{2,o}$ (%)	7.0	10.1	7.0	9.1	7.4	10.8	9.8	12.5

Rozkład temperatury dla warstwy przyściennej oraz średniej temperatury spalin w funkcji wysokości komory badawczej przedstawiono na rysunku 17. Uzyskanie wspomnianych wielkości na drodze pomiarowej było niemożliwe ze względu na niedokładność pomiarową oraz konstrukcję stanowiska, która umożliwiła pomiar temperatury spalin w określonych punktach pomiarowych.

Tabela 11: Porównanie teoretycznej ilości spalin powstających w procesie spalania węgla oraz pelletu z danymi uzyskanymi w drodze modelowania CFD [3]

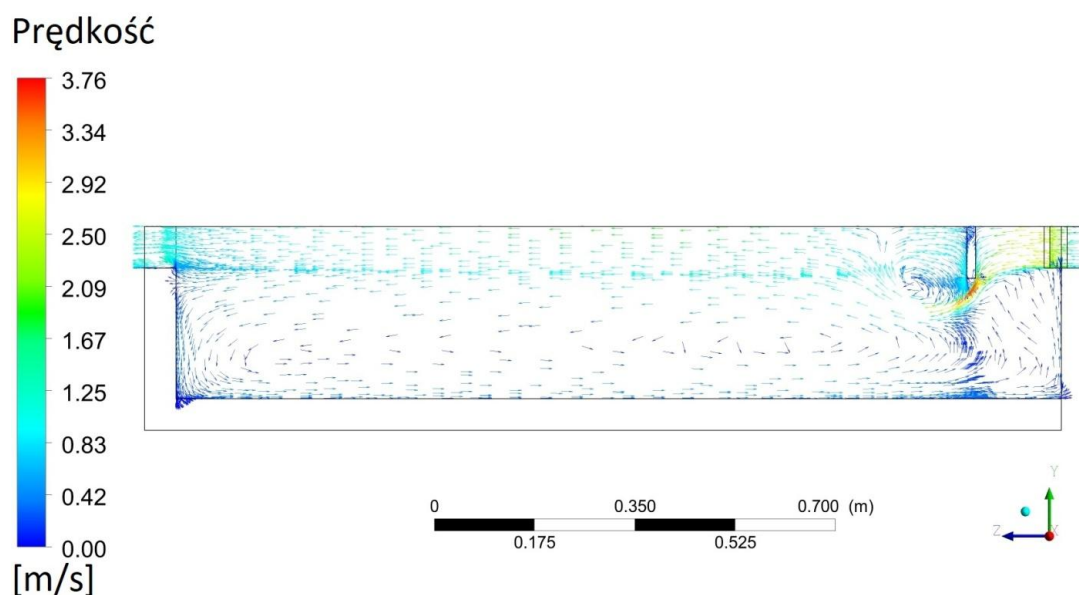
	obliczenia teoretyczne		dane na podstawie modelu CFD	
P_n (%)	50%	100%	50%	100%
$\dot{m}_{eg,o,c}$ (kg/s)	$0.80 \cdot 10^{-2}$	$1.09 \cdot 10^{-2}$	$0.80 \cdot 10^{-2}$	$1.11 \cdot 10^{-2}$
$\dot{m}_{eg,o,d}$ (kg/s)	$0.75 \cdot 10^{-2}$	$1.17 \cdot 10^{-2}$	$0.75 \cdot 10^{-2}$	$1.18 \cdot 10^{-2}$



Rysunek 17: Rozkład temperatury spalin w warstwie przyściennej oraz średniej temperatury spalin w funkcji wysokości komory spalania [3]

Temperatura spalin zlokalizowanych w warstwie przyściennej jest ściśle związana z charakterem przepływu występującym w sąsiedztwie ściany. Rozkład prędkości przepływu spalin, uzyskany podczas spalania pelletu z nominalnym obciążeniem cieplnym komory przedstawiono na rysunku 18. Ograniczono się do wizualizacji rozkładu prędkości przepływu dla jednego przypadku, ze względu na występowanie tożsamego pola

przepływowego dla zmieniających się parametrów eksploatacyjnych instalacji. Zmianom ulegały jedynie lokalne wartości prędkości przepływu spalin, spowodowane zmieniającym się strumieniem masy spalin, jaki przepływa przez komorę spalania dla zmieniających się warunków pracy.



Rysunek 18: Rozkład prędkości przepływu spalin wewnątrz komory spalania [3]

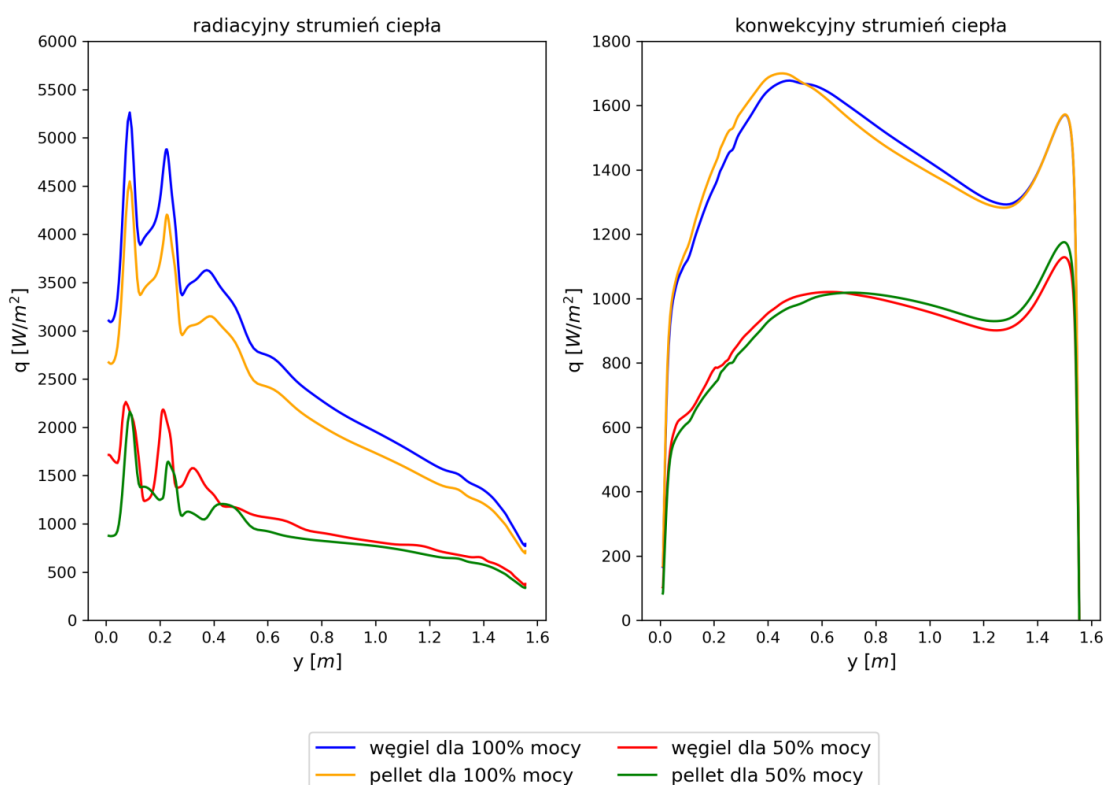
Analiza pola przepływowego wykazała występowanie w sąsiedztwie deflektora zawirowania przepływu. Zawirowanie to jest odpowiedzialne za spadek średniej temperatury spalin w odległości około piętnastu centymetrów powyżej palnika. Wykazano występowanie przepływu zwrotnego wzdłuż bocznej ściany komory spalania. Spaliny przepływając wzdłuż ściany bocznej komory są kierowane z powrotem do strefy płomienia, gdzie dochodzi do mieszania się tego strumienia z gorącymi spalinami wypływającymi ze strefy spalania. Przepływ spalin wzdłuż bocznej ściany komory spalania od góry do dołu wpływa na spadek temperatury w warstwie przyściennej w kierunku przepływu. Podczas eksploatacji stanowiska z mocą minimalną odnotowano większe zmiany temperatury spalin zlokalizowanych w warstwie przyściennej, w funkcji wysokości komory spalania, w stosunku do rozkładu temperatury uzyskanego podczas pracy instalacji z mocą nominalną. Jest to związane z mniejszą pojemnością cieplną spalin, wynikającą z ograniczenia strumienia masy przepływających spalin w stosunku do

eksploatacji instalacji z mocą nominalną. Przepływ zwrotny spalin występujący wzdłuż bocznej ściany komory spalania intensyfikuje przepływ ciepła przez konwekcję. Prędkość przepływu uzyskiwanego wzdłuż ściany odpowiada za uzyskiwane wartości konwekcyjnego współczynnika przejmowania ciepła na powierzchni ścian odbierających ciepło.

