



Politechnika Śląska

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki

Katedra Maszyn i Urządzeń Energetycznych

MODYFIKACJA OBIEGU MATERIAŁU CYRKULUJĄCEGO W
WYMIENNIKACH INTREX W CELU POPRAWY WARUNKÓW PRACY
I UMOŻLIWIENIA WSPÓŁSPALANIA PALIW ALTERNATYWNYCH

Dyscyplina: Inżynieria Środowiska, Górnictwo i Energetyka

Praca doktorska

Mgr inż. Paweł Borecki

Promotor:

Prof. dr hab. inż. Janusz Kotowicz

Promotor pomocniczy:

Dr inż. Marcin Klajny

Gliwice, 2025

Dziękuję mojemu promotorowi prof. dr hab. inż. Januszowi Kotowiczowi za cierpliwość, motywację i okazane wsparcie.

Dziękuję również mojemu opiekunowi dr inż. Marcinowi Klajnemu za wskazówki, nadzór nad badaniami i dzielenie się wiedzą.

Dziękuję zarządowi firmy Sumitomo SHI FW Sp. z o.o. za zgodę na uczestnictwo w programie „Doktorat Wdrożeniowy” oraz za umożliwienie przeprowadzenia prac badawczych.

Spis treści

Spis treści.....	3
Spis najważniejszych oznaczeń	5
1. Wstęp	8
2. Zakres, cel i teza pracy	11
3. Opis technologii fluidalnej spalania paliw w kotłach CFB	12
4. Opis obiektu badawczego Łagisza CFB-1300.....	19
4.1. Wymiennik Intrex	21
4.1.1. Budowa wymiennika Intrex.....	21
4.1.2. Środowisko i parametry pracy wymiennika Intrex.....	23
5. Mechanizm wymiany ciepła	26
5.1. Wpływ średnicy cząstek materiału złoża na współczynnik wymiany ciepła .	31
5.2. Wpływ prędkości fluidyzacji na wartość współczynnika wymiany ciepła	37
6. Stanowisko badawcze	42
6.1. Skalowanie warunków przepływowych w kotle CFB.....	42
6.2. Model kotła	44
6.3. Budowa modelu wymiennika Intrex.....	46
6.4. Zmiana obiegu materiału warstwy z cyrkulacji wewnętrznej	48
6.5. Opomiarowanie i akwizycja danych.....	49
6.5.1. Model kotła CFB-1300	49
6.5.2. Model wymiennika Intrex.....	52
6.5.3. Pomiar strumienia masy materiału w cyrkulacji zewnętrznej	53
6.6. Metodyka pomiarowa	55
7. Aparatura pomiarowa – charakterystyka czujników	56
7.1. Pomiar temperatury.....	56
7.2. Pomiar przepływu	56
7.3. Pomiar ciśnienia.....	57

7.4.	Pomiar masy	58
7.5.	Określenie niepewności pomiarów	58
8.	Model matematyczny.....	66
8.1.	Model matematyczny dla obiektu przemysłowego	66
8.2.	Model matematyczny dla stanowiska badawczego	69
9.	Badania eksperymentalne	74
9.1.	Badania laboratoryjne – modelowe	74
9.1.1.	Zmiana przepływu materiału cyrkulującego dla 40 % MCR	74
9.1.2.	Zmiana przepływu materiału cyrkulującego dla 60 % MCR	77
9.1.3.	Zmiana przepływu materiału cyrkulującego dla 80 % MCR	80
9.1.4.	Zmiana przepływu materiału cyrkulującego dla 100 % MCR	82
9.2.	Zmiana prędkości fluidyzacji – ograniczenie zużycia powietrza sprężonego na potrzeby własne. Badania przemysłowe na obiekcie CFB-1300.....	85
9.2.1	Wpływ zmiany prędkości fluidyzacji na zmniejszenie zapotrzebowania powietrza na potrzeby własne.....	88
10.	Predykcja wpływu zmiany obiegu materiału cyrkulującego na pracę wymiennika Intrex w CFB-1300	90
10.1.	Wpływ zmiany obiegu materiału cyrkulującego dla mocy 40 % MCR	91
10.2.	Wpływ zmiany obiegu materiału cyrkulującego dla mocy 60 % MCR	93
10.3.	Wpływ zmiany obiegu materiału cyrkulującego dla mocy 80 % MCR	95
10.4.	Wpływ zmiany obiegu materiału cyrkulującego dla mocy 100 % MCR ...	96
11.	Podsumowanie i wnioski	97
	Spis tabel.....	100
	Spis rysunków.....	103
	Bibliografia	106
	Streszczenie	113
	Abstract.....	116