Średnia temperatura spalin ulegała dynamicznym zmianom w funkcji wysokości stanowiska badawczego. Najwyższą średnią temperaturę spalin wynoszącą około 400 °C (rys. 17) odnotowano dwanaście centymetrów powyżej złoża. W strefie komory zlokalizowanej powyżej deflektora dochodziło do obniżenia temperatury gazów spalinowych, ze względu na zawrócenie przepływu spalin. Dalej, w miarę oddalania się od palnika, dochodziło do wzrostu średniej temperatury spalin. Było to związane z dostarczeniem do tego obszaru strumienia spalin o wyższej temperaturze po opłynięciu deflektora dłuższą drogą. W wyższych partiach komory spalania średnia temperatura spalin ulegała liniowemu spadkowi. Zmiana profilu temperatury w końcowej części wykresu związana jest z występowaniem w tym miejscu płaszcza wodnego zamykającego komorę spalania od góry. Spowodowało to występowanie dodatkowego chłodzenia spalin we wspomnianym obszarze.

Na rysunku 19 przedstawiony został rozkład strumienia ciepła, jaki przekazywany jest do czynnika chłodzącego wzdłuż bocznej ściany komory spalania. W trakcie analizy uwzględniono podział strumienia ciepła na strumień przepływający wskutek promieniowania oraz konwekcji. W dolnej części komory spalania radiacja była mechanizmem dominującym. W miarę oddalania się od palnika, lokalna wartość strumienia ciepła przekazywanego przez radiację zaczynała się intensywnie obniżać. Wartości strumienia ciepła przekazywanego wskutek konwekcji ulegały ograniczonym zmianom w funkcji odległości od złoża paliwa. Podczas eksploatacji urządzenia z mocą nominalną, pierwsze lokalne maksimum strumienia ciepła przekazywanego przez konwekcję odnotowano w odległości 40 centymetrów powyżej palnika. Gdy eksploatowano kocioł z mocą minimalną, pierwsze lokalne maksimum przesunęło się o około 10 centymetrów wyżej w stosunku do eksploatacji instalacji ze stuprocentowym

poziomem mocy. Drugie lokalne maksimum odnotowano na samej górze komory spalania, gdzie dochodziło do zmiany kierunku przepływu spalin z horyzontalnego na wertykalny. Wartość konwekcyjnego strumienia ciepła w tym miejscu podczas eksploatacji urządzenia z mocą nominalną była o około 6% niższa w stosunku do pierwszego maksimum, jakie odnotowano w dolnej części komory. Podczas pracy instalacji z mocą minimalną odnotowano 20% wzrost konwekcyjnego strumienia ciepła w tym miejscu w stosunku do pierwszego maksimum.

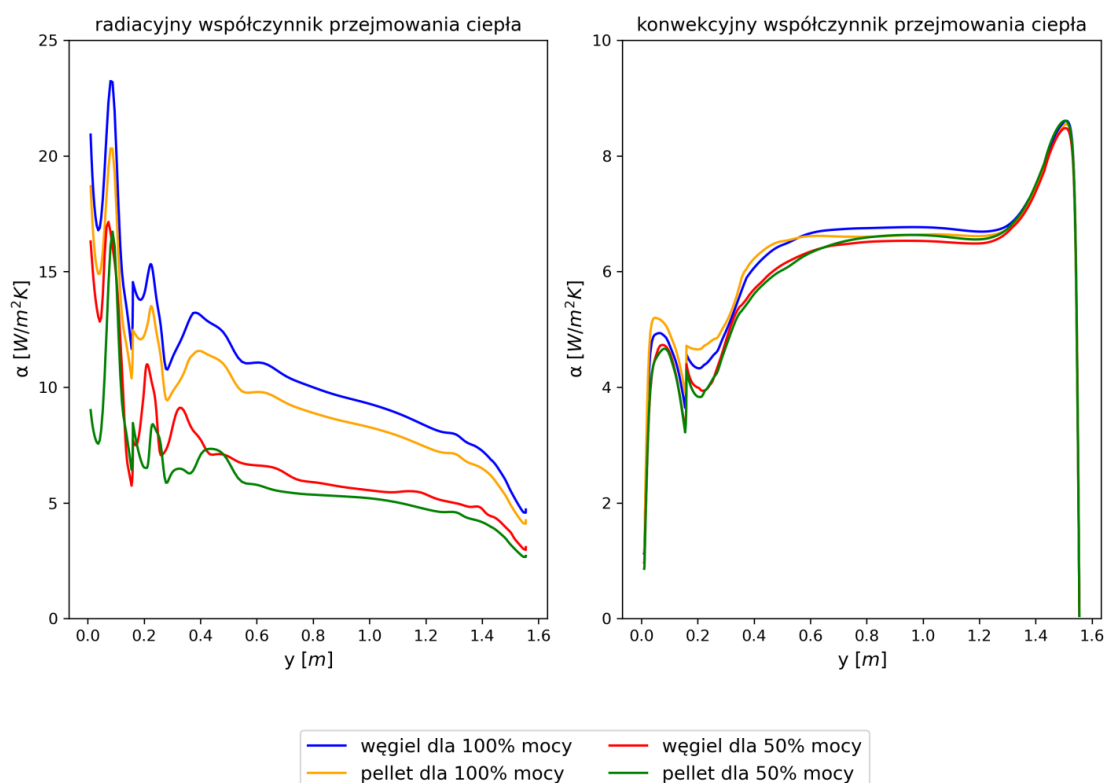


Rysunek 19: Rozkład radiacyjnej oraz konwekcyjnej gęstości strumienia ciepła w funkcji wysokości komory spalania [3]

Całkowanie uzyskanych rozkładów strumienia ciepła umożliwiło określenie udziałów radiacji oraz konwekcji podczas zmieniających się warunków eksploatacyjnych badanej instalacji. Analiza wykazała, że udział ten w znacznym stopniu zależy od obciążenia cieplnego urządzenia grzewczego. Udział promieniowania i konwekcji

w przepływie ciepła wewnątrz instalacji związany był również z rodzajem spalane go paliwa, jednak w mniejszym zakresie. Zastąpienie paliwa pierwotnego przez paliwo odnawialne wpłynęło na procesy wymiany ciepła. Wiązało się to ze zmianą strumienia masy spalin przepływających przez komorę spalania. Podczas spalania węgla z mocą nominalną promieniowanie wynosiło 61.7% całkowitego strumienia ciepła. Gdy obniżono moc cieplną o połowę radiacja stanowiła 50.0% całkowitego strumienia ciepła. Po zastąpieniu paliwa kopalnego przez pellet radiacja wyniosła 58.6% podczas pracy z mocą nominalną oraz 47.5% podczas eksploatacji urządzenia z mocą minimalną.

Analiza przedstawionych w niniejszej pracy parametrów termodynamicznych zachodzących podczas eksploatacji cylindrycznej komory spalania umożliwiła wyznaczenie wartości konwekcyjnego oraz radiacyjnego współczynnika przejmowania ciepła. Oba przebiegi w funkcji wysokości komory spalania przedstawiono na rysunku 20. W czasie analizy rozkładu radiacyjnego współczynnika przejmowania ciepła stwierdzono zbieżność tego parametru z rozkładem strumienia ciepła przekazywanego przez promieniowanie. Wyznaczony rozkład konwekcyjnego współczynnika przejmowania ciepła pozwolił stwierdzić występowanie zjawiska konwekcji swobodnej wzdłuż powierzchni ogrzewalnych urządzenia grzewczego. Najwyższe wartości tego współczynnika występują w górnej części komory spalania. W tym miejscu dochodzi do zmiany kierunku przepływu spalin, co wpływa na zwiększenie osiągniętych wartości współczynnika przejmowania ciepła. Wartość tego współczynnika maleje w kierunku przepływu spalin wzdłuż bocznej ściany komory spalania. Wpływ na osiąganą wartość konwekcyjnego współczynnika przejmowania ciepła mają zachodzące w instalacji warunki przepływowe, opisywane przez liczby podobieństwa przepływu.

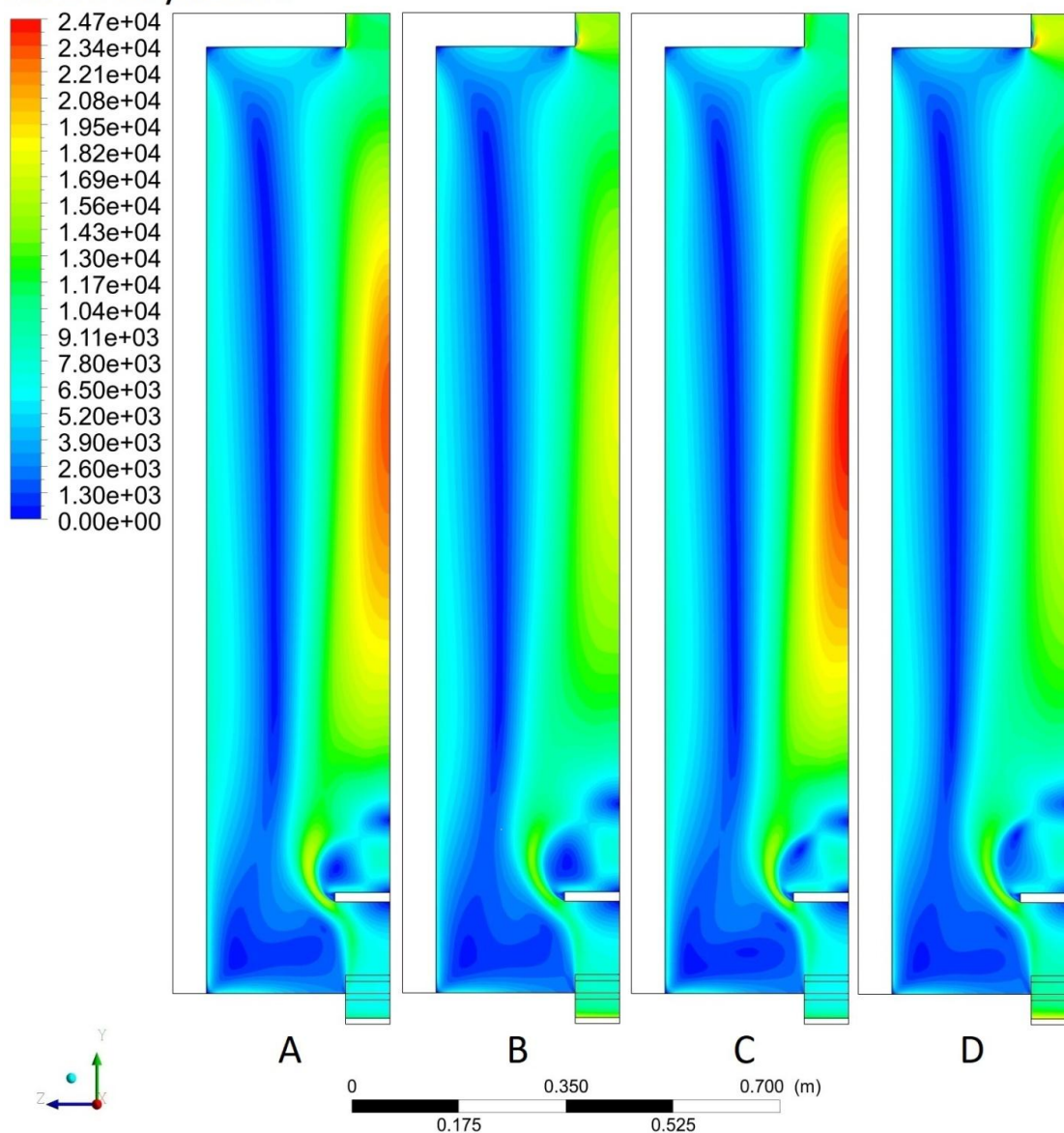


Rysunek 20: Rozkład radiacyjnego i konwekcyjnego współczynnika przyjmowania ciepła po stronie spalin w funkcji wysokości komory spalania

Na rysunku 21 przedstawiono rozkład liczby Reynoldsa dla analizowanych przypadków. Dla różnych mocy stanowiska oraz zmiany stosowanego paliwa uzyskano podobne wartości tej liczby w obszarze warstwy przyściennej, wzdłuż bocznej ściany komory spalania. Rozkład liczby Reynoldsa w obszarze warstwy przyściennej świadczy o małych prędkościach przepływu we wspomnianym obszarze. Wartości liczby Reynoldsa ulegały zmianom w obszarze centralnym komory spalania, szczególnie podczas zmian obciążenia cieplnego instalacji grzewczej. Zjawisko to nie miało jednak istotnego wpływu na zachodzące w warstwie przyściennej procesy wymiany ciepła. Odnotowano wyższe wartości liczby Reynoldsa w centralnej części komory podczas eksploatacji instalacji ciepłowniczej z mocą minimalną. Wpływ na uzyskiwanie wyższych wartości liczby Reynoldsa podczas pracy stanowiska z mocą minimalną związany jest z obniżeniem temperatury spalin. Spadek temperatury spalin wpłynął na obniżenie wartości

kinematycznego współczynnika lepkości spalin, którego wpływ na liczbę Reynoldsa w tym przypadku był dominujący.

Liczba Reynoldsa



Rysunek 21: Rozkład Liczby Reynoldsa dla przepływu spalin wewnątrz komory spalania, A) podczas spalania węgla z mocą 50%, B) podczas spalania węgla z mocą 100%, C) podczas spalania pelletu z mocą 50%, D) podczas spalania biomasy z mocą 100%

Powstanie większego strumienia masy spalin podczas eksploatacji urządzenia grzewczego z większą mocą prowadzi do wzrostu prędkości przepływu spalin przepływających przez komorę spalania. Błędnym założeniem jest jednak domniemanie wzrostu liczby Reynoldsa wynikającego ze zwiększenia obciążenia cieplnego instalacji ciepłowniczej. Prędkość przepływu nie jest w tym przypadku czynnikiem posiadającym dominujący wpływ na uzyskiwane wartości liczby Reynoldsa. Porównanie uzyskanych rozkładów liczby Reynoldsa podczas spalania dwóch typów paliw dla minimalnego obciążenia instalacji wykazało uzyskanie wyższych wartości tego parametru w centralnej części komory podczas spalania pelletu. Spalając biomasę drzewną wygenerowano większy strumień masy spalin, co w efekcie pozwoliło osiągnąć gazom spalinowym niższą temperaturę, skutkując wzrostem wartości liczby Reynoldsa. Podczas eksploatacji instalacji z mocą nominalną nie wykazano zmian tego parametru w strumieniu centralnym spalin, przepływającym wzdłuż osi stanowiska.

Przeprowadzona analiza wykazała, że modelowanie procesów wymiany ciepła z wykorzystaniem modeli o wysokiej kinetyce reakcji pozwala na wiarygodne odtwarzanie warunków przepływowych zachodzących w urządzeniach energetycznych. Modele spalania o wysokiej kinetyce reakcji wykazują trudności związane z zawyżeniem temperatury spalania. Skutkuje to uzyskiwaniem wyższych wartości temperatury gazów spalinowych, szczególnie w bezpośrednim sąsiedztwie płomienia.