Spis najważniejszych oznaczeń

A	- powierzchnia [m^2]
C_d	- współczynnik oporu
CFB	- ang. Circulation Fluidized Bed – cyrkulujące złożo fluidalne
c_p	- ciepło właściwe [kJ/kgK]
c_{pm}	- ciepło właściwe materiału cyrkulującego [kJ/kgK]
d_p	- średnica cząsteczki złoża [μm]
DSH	- ang. Desuperheater – wtrysk wody chłodzącej
EHE	- ang. External Heat Exchanger – zewnętrzny wymiennik ciepła
Fr	- liczba Froude'a [-]
g	- przyspieszenie ziemskie [m/s^2]
H	- wysokość [m]
h_k	- konwekcyjny współczynnik wymiany ciepła [$\text{W/m}^2\text{K}$]
h_{kc}	- konwekcyjny współczynnik wymiany ciepła konwekcji ziaren [$\text{W/m}^2\text{K}$]
h_{kg}	- konwekcyjny współczynnik wymiany ciepła konwekcji gazu [$\text{W/m}^2\text{K}$]
h_{lt}	- lokalny współczynnik wymiany ciepła [$\text{W/m}^2\text{K}$]
h_{max}	- maksymalny współczynnik wymiany ciepła [$\text{W/m}^2\text{K}$]
h_r	- radiacyjny współczynnik wymiany ciepła [$\text{W/m}^2\text{K}$]
h_t	- całkowity współczynnik wymiany ciepła [$\text{W/m}^2\text{K}$]
HTC	- ang. Heat Transfer Coefficient – współczynnik wymiany ciepła [$\text{W/m}^2\text{K}$]
$\dot{m}$	- strumień masy materiału [kg/s]
$\bar{\dot{m}}$	- wartość średnia strumienia masy materiału [kg/s]
$\dot{m}_p$	- przepływ masowy wody/pary [kg/s]
$\dot{m}_t$	- całkowity przepływ masowy [kg/s]