W trakcie badań zauważono, że udział promieniowania i konwekcji w procesie przepływu ciepła ma związek z obciążeniem cieplnym urządzenia energetycznego. Udział radiacji maleje w miarę obniżania się obciążenia cieplnego instalacji. Zastępowanie paliw kopalnych odnawialnymi paliwami stałymi obniża temperaturę wewnątrz komory spalania, skutkując ograniczeniem strumienia ciepła przekazywanego przez promieniowanie. Jest to związane z obniżeniem się średniej temperatury wewnątrz komory spalania podczas spalania pelletu. Spalanie pelletu skutkuje przepływem większego strumienia masy spalin przez komorę spalania ze względu na mniejszą wartość opałową tego paliwa oraz prowadzenie spalania z wyższym współczynnikiem nadmiaru spalania. Zastąpienie stałych paliw kopalnych przez stałe paliwa odnawialne utrzymało wartość konwekcyjnego

strumienia ciepła na tym samym poziomie. Zmiana rodzaju paliwa oraz poziomu obciążenia cieplnego instalacji ciepłowniczej nie wpłynęła na wartość konwekcyjnego współczynnika przejmowania ciepła.

9. Podsumowanie i wnioski

Prezentowane w ramach pracy doktorskiej wyniki badań wykazały istniejące możliwości poprawy efektywności energetycznej spalania paliw stałych w warunkach nieruchomego złoża. W czasie prowadzenia badań wykazano, że zróżnicowane warunki eksploatacyjne, jakie występują podczas spalania paliw stałych istotnie wpływają na zjawiska przepływu ciepła. Jedną z głównych przyczyn takiego stanu rzeczy jest sposób obmywania powierzchni odbierających ciepło przez gazy spalinowe, przepływające przez instalacje ciepłownicze podczas eksploatacji. Zróżnicowane obciążenie cieplne urządzeń energetycznych przekłada się na zmiany strumienia masy spalin przepływających przez te objekty. Skutkuje to zmianami w rozkładzie ciśnienia wewnątrz komór wymiennikowych, oddziałując na charakter przepływu gazów spalinowych przez te urządzenia.

Równomierne rozprowadzenie strumienia masy spalin przez poszczególne kanały przepływowe urządzeń energetycznych pozytywnie wpływa na zjawiska przepływu ciepła zachodzące w tych obiektach. Równomierny przepływ gazów spalinowych przez poszczególne kanały instalacji ciepłowniczych pozwala osiągnąć tym obiektom wyższą efektywność energetyczną. Podniesienie efektywności spalania paliw stałych prowadzi do wymiernych korzyści ekonomicznych, środowiskowych oraz społecznych. Wyższa sprawność instalacji ciepłowniczych wpływa na ograniczenie zużycia paliw pierwotnych. Pozwoli to na ograniczenie emisji gazów cieplarnianych oraz substancji toksycznych do atmosfery. Ze względu na postępujące wzrosty cen paliw oraz uprawnień do emisji dwutlenku węgla ograniczenie zużycia paliw pozwala na redukcję kosztów ogrzewania.

Przeprowadzona analiza pozwoliła uzyskać odpowiedzi na postawiony główny cel badawczy oraz cele szczegółowe. Udowodniono, że istnieje możliwość poprawy efektywności energetycznej badanych instalacji ciepłowniczych spalających paliwa stałe w warunkach nieruchomego złoża. Określono, jaki wpływ na procesy wymiany ciepła ma

charakter przepływu gazów spalinowych przez badane instalacje ciepłownicze. Wykazano oddziaływanie zmieniającego się poziomu obciążenia cieplnego instalacji ciepłowniczych oraz zastępowania węgla przy pomocy biomasy drzewnej na zjawiska promieniowania i konwekcji zachodzące podczas przepływu ciepła w urządzeniach energetycznych. **Wyniki badań pozwalają stwierdzić, że rozwiązano postawiony problem badawczy, osiągając cel główny oraz cele szczegółowe.**

10. Wykaz zastosowanych symboli

a – współczynnik absorpcyjności, $1/\text{cm}$

A – powierzchnia wymiany ciepła, m^2

b_1 – współczynnik aproksymujący Taylor-Fostera, $1232.4 \text{ m}^2/\text{kg}$

b_T – współczynnik aproksymujący Smitha, $4.8 \cdot 10^{-4} \text{ 1/K}$

C_p – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

C_2 – współczynnik straty inercyjnej, $1/\text{m}$

d – średnica, m

g – grubość ściany, m

k – współczynnik przenikania ciepła, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$; przepuszczalność absolutna, m^2

l – długość kanału, m

L – całkowita wysokość złoża, m

\dot{m} – strumień masy, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Nu – liczba Nusselta, bezwymiarowy

Pr – liczba Prandtla, bezwymiarowy

P_n – obciążenie cieplne, %

\dot{Q} – strumień ciepła, W

Re – liczba Reynoldsa, bezwymiarowy

t – temperatura, $^{\circ}\text{C}$

T – temperatura, K

u_{∞} – prędkość filtracji, m/s

u – prędkość przepływu, m/s

u_i – prędkość przepływu w i -tym kierunku, m/s

u_* – prędkość naprężenia ścinającego, m/s

Δp – spadek ciśnienia, Pa

S_i – człon źródłowy dla i -tego równania zachowania pędu, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-2}$

Δt_{\log} – logarytmiczna różnica temperatur, °C
 W_u – wartość opałowa, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
 y_c – odległość pomiędzy centroidą elementu siatki a ścianą, m;
 y^+ – bezwymiarowa odległość od ściany, bezwymiarowy
 α – współczynnik przejmowania ciepła, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
 ε – porowatość złoża, bezwymiarowy
 λ – przewodność cieplna, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$; współczynnik nadmiaru powietrza, bezwymiarowy
 η – sprawność, %
 μ – dynamiczny współczynnik lepkości, $\text{Pa}\cdot\text{s}$
 ν – kinematyczny współczynnik lepkości, $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
 ρ – gęstość, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
 τ – czas, s; naprężenie ścinające, Pa

Wykaz wykorzystywanych indeksów dolnych

a – średni
c - węgiel
conv – konwekcja
d - pellet
eg – gazy spalinowe
ex - zewnętrzny
f – w rdzeniu przepływu
i - wlot
in – wewnętrzny
max - maksymalny
o - wylot
p – element stały wymiennika (ściana, rura)
po – olej palmowy
s - pył
w – w sąsiedztwie ściany
 ζ - powietrze
 σ – woda
 ψ – paliwo

11. Syntetyczne ujęcie wkładu w rozwój dyscypliny naukowej budowa i eksploatacja maszyn (inżynieria mechaniczna)

Zrealizowane badania w ramach pracy doktorskiej pt. „Analiza procesu wymiany ciepła uzyskiwanego ze spalania paliw stałych w warunkach nieruchomego złoża” mają charakter prac obliczeniowych, modelowania CFD z wykorzystaniem metody objętości skończonych oraz eksperymentalnych prac, których celem była walidacja przygotowanego modelu CFD. Pracę zorientowano na określenie możliwości poprawy efektywności energetycznej instalacji grzewczych oraz ciepłowniczych spalających paliwa stałe z wykorzystaniem nieruchomego złoża. Badania pozwoliły lepiej poznać procesy wymiany ciepła zachodzące podczas spalania paliw stałych w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych, wypełniając lukę w poziomie wiedzy we wspomnianym zakresie.