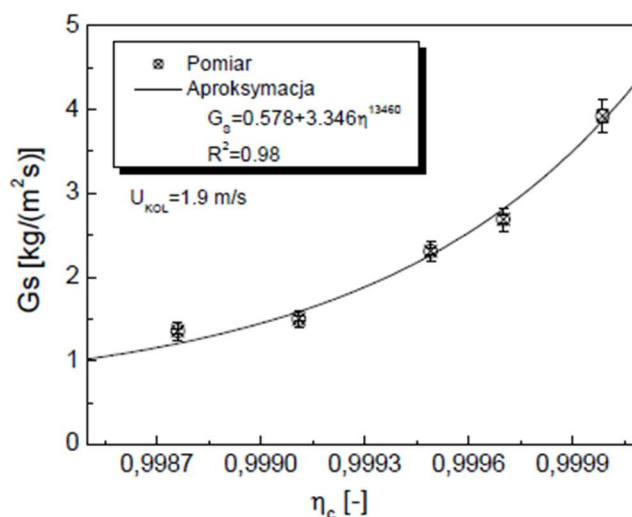
$\dot{m}_{wew}$ - przepływ masowy materiału cyrkulującego cyrkulacji zewnętrznej [kg/s]
 $\dot{m}_{zew}$ - przepływ masowy materiału cyrkulującego cyrkulacji wewnętrznej [kg/s]
MCR - ang. Maximum Continuous Rating – maksymalna moc ciągła
OZE - Odnawialne Źródła Energii
PA - ang. Primary Air – powietrze pierwotne
PC - ang. Pulverized Coal – określenie kotła pyłowego.
Pr - liczba Prandtla [-]
 $\dot{Q}$ - strumień ciepła [W, kW, MW]
 $\dot{Q}_m$ - strumień energii cieplnej materiału złoża [W, kW]
 $\dot{Q}_p$ - strumień ciepła przejmowany przez powietrze fluidyzacyjne [W, kW]
 $\dot{Q}_s$ - strumień ciepła przejmowany przez ściany komory wymiennika Intrex [W, kW]
 $\dot{Q}_t$ - całkowity strumień ciepła [W, kW]
 $\dot{Q}_w$ - strumień ciepła przejmowany przez wymiennik Intrex [W, kW]
RDF - ang. Refuse-Derived Fuel — paliwo z odpadów (frakcja palna przygotowana z odpadów komunalnych lub przemysłowych)
RH - ang. ReHeater – przegrzewacz wtórny pary
SA - ang. Secondary Air – powietrze wtórne
SH - ang. SuperHeater – przegrzewacz pary pierwotnej
SRF - ang. Solid Recovered Fuel – znormalizowane paliwo stałe z odpadów,
T - temperatura [°C]
TA - ang. Total Air – powietrze całkowite
 T_{IN} - temperatura wody na zasilaniu wymiennika Intrex [°C]
 T_{LF} - temperatura materiału w kanale Lift Leg [°C]
 T_{MAT} - temperatura materiału zasilającego komorę Intrex [°C]

- T_{OUT} - temperatura wody na wyjściu z wymiennika Intrex [°C]
- T_{OV} - temperatura materiału w kanale Over Flow [°C]
- t_{rt} - czas przebywania cząsteczki materiału w objętości wymiennika Intrex [s]
- U_0 - prędkość gazu w kolumnie [m/s]
- U_{mf} - minimalna prędkość fluidyzacji [m/s]
- ε - porowatość złoża [-]
- ε_{mf} - porowatość złoża przy minimalnej prędkości fluidyzacji [-]
- μ - współczynnik lepkości dynamicznej [$Pa \cdot s$]
- ρ_f - gęstość gazu fluidyzacyjnego [kg/m^3]
- ρ_p - gęstość materiału złoża [kg/m^3]
- φ - sferyczność cząstki [-]

1. Wstęp

W czasach presji na redukcję emisji dwutlenku węgla do atmosfery, kotłom energetyki zawodowej stawia się coraz wyższe wymagania. Zmusza to energetykę zawodową opartą na węglu, do ukierunkowania swoich działań w stronę modernizacji pracujących jednostek na zmianę mieszanek paliwowych, poprzez całkowite odejście od węgla na rzecz biomasy oraz paliw alternatywnych tj. drewno wyburzeniowe, RDF, SRF, osady ściekowe itp. lub przystosowanie do współspalania tych paliw, pozwalających na zmniejszenie śladu węglowego. Wprowadzenie do miksu paliwowego paliw o znaczącej zawartości chloru, wymusza ochronę ostatniego stopnia przegrzewu pary przed związkami chloru ze względu na korozję wysokotemperaturową. W warunkach temperatur powyżej 400 °C, gdzie powierzchnia metalu ma kontakt z chemicznie czynnym składnikiem fazy gazowej, stałej, stopionymi solami czy stopionymi metalami [1] zachodzi korozja wysokotemperaturowa. Jednostki pracujące w technologii CFB (circulating fluidized bed – cyrkulacyjne złożo fluidalne) wyposażone w wymienniki zewnętrzne (EHE – external heat exchangers) tj. wymienniki typu Intrex dolnego stosowane przez Sumitomo SHI w swoich kotłach CFB, mają bezpośrednie połączenie z komorą spalania w celu zasilania komór Intrex materiałem z cyrkulacji wewnętrznej. Stwarza to ryzyko przedostawania się cząsteczek paliwa wraz z materiałem cyrkulującym do wnętrza komór wymienników Intrex, które w CFB 1300 Łagisza pracują jako ostatni stopień przegrzewacza pary (SH – ang. superheater) 4szt. oraz przegrzewacze regeneracyjne (RH – ang. reheater) 4szt. (temperatura pary świeżej na wejściu do wymiennika Intrex SH ~500 °C na wyjściu z wymiennika ~560 °C, temperatura pary wtórnej na wejściu do wymiennika Intrex RH ~480 °C na wyjściu z wymiennika ~560 °C). Aby umożliwić wprowadzenie do komory spalania paliw o wysokiej zawartości chloru i alkalii, wymagane jest zamknięcie połączenia między komorą spalania a komorami wymienników Intrex, wykluczając cyrkulację wewnętrzną z zasilania komór Intrex materiałem złoża. Możliwość wprowadzenia paliw alternatywnych jest jedną z dodatkowych korzyści rozpatrywanej modyfikacji. W rozważanym przypadku kotła CFB-1300 Łagisza podstawowym problemem eksploatacyjnym jest zasypywanie się komór Intrex grubym materiałem złoża, pochodzącym bezpośrednio z komory spalania przy pracy kotła z obciążeniami 40-60 % mocy maksymalnej. Wynika to z kilku nakładających się czynników. Po pierwsze właściwości paliwa – węgla, tworzący się z niego popiół ma tendencje do fragmentacji

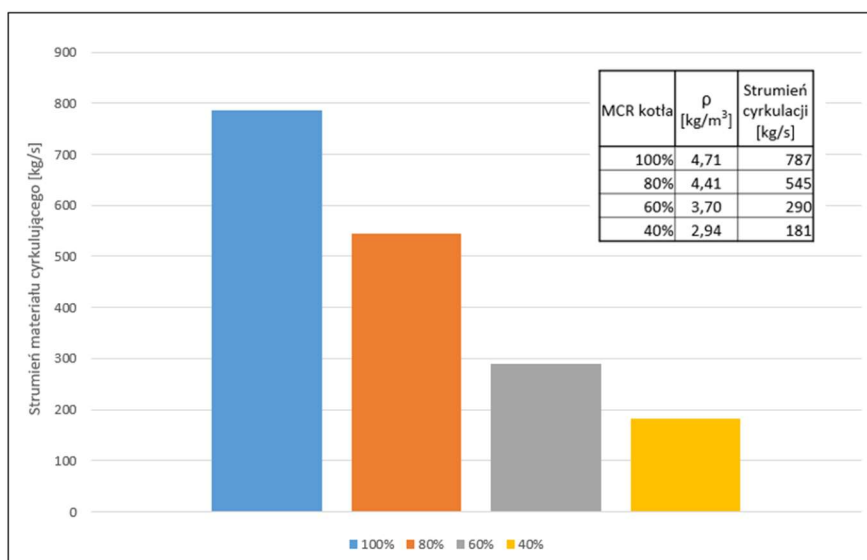
na bardzo drobne cząsteczki, tworząc znaczące ilości popiołu lotnego, który nie zostaje zatrzymany w separatorach cyklonowych i nie jest zawracany do układu cyrkulacji. Rozdział między popiołem lotnym a dennym wynosi 85/15, przez co nie istnieje potrzeba częstego wyprowadzania popiołu dennego w następstwie prowadzi to do akumulacji grubych frakcji materiału złoża w dolnej strefie komory kotła.