Syntetyzując, dokonania związane z realizacją rozprawy doktorskiej dotyczą:

- zaprojektowania koncepcyjnego wymiennika modułowego podnoszącego efektywność energetyczną przemysłowego kotła rusztowego;
- przeprowadzenia analiz dotyczących eksploatacji wymiennika modułowego z wykorzystaniem narzędzi CFD; efektem przeprowadzonych analiz było wyznaczenie obszarów stagnacji przepływu zagrożonych przechłodzeniem spalin poniżej wodnego i kwasowego punktu rosy oraz miejsc narażonych na osadzanie się popiołu;
- określenia wpływu dławienia przepływu spalin pomiędzy komorą spalania a komorą dopalającą na sprawność cieplną kotła wyposażonego w komorę dopalającą; analizę oparto o przygotowany model CFD dla zmieniających się warunków eksploatacyjnych instalacji;
- zlokalizowania miejsc występowania przepływu zwrotnego podczas eksploatacji kotła wyposażonego w komorę dopalającą z minimalną mocą cieplną oraz określenia przyczyn tego zjawiska;

- przygotowania modelu spalania paliw stałych w warunkach nieruchomego złoża w oparciu o narzędzia CFD dla zróżnicowanego obciążenia cieplnego;
- walidacji przygotowanego modelu spalania paliw stałych w nieruchomym złożu na drodze eksperymentalnej;
- wyznaczenia rozkładu konwekcyjnego oraz radiacyjnego współczynnika przejmowania ciepła w funkcji wysokości komory spalania dla zmieniających się warunków eksploatacyjnych;
- zdefiniowania udziałów radiacji oraz konwekcji w procesie wymiany ciepła w zależności od obciążenia cieplnego urządzenia grzewczego oraz rodzaju spalanego paliwa;

12. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych

12.1. Projekty i prace na rzecz przemysłu, opinie, złożone wnioski o finansowanie

W trakcie prowadzenia prac nad prezentowanym osiągnięciem naukowym byłem wykonawcą dwóch projektów badawczych finansowanych przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach programu operacyjnego Inteligentny Rozwój. W latach 2018-2020 byłem wykonawcą prac w projekcie „Niskoemisyjny kocioł grzewczy na paliwo stałe z możliwością wykorzystania energii odpadowej” POIR.04.01.04-00-0135/16 we współpracy z firmami Elektrorecykling Polska sp. z o.o. oraz Ecoprotech sp. z o.o. W 2021 roku brałem udział w realizacji jednego z etapów projektu „Opracowanie zintegrowanego, uniwersalnego układu do inteligentnego, sterowanego odzysku ciepła z przemysłowych systemów sprężonego powietrza” POIR.01.01.01-00-0330/20 we współpracy z firmą ASFI sp. z o.o.

Brałem także udział w realizacji kilkunastu zleceń dla przemysłu. Wśród zrealizowanych zleceń można wyróżnić pracę zleconą dotyczącą zaprojektowania, przygotowania dokumentacji technicznej oraz przeprowadzenia badań dla typoszeregu kotłów kondensacyjnych na pellet. Typoszereg składał się z pięciu urządzeń o mocy od 13

do 53 kW. Prace wykonywane były na zlecenie firmy Termotechnika sp. z o.o. w 2019 roku. Jestem również współautorem kilku opinii o innowacyjności oraz raportów z badań dotyczących m.in. kotłów na paliwa stałe, pomp ciepła czy głowic termostatycznych stosowanych w ogrzewnictwie.

Jestem autorem trzech wniosków w konkursach finansowanych przez Narodowe Centrum Nauki. Dwa z przygotowanych wniosków dotyczyły uzyskania finansowania projektu badawczego jako kierownik projektu w konkursie Preludium w 16 edycji w 2018 roku oraz w 18 edycji w 2019 roku. Trzeci wniosek dotyczył uzyskania finansowania stypendium naukowego wraz z naukowym stażem zagranicznym w 8 edycji konkursu Etiuda w 2020 roku.

12.2. Zgłoszenia patentowe

W tabeli 11 przedstawiono zestawienie zgłoszeń patentowych, których jestem współautorem.

Tabela 12: Zestawienie zgłoszeń patentowych do UPRP, zgłoszonych w trakcie przygotowywania pracy doktorskiej

Numer	Tytuł	Twórcy	Data zgłoszenia
P.427055	Układ chłodząco-stabilizujący pracę palnika retortowego przeznaczonego do spalania paliw stałych w kotłach małej mocy	Judt W. (60%) Urbaniak R. (20%) Bartoszewicz J. (20%)	18.09.2018
P.436789	Układ pozycjonowania kanałów napowietrzających komorę paleniskową palnika retortowego zasilanego paliwami stałymi	Ciupek B. (55%) Judt W. (30%) Lijewski P. (10%) Urbaniak R. (5%)	28.01.2021

12.3. Osiągnięcia dydaktyczne i organizacyjne

Od początku działalności w strukturach Instytutu Energetyki Ciepłej starałem się poświęcać dużo uwagi podnoszeniu jakości kształcenia w ramach prowadzonych zajęć dydaktycznych. Do tej pory prowadziłem zajęcia dydaktyczne w następującej tematyce:

- Numeryczna Termomechanika (laboratorium) – Lotnictwo i Kosmonautyka, Wydział Inżynierii Lądowej i Transportu
- Modelowanie Procesów Ciepłych (laboratorium) – Energetyka Przemysłowa i Odnawialna, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki
- Spalanie Paliw i Biomasy (ćwiczenia) - Energetyka Przemysłowa i Odnawialna, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki
- Kotły Przemysłowe (projekt) - Energetyka Przemysłowa i Odnawialna, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki
- Sterowanie i Automatykacja Procesów Ciepłno-przepływowych (wykład, laboratorium), Energetyka Przemysłowa i Odnawialna, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki
- Termodynamika Techniczna (laboratorium, ćwiczenia), Energetyka, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki oraz Lotnictwo i Kosmonautyka, Wydział Inżynierii Lądowej i Transportu

Jakość kształcenia w ramach wspomnianych przedmiotów była wysoko oceniana przez studentów w ramach ankiety studenckiej na koniec każdego semestru. W tabeli 13 przedstawiono zbiorcze zestawienie średnich ocen prowadzącego z uwzględnieniem podziału na wydziały.

Tabela 13: Wykaz średnich ocen prowadzącego w ramach ankiety studenckiej

Rok akademicki	Semestr	Wydział	Liczba ocen	Średnia ocena
2020/2021	letni	Inżynierii Lądowej i Transportu	18	4,85
		Inżynierii Środowiska i Energetyki	4	5,00
	zimowy	Inżynierii Lądowej i Transportu	57	4,55
		Inżynierii Środowiska i Energetyki	5	4,87
2019/2020	letni	Inżynierii Lądowej i Transportu	40	4,51
		Inżynierii Środowiska i Energetyki	4	4,85
	zimowy	Inżynierii Lądowej i Transportu	42	4,56
2018/2019	letni	Inżynierii Transportu	35	4,45
	zimowy		67	4,44
2017/2018	letni	Maszyn Roboczych i Transportu	36	4,21

Od grudnia 2018 roku jestem koordynatorem współpracy pomiędzy Politechniką Poznańską a firmą Mesco, będącej jednym z dwóch oficjalnych dystrybutorów oprogramowania firmy Ansys na terenie Polski. Od 2021 roku zarządzam pakietem licencji Campus oprogramowania Ansys, zakupionego we współpracy ośmiu Instytutów działających w strukturach Politechniki Poznańskiej.

Pakiet oprogramowania Ansys wykorzystuję w ramach przygotowania przedstawionego osiągnięcia naukowego oraz podczas prowadzenia zajęć dydaktycznych na przedmiotach Numeryczna Termomechanika oraz Modelowanie Procesów Ciepłych.

12.4. Otrzymane nagrody

Wysokie oceny dotyczące poziomu prowadzonych zajęć dydaktycznych skutkowały otrzymaniem listu gratulacyjnego dla wyróżniającego się nauczyciela akademickiego z rąk dziekana Wydziału Inżynierii Środowiska i Energetyki w 2021 roku.

Osiągnięcia naukowe i dydaktyczne uzyskane w roku 2020 skutkowały uzyskaniem nagrody rektora Politechniki Poznańskiej w 2021 roku.

Kopie otrzymanych nagród zamieszczono w załączniku 5.

13. Zbiorcze zestawienie osiągnięć naukowo-badawczych

Tabela 14 przedstawia zestawienie dotyczące dotychczasowego dorobku naukowego. W przypadku publikacji opublikowanych do 2018 roku wykorzystano punktację czasopism stosowaną w latach 2017-2018 (do 50 pkt.). Dla publikacji opublikowanych po 2018 roku zastosowano aktualnie obowiązującą punktację (do 200 pkt.). Dla recenzowanych materiałów konferencyjnych opublikowanych do 2018 roku, które są indeksowane w takich bazach jak Thomson Reuters Web of Science czy Scopus przyjęto punktację wynoszącą 15 pkt. Przy ocenie dorobku naukowego posłużono się wskaźnikami bibliograficznymi w postaci liczby cytowań Hirsch-index dla trzech baz: Thomson Reuters Web of Science, Scopus oraz Google Scholar. Dorobek naukowy podzielono na publikacje dotyczące przedstawionego osiągnięcia naukowego oraz pozostałe publikacje naukowe.