Rys. 1. Natężenie strumienia masy cyrkulującego materiału sypkiego w układzie stanowiska w funkcji skuteczności separacji cyklonu. [2]

Prędkość projektowa w komorze spalania jest wysoka w porównaniu z przyjętymi wartościami, co powoduje unoszenie grubszego materiału złoża na wysokość okien wlotowych do komór Intrex. Po drugie separatory cyklonowe D70 zainstalowane na CFB-1300 Łagisza wykazują się niższą niż zakładano skutecznością separacji, a jak wykazano w pracy [2], wraz ze spadkiem skuteczności separacji znacząco spada strumień materiału cyrkulującego rys. 1.

Przy pracy kotła z niskimi obciążeniami 40-60 % MCR ilość materiału cyrkulującego z cyrkulacji zewnętrznej jest niska, co dodatkowo pogarsza wyprowadzanie grubych ziaren materiału cyrkulującego z komór Intrex powodując ich akumulację. Zmianę ilości materiału cyrkulującego w cyrkulacji zewnętrznej wraz ze zmianą obciążenia kotła przedstawiono na rys. 2. Podane dane dotyczą ilości materiału cyrkulacyjnego pochodzącego z jednego z ośmiu separatorów.



Rys. 2. Zmiana ilości materiału cyrkulującego pochodzącego z cyrkulacji zewnętrznej w zależności od obciążenia kotła.

Prowadzi to do pogorszenia warunków wymiany ciepła, co zmusza do podnoszenia prędkości fluidyzacji w komorach Intrex w celu usprawnienia wyprowadzania materiału złoża. Wartość projektowa prędkości fluidyzacji komór Intrex dla CFB-1300 to 0.3m/s, w aktualnych warunkach prędkość ta wynosi ~0.6m/s. Przyczynia się to do zwiększonego zużycia powietrza wysokoprężnego, co przekłada się na wzrost zużycia energii na potrzeby własne – wyższe koszty eksploatacyjne. Podniesiona prędkość fluidyzacji to także ryzyko wystąpienia uszkodzeń pęczka wymiennika.

Prowadzenie badań na obiekcie przemysłowym mających poddać weryfikacji założenia modyfikacji istniejących rozwiązań wiąże się z wysokim ryzykiem – nieznany wpływ proponowanego rozwiązania na pracę kotła. Dodatkowym czynnikiem negatywnym jest koszt modyfikacji oraz czas stracony pracy kotła związany z postojem, modyfikacją układów oraz ewentualnymi modyfikacjami lub przywróceniem układu do pierwotnej postaci.

Badania w skali laboratoryjnej pozwalają w szybkim czasie oraz niskim nakładem finansowym przebadać i zweryfikować założenia planowanych zmian. Dają również możliwość sprawdzenia wielu konfiguracji oraz warunków pracy planowanych modyfikacji bez ww. ryzyka jak w przypadku prowadzenia badań na obiekcie przemysłowym.