Tabela 14: Zestawienie dotychczasowego dorobku naukowego

	Główne osiągnięcie naukowe	Punkty	Pozostałe publikacje naukowe	Punkty	Sumaryczna wartość punktów / wskaźników
Liczba artykułów w czasopismach naukowych wyróżnionych w Journal Citation Reports	3	410 (2019-2022)	3	180 (2019-2022) 20 (2017-2018)	590 (2019-2022) 20 (2017-2018)
Liczba artykułów w zindeksowanych materiałach konferencyjnych (WoS, Scopus)	0	0	5	20 (2019-2022) 15 (2017-2018)	20 (2019-2022) 15 (2017-2018)
Liczba pozostałych artykułów	0	0	14	90 (2019-2022) 92 (2017-2018)	90 (2019-2022) 92 (2017-2018)

Liczba zgłoszeń patentowych	0	0	2	---	2
Liczba projektów finansowanych przez NCBiR	0	---	2	---	2
Liczba cytowań – baza Web of Science	6	---	12	---	18
h-index – baza Web of Science	---	---	---	---	2
Liczba cytowań – baza Scopus	7	---	9	---	16
h-index – baza Scopus	---	---	---	---	3
Liczba cytowań – baza Google Scholar	11	---	30	---	41
h-index – baza Google Scholar	---	---	---	---	4
Sumaryczny Impact Factor	12,323	---	3,866	---	16,189
Sumaryczny Impact Factor przy uwzględnieniu procentowego udziału w powstanie publikacji	11,034	---	0,486	---	11,520
Liczba punktów	---	410 (2019-2022)	---	290 (2019-2022) 127 (2017-2018)	700 (2019-2022) 127 (2017-2018)
Liczba punktów przy uwzględnieniu procentowego udziału w powstanie publikacji	---	373 (2019-2022)	---	43 (2019-2022) 68 (2017-2018)	416 (2019-2022) 68 (2017-2018)
	Główne osiągnięcie naukowe	Punkty	Pozostałe publikacje naukowe	Punkty	Sumaryczna wartość punktów / wskaźników



Dissertation summary

MSc Eng. Wojciech Judt

Dissertation title:

**The analysis of the heat transfer process occurred during
solid fuel burning in fixed bed conditions**

Thesis supervisor:

DSc Eng. Rafał Urbaniak

Supporting thesis supervisor:

PhD Eng. Magda Joachimiak

Poznań, 2022

Table of contents

1. Dissertation data	3
1.1. Dissertation title	3
1.2. List of scientific works constituting a doctoral dissertation	3
1.3. Abstract	4
2. Justification of the selected topic	4
3. Defining the research problem	6
4. The research methodology used to achieve the objectives of the doctoral dissertation	6
4.1. Analysis of heat transfer through a modular heat exchanger	8
4.2. Heat transfer analysis through low power heating boiler equipped with afterburning chamber	8
4.3. Heat transfer analysis for cylindrical combustion chamber	9
5. The results of research included in the doctoral dissertation	10
5.1. Analysis of the modular heat exchanger work	10
5.2. Analysis of the heating boiler equipped with afterburning chamber work	11
5.3. Analysis of the cylindrical burning chamber work	13
6. Summary and conclusions	14
7. Synthetic approach to the contribution to the development of a scientific discipline machine design and exploitation (mechanical engineering)	15
8. Summary of scientific and research achievements	16

1. Dissertation data

1.1. Dissertation title

The title of a doctoral dissertation under Art. 13 sec. 2 of the Act of March 14, 2003, on academic degrees, academic title, and degrees, and title in the field of art (Journal of Laws of 2017, item 1789) is:

The analysis of the heat transfer process occurred during solid fuel burning in fixed bed conditions

The doctoral dissertation consists of three selected publications, published in peer-reviewed scientific journals distinguished in Journal Citation Reports, indexed in Thomson Reuters Web of Science.

1.2. List of scientific works constituting a doctoral dissertation

1. **Judt W.**, Numerical and Experimental Analysis of Heat Transfer for Solid Fuels Combustion in Fixed Bed Conditions, *Energies*, vol. 13, is. 22, pp. 6141: 1-18, 2020, DOI: 10.3390/en13226141 [Journal indexed in JCR, IF = 3,004, 140 points – personal contribution 100%];
2. **Judt W.**, Ciupek B., Urbaniak R., Numerical study of a heat transfer process in a low power heating boiler equipped with afterburning chamber, *Energy*, vol. 196, 2020, DOI: 10.1016/j.energy.2020.117093 [Journal indexed in JCR, IF = 7,147, 200 points personal contribution 85%];
3. **Judt W.**, Bartoszewicz J., Analysis of fluid flow and heat transfer phenomenon in a modular heat exchanger, *Heat Transfer Engineering*, vol. 42, is. 3-4, 2021 (published online in 2019), DOI: 10.1080/01457632.2019.1699291 [Journal indexed in JCR, IF = 2,172, 70 points personal contribution 90%];

1.3. Abstract

The topic of the dissertation was connected with an analysis of the influence of heat transfer phenomena, obtained during solid fuel burning in fixed bed conditions. Heat transfer phenomena were analyzed for three chosen thermal objects, which represented different types of installations used in industrial and domestic applications. Conducted research was oriented on the determination of the heat transfer phenomenon, that occurred in chosen thermal installations, depending on the real heat load. During the research, the possibility of thermal efficiency improvement of the mentioned installations was analyzed. Conducted analysis allowed to determine a character of exhaust gas flow for heat transfer processes. During the research chosen elements of analyzed installations were designed. Three heat transfer CFD models were prepared by application of the Ansys Fluent software. The last part of the research was connected with CFD modeling of solid fuel burning in fixed bed conditions. The fuel burning model was validated during the experimental part of the research. A test stand used during the experimental part of the research was designed by the author of the thesis. Conducted work was oriented on the designation of the heat transfer phenomena and possibilities of thermal efficiency improvement in selected thermal installations. During the research, an exhaust gas flow analysis through chosen heating devices was conducted. It allowed for concluding an influence of the character of a flow and various heat loads of the heating devices for the heat transfer processes. Also, the influence of primary solid fuels substitution by renewable solid fuels for a heat transfer phenomena was analyzed. The distribution of heat flux and heat transfer coefficients as a function of the distance from the fuel bed was analyzed. It allowed for determining radiation and convection participation in a heat transfer process as a function of the heat load of the analyzed thermal devices.

2. Justification of the selected topic

European Union assumed, that crucial changes in the thermal engineering branch, connected with climate change have to be introduced by 2030. One of the made

assumptions was a limitation of at least 32,5% primary energy sources, relative to consumption forecasts in 2030.

European Commission in the regulation 2015/1189 noticed, that heating installations combusting solid fuels with heating power below 500 kW can achieve a higher level of thermal efficiency. It is especially important in Poland, where 35% of polish households use low-power heating boilers burning solid fuels.

According to data published by the Thermal Regulatory Office about 40% of Polish households have admission to system heating. About 80% of the heat generated in heat plants located in Poland comes from solid fuel combustion. Thermal installations operated in heat plants also can be modernized, to obtain a higher level of thermal efficiency.

Research on heat flow during the combustion of solid fuels under fixed bed conditions may lead to a broader understanding of the heat flow phenomena, which occur during the operation of power equipment used in industrial and individual heating systems. The assessment of the characteristics of the heat flow occurring in the real operating conditions for the investigated power equipment may allow to increase their thermal efficiency. The increase in efficiency of power installations, regardless of the power level achieved, results in a reduction of solid fuel consumption. As a result, it leads to reduction of negative impact on the natural environment by emission of pollutants. The benefits resulting from a reduction of fuel consumption are also related to a reduction of the costs generated during the operation of the installation. The benefits resulting from a reduction of fuel consumption are also related to a reduction of the costs generated during the operation of the installation, which entails measurable economic advantages. These include the reduction of financial outlays related to the purchase and transport of fuel (both for industrial and individual entities) and the costs incurred by industrial entities for carbon dioxide emissions. In recent months, we have witnessed significant increases in fuel prices and carbon dioxide emission permits. Determining the impact of heat flow processes on the efficiency achieved during the actual operating conditions of energy installations will allow to reduce the financial expenses that are incurred on this account.