2. Zakres, cel i teza pracy

Celem niniejszej pracy doktorskiej jest ocena wpływu modyfikacji obiegu materiału cyrkulującego w wymiennikach Intrex na efektywność wymiany ciepła oraz możliwość utrzymania parametrów przegrzewu pary w kotle CFB. W szczególności, badania koncentrują się na wyeliminowaniu wewnętrznej cyrkulacji materiału z komory spalania do komory wymiennika Intrex i ograniczeniu zasilania materiałem cyrkulującym wyłącznie do strumienia pochodzącego z cyrkulacji zewnętrznej. Wymienniki Intrex jako elementy kotłów fluidalnych, odgrywają kluczową rolę w końcowym stopniu przegrzewu pary. W klasycznym układzie zasilania wymienników Intrex typu dolnego wykorzystywane są dwa strumienie materiału cyrkulującego: zewnętrzny oraz wewnętrzny. Dotychczasowe badania dotyczące zewnętrznych wymienników ciepła pracujących w warstwie fluidalnej kotłów CFB skupiały się przede wszystkim na wpływie takich parametrów jak: prędkość fluidyzacji w komorze wymiennika, rozkład ziarnowy materiału złoża (wpływ wielkości cząsteczek materiału warstwy fluidalnej), właściwości fizyczne materiału złoża, geometria wymiennika i układu rur, ciśnienie robocze układu, temperatura złoża, czy strumień masy materiału cyrkulującego przepływającego przez komorę wymiennika. Biorąc pod uwagę różnorodność konstrukcji zewnętrznych wymienników ciepła brakuje w przypadku wymienników typu Intrex lub podobnych konstrukcji analiz wpływu modyfikacji samych warunków zasilania wymiennika materiałem cyrkulującym, w tym w szczególności – eliminacji strumienia z cyrkulacji wewnętrznej.

Zmiana ta jest istotna w kontekście rosnącego znaczenia współspalania paliw alternatywnych, które mogą wpływać na charakterystyki materiałowe i przepływowe warstwy fluidalnej oraz wymagać dostosowania warunków pracy układów wymiany ciepła. Eliminacja cyrkulacji wewnętrznej w tym konkretnym przypadku może prowadzić do usprawnienia pracy układu, zmniejszenia ryzyka lokalnych awarii, zmniejszenia zapotrzebowania energii na potrzeby własne oraz poprawy warunków eksploatacyjnych, pod warunkiem zachowania odpowiedniej efektywności wymiany ciepła.

Zakres pracy obejmuje:

Analizę stanu wiedzy w zakresie wymiany ciepła w układach z warstwą fluidalną oraz charakterystyki wymienników Intrex w kotłach CFB.

Opracowanie i wykonanie badań eksperymentalnych na fizycznym modelu kotła CFB oraz wymiennika Intrex, pracującym w warunkach „zimnych” (w temperaturze pokojowej), z zastosowaniem wymiennika rurowego zasilanego wodą. Wykonanie badań eksperymentalnych zmiany prędkości fluidyzacji komory wymiennika Intrex na obiekcie przemysłowym CFB-1300.

Porównanie efektywności wymiany ciepła przy dwóch konfiguracjach zasilania wymiennika:

- 1) zasilanie materiałem z cyrkulacji wewnętrznej i zewnętrznej (konfiguracja referencyjna),
- 2) zasilanie wyłącznie materiałem z cyrkulacji zewnętrznej.

Ocenę możliwości utrzymania wymiany ciepła na poziomie zapewniającym dotrzymanie projektowych parametrów pary za ostatnim stopniem przegrzewu.

Identyfikację potencjalnych korzyści wynikających z zastosowania proponowanej modyfikacji w warunkach przemysłowych.

Głównym problemem badawczym jest odpowiedź na pytanie:

Czy wyeliminowanie strumienia materiału cyrkulującego pochodzącego z wewnętrznej cyrkulacji w kotle CFB wpływa istotnie na efektywność wymiany ciepła w wymienniku Intrex oraz na końcowe parametry przegrzewu pary?

Z tym pytaniem związana jest następująca hipoteza badawcza:

Zmiana konfiguracji zasilania wymiennika Intrex poprzez eliminację cyrkulacji wewnętrznej nie prowadzi do istotnego pogorszenia parametrów przegrzewu pary, umożliwiając jednocześnie poprawę warunków pracy wymiennika, zmniejszenie zużycia energii na potrzeby własne i potencjalne umożliwienie współspalania paliw alternatywnych.