3. Defining the research problem

The main objective of this study is to **determine the possibility of improving the energy efficiency of installations equipped with solid fuel boilers, performing combustion in a fixed bed for varying operating conditions.**

Solving the main research problem involves answering the specific research objectives:

- I. To specify what effect the character of flue gas flow through heat exchangers has on heat transfer processes;
- II. Identify what effect the varying heat load of district heating systems has on the heat transfer processes;
- III. Determine the effect of replacing the combustion of primary solid fuels with renewable solid fuels on the heat transfer processes occurring in district heating installations;

4. The research methodology used to achieve the objectives of the doctoral dissertation

The complexity of the research problem required the research to be carried out in a multi-stage manner. The nature of the operation of three selected district heating installations was studied, where the research problem was treated in an increasingly closer range, pursuing successive detailed research objectives. The research was carried out for both industrial installations and those used in the domestic sector. In the case of industrial installations, the heat flow processes occurring during the operation of a modular heat exchanger were examined. In the case of systems used in individual heating, the operation of a boiler equipped with an afterburner chamber was analyzed for changing heat load of the device. The research was extended with the analysis of heat flow occurring inside the cylindrical test chamber, which was used during the experimental studies. As a part of the work on the design of the heating system components, heat flow calculations were carried out, based on the critical equations. Three numerical models were prepared with CFD methods. Calculations were carried out using the finite volume method in the Ansys Fluent

environment. The CFD model developed in the next stage of work was an extension of the model developed in an earlier stage of the research. The most advanced CFD model was validated during the experimental studies.

The stage of the work dedicated to the industrial heating installation used in the food industry was concerned with the implementation of an additional modular exchanger into the installation. The task of the economizer was the recovery of heat contained in the fumes, which were produced in a boiler that burns solid fuel under conditions of a fixed bed. The exchanger was designed in such a way, that the effective area of heat exchange could be changed by varying the number of working sections of the exchanger, depending on the current needs. The design was carried out for the nominal operating conditions of the installation. Under such conditions the installation is operating most of the time.

The development of the design of an industrial system for heat recovery, enabling smooth adjustment of thermal output, has led to the recognition of an issue, which has been examined in the second part of the research. The research was focused on the explanation of the influence of varying heat load of heating installations, which burn solid fuels in a fixed bed, as used in individual heating systems, on the occurring heat transfer phenomena. It was observed, that installations used in the individual heating, as compared to the industrial installations, do not reach their nominal load for most of the year. This type of equipment is usually operated at a thermal power of several percent of the nominal heat load. For that reason, it was decided to investigate how the character of the flue gas flow affects the occurring heat flow phenomena for variable operating conditions of low-power heating installations. The research was carried out for a low-power boiler unit equipped with an additional afterburning chamber.

CFD modeling of the heat transfer behavior for a changing heat load of a boiler equipped with an afterburner chamber gave substance to the third stage of this study. The heat transfer model was extended to modeling the burning of different types of solid fuels in a fixed bed. The scope of a work concentrated on the modeling of combustion of two most popular types of fuel. It was a hard coal and a wood biomass in a pellet form. The performed study made possible an analysis of the impact of replacing primary fuels with

renewable fuels on the heat transfer phenomena occurring in the tested installations. The research made it possible to carry out a detailed analysis of the heat transfer phenomena occurring inside the tubular combustion chamber.

4.1. Analysis of heat transfer through a modular heat exchanger

As part of the analysis of heat transfer through a modular heat exchanger the following activities were performed:

- a) designing a modular construction of heat exchanger, which increases the efficiency of 4 MW grate boiler;
- b) developing thermal conditions, occurred during exploitation for the mentioned construction of the modular heat exchanger;
- c) making a coarse grid for a whole module and a detailed grid for the periodic part of the heat exchanger module, both grids were unstructured and were prepared for three-dimensional models;
- d) preparation a three-step numerical analysis composed of:
 - stationary analysis for a whole module of the economizer, then the k- ϵ model was used;
 - detailed stationary analysis for two subsequent sections forming periodic element of the heat exchanger, then the k- ω SST model was used;
 - hybrid analysis for two subsequent sections forming periodic element of the heat exchanger, then the Delayed Detached Eddy Simulation model was used;

4.2. Heat transfer analysis through low power heating boiler equipped with afterburning chamber

As part of the analysis of heat transfer analysis through low power heating boiler equipped with an afterburning chamber the following activities were performed:

- a) developing boundary conditions, necessary for numerical analysis, that occurred during real exploitation of the heating boiler based on the conducted analytical calculations for 30% and 100% of a device heat load;
- b) preparation two three-dimensional unstructured finite volume grids, which take into account variable size of the channel connecting the main combustion chamber with the afterburning chamber;
- c) developing four numerical models of the heat transfer process with changing heat load of the heating device and occurrence or absence of flow choking through the channel connecting main combustion chamber with the afterburning chamber;

4.3. Heat transfer analysis for cylindrical combustion chamber

As part of the analysis of the heat transfer cylindrical combustion chamber the following activities were performed:

- a) test stand designing used during the research;
- b) preparation of experimental research for four cases of solid fuel burning (coal and biomass burning with 50% and 100% heat load of a test stand) in fixed bed conditions composed of:
 - exhaust gas temperature distribution probing in the volume of the combustion chamber;
 - water temperature measurement at the inlet and outlet from the test stand;
 - measurement of temperature and a mass flow of cooling water in both water circuits;
 - analyzing of dust emission and exhaust gas composition in produced exhaust gas;
 - measuring of the heat power of the test stand;
- c) developing of boundary conditions, necessary for numerical analysis, that occurred during real exploitation of the test stand based on the conducted

analytical calculations for 50% and 100% of device heat load, and two types of burning fuel;

- d) developing of a structured, three-dimensional finite volume grid;
- e) numerical model developing for four cases of packed bed combustion including two levels of the heat load and two types of burned fuel composed of:
 - fixed bed modeling by application a discrete phase model;
 - modeling of contact of fuel grains packed in a bed by application a discrete element model;
 - modeling of thermodynamic processes, which occurred in the packed bed like heating, water evaporation, boiling, devolatilization, and surface combustion;
 - pressure drop modeling occurred during air flow through a fixed bed by application a porous zone model;
 - gaseous flammable substances combustion modeling with using of two steps rapid chemistry mechanism;

5. The results of research included in the doctoral dissertation

5.1. Analysis of the modular heat exchanger work

The most important results obtained during analysis composed for modular heat exchanger work was:

- a) determining a heating power of a periodical element of the heat exchanger; the same analysis was performed for a whole module of the designed economizer; it allowed for determining a contribution of economizer implementation into a thermal installation for energy efficiency improvement in the analyzed industrial heating installation;
- b) obtaining a mean temperature of exhaust gases leaving the heat exchanger; it showed, that flue gas was cooled to the temperature level, which ensures receiving of the optimal amount of a heat flux; increasing the number of

exchanger modules for given conditions could lead to exhaust gas excessive cooling under water and acid dew point and becomes economically unjustified;

- c) defining locations of flow stagnation areas; it was also connected with determining a value of a minimal temperature of exhausts, located in the mentioned area; the reason for the introduced phenomenon is an occurrence of flow inequality during change of flow direction; it allows for heat transfer surfaces sticking by ash present in flowing fumes and possibility for local water and acids liquefaction occurrence; proposed solution for limitation of stagnation areas occurrence is an application of flow baffles, which direct stream of exhausts into the mentioned zones;

5.2. Analysis of the heating boiler equipped with afterburning chamber work

The most important results obtained during analysis composed for modular heat exchanger work was:

- a) noticing the occurrence of reversing flow in a right row of pipes of the third draught, when the flow was unhampered during heating device work with a minimum level of the heat load; reversing flow did not occur during heating boiler work with the nominal heat load in the mentioned area; limitation of a stream of exhausts transferred directly to the afterburning chamber from the main combustion chamber led to obtaining a more uniform flow through the third draught, but reversing flow was not eliminated during work with a minimal level of the heat load; flow choking during heating device exploitation with a nominal heating power allowed for redirecting about 5% of exhaust gas stream from the left row into the right row of pipes in a third draught.
- b) determining of an influence of exhaust gas flow choking for reversed flow occurrence in a first draught during heating device work with a minimal

heating power; flow throttling allowed for eliminating flow reversing, that occurred in external ducts of a first draught when exhausts stream was unhampered; during heating device exploitation with a nominal power flow through the first draught was uniform for both analyzed flow configurations;

- c) noticing effects of a flow choking for exhaust gas division into two separate streams, directed through the first draught and directly to the afterburning chamber; when the flow was choked at a minimal level of the heat load 13% of a stream was flowing directly to the afterburning chamber; when a stream was unhampered it was 68,5%; for nominal heat load occurred flow choking caused, that 48,7% of exhausts is directed with a first draught passing; during nominal heat power with unhampered flow 63,2% of the stream was directed directly through the duct connecting main combustion chamber with afterburning chamber;
- d) designation an influence of exhaust gas flow choking showed, that during heating device exploitation with a nominal level of the heat load, energy efficiency can be improved by 4,2%; during heating boiler work with a minimal heat load influence of flow choking for an obtained heat load was negligible;
- e) defining a pressure drop occurred during flow throttling for various levels of the heat load; flow throttling did not have an impact for pressure drop during boiler work with a minimal heat load; during exploitation with a nominal power flow throttling caused increasing of a pressure drop by 60%; mentioned phenomenon imposes a necessity of controlling a flow throttling for obtaining appropriate relation between generated pressure drop and increasing energy efficiency of the thermal device;

5.3. Analysis of the cylindrical burning chamber work

The most important results obtained during analysis composed for cylindrical chamber work was:

- a) obtaining a distribution of exhausts gas temperature in a whole volume of the cylindrical combustion chamber; temperature distribution obtained during numerical analysis achieves higher values, especially in a neighborhood of a flame;
- b) determining a boundary viscous sub-layer and average bulk exhaust gas temperature as a function of combustion chamber height;
- c) obtaining a distribution of radiation and convection heat flux as a height of a combustion chamber;
- d) determining participation of convection and radiation for overall heat transfer process depending on the heat load of the test stand and type of burned fuel; during the nominal level of heat load for coal combustion radiation was responsible for 61,7% of overall transferred heat; test stand work with half of the nominal heat load caused a reduction of radiation contribution to 50%; during biomass burning radiation participation was equal to 58,6% for nominal heat load and 47,5% for a minimal level of heating power;
- e) determining convection and radiation heat transfer coefficient as a function of test stand height; obtained results of convection heat transfer coefficient showed, that free convection has occurred;
- f) designation of an exhaust gas velocity distribution inside a combustion chamber; it allowed to notice a reversed flow along a sidewall of a test stand, which has the main impact for realized heat transfer by convection;
- g) contributing a Reynolds number distribution for exhaust gas flow through the combustion chamber; occurrence of higher values of the Reynolds number was noticed when the test stand was operated with lower thermal power; comparison of the Reynolds number distributions during

combustion of both types of fuels with the minimum power showed, that higher values of this parameter were obtained during biomass combustion;

6. Summary and conclusions

The conducted research allowed for obtaining answers for main and detailed designated research goals. It is proved, that improving the thermal efficiency of tested thermal installations burning solid fuels in fixed bed conditions can be obtained. The influence of occurring phenomena during exhaust gas flow through the heat exchanger chamber of analyzed installations for the heat transfer process has been widely described. An impact of various heat loads for analyzed heating installations for distribution of crucial physical magnitudes, which describes heat transfer like convection and radiation participation in the heat transfer process also has been demonstrated. **Presented results allowed to state, that solution of given main and detailed research problem has been achieved.**

7. Synthetic approach to the contribution to the development of a scientific discipline machine design and exploitation (mechanical engineering)

The work carried out as part of the doctoral dissertation entitled „The analysis of the heat transfer process occurred during solid fuel burning in fixed bed conditions” are analytical analysis, development of numerical models using finite volume method concerning heat transfer and solid fuel burning modeling, experimental research validating for prepared numerical models. The research tasks are focused on improving the thermal efficiency of heating installations where solid fuel burning in fixed bed conditions has occurred. The conducted research allowed getting to know a wide range of heat transfer processes during solid fuel burning in real exploitation conditions filling lack of knowledge in the mentioned range.

Synthesizing, the implementation of the doctoral dissertation resulted in:

- **designing a conceptual modular heat exchanger increasing the thermal efficiency of industrial grate boiler;**
- **carrying out analyzes on the operation of the modular exchanger with an application of CFD tools, allowing for determining the areas of stagnation of the flow, areas of risk of overcooling the flue gas below the water and acid dew point and places exposed to ash deposition;**
- **determination an influence of exhausts flow throttling between the combustion chamber and the afterburning chamber for heating efficiency, based on CFD model for variable exploitation conditions;**
- **designation locations of reversing flow during boiler equipped with afterburning chamber exploitation during work with minimal heat load and determination the causes of this phenomenon;**

- **preparation a numerical model of solid fuel combustion realized in fixed bed conditions by application of CFD tools for differential heat load of the heating device;**
- **validation preparation for a proposed model of solid fuel burning in fixed bed conditions by the experimental way;**
- **designation of convection and radiation heat transfer coefficients distribution along with combustion chamber height for variable exploitation conditions;**
- **definition of radiation and convection participation in overall heat transfer process depending on the heat load of the heating device;**

8. Summary of scientific and research achievements

Table 1 shows the quantitative research achievements. Points for papers published until 2018 were shown according to the unified list of the Polish Ministry of Science and Higher Education in force in the years 2010-2018. Papers published after 2018 were assessed according to actually applicable list. For the peer-reviewed conference materials indexed in Thomson Reuters Web of Science and Scopus published before 2018, a score of 15 points was adopted. To evaluate the achievements, bibliographic indicators in the form of the number of citations and the h-index from the three most popular databases are used. It is a Thomson Reuters Web of Science, Scopus, and Google Scholar. Also, an Impact Factor of published papers is presented. In the case of projects and patent applications, a quantitative indicator is used. The academic achievements are divided in the table into two parts, the first of which concerns the main scientific achievement, and the second relates to additional scientific activities. The last column also presents the total value of points or bibliographic and quantitative indicators.

Table 1: Quantitative summary of scientific research achievements

	Main scientific achievement	Points	Additional scientific activities	Points	Sum of points / quantitative indicators
Number of research papers in scientific journals distinguished in Journal Citation Reports	3	410 (2019-2022)	3	180 (2019-2022) 20 (2017-2018)	590 (2019-2022) 20 (2017-2018)
Number of research papers in peer-reviewed conference materials (Web of Science, Scopus)	0	0	5	20 (2019-2022) 15 (2017-2018)	20 (2019-2022) 15 (2017-2018)
Number of other research papers	0	0	14	90 (2019-2022) 92 (2017-2018)	90 (2019-2022) 92 (2017-2018)
Number of patents applications	0	0	2	---	2
Number of projects financed by National Centre of Research and Development	0	---	2	---	2
Number of citations – Web of Science	6	---	12	---	18
h-index – Web of Science	---	---	---	---	2
Number of citations – Scopus	7	---	9	---	16
h-index – Scopus	---	---	---	---	3
Number of citations – Google Scholar	11	---	30	---	41
h-index – Google Scholar	---	---	---	---	4
Total Impact Factor	12,323	---	3,866	---	16,189
Total Impact Factor (personal contribution)	11,034	---	0,486	---	11,520
Total points	---	410 (2019-2022)	---	290 (2019-2022) 127 (2017-2018)	700 (2019-2022) 127 (2017-2018)
Total points (personal contribution)	---	373 (2019-2022)	---	43 (2019-2022) 68 (2017-2018)	416 (2019-2022) 68 (2017-2018)