3. Opis technologii fluidalnej spalania paliw w kotłach CFB

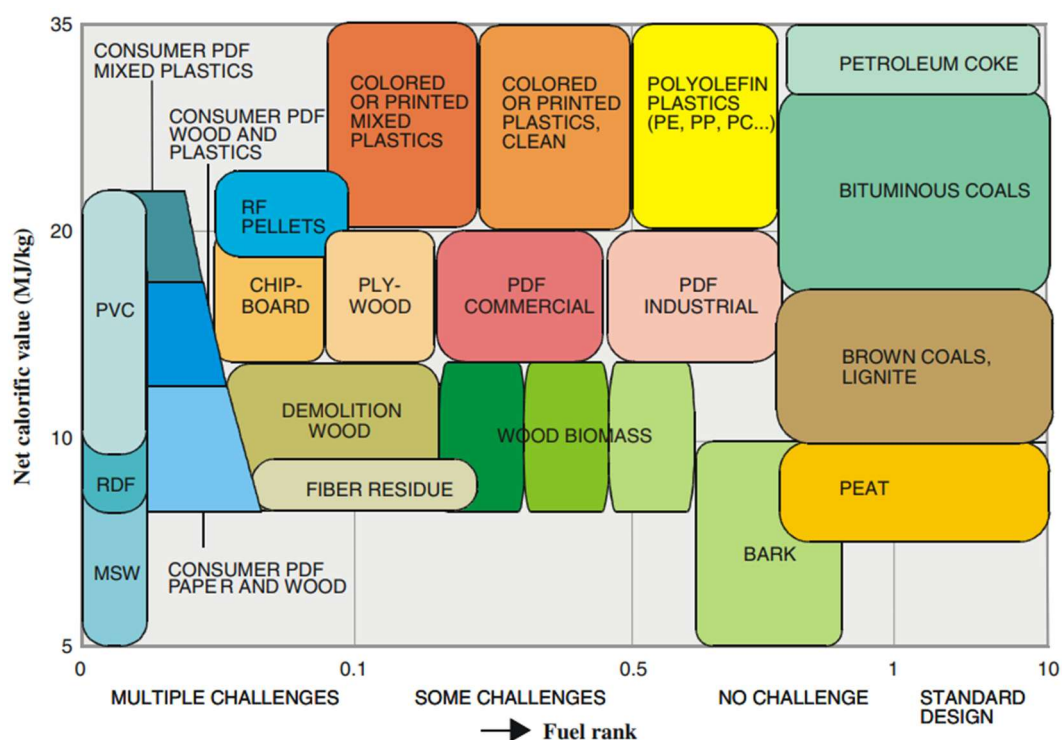
Technologia fluidalna CFB (circulating fluidized bed) ma swój początek w pierwszej połowie XX w., lecz jej znaczący rozwój i wdrożenie do spalania paliw w energetyce zawodowej rozpoczął się w latach 60-70 [3]. Firma Sumitomo SHI, która jest

właścicielem technologii opracowanej przez Foster Wheeler oraz Amec Foster Wheeler do dnia dzisiejszego wybudowała i oddała do eksploatacji ponad 500 jednostek opartych na technologii CFB spalających całe spektrum paliw od węgla kamiennego i brunatnego, przez różne rodzaje biomas, petcoke, gaz oraz RDF. Kotły pracujące w tej technologii zapewniają nie tylko elastyczność paliwową, mogąc efektywnie współspalać paliwa różnego typu i jakości, pozwalają jednocześnie dzięki rozdziałowi powietrza na pierwotne i wtórne zachować niskie emisje zanieczyszczeń podlegających normom. Projektowanie kotłów na szeroki zakres paliwowy pozwala na selekcję paliw o najbardziej przystępnej cenie rynkowej [4]. Przekrój paliwowy dla kotłów CFB przedstawiono na rys. 3. Dodatkowo materiał złoża i proces fluidyzacji zapewniają dobre warunki mieszania oraz wysokie współczynniki wymiany ciepła, co daje możliwość utrzymania niskich temperatur w zakresie 850-900 °C. Niska temperatura procesu spalania przekłada się na niższe niż w kotłach pyłowych (PC –ang. pulverized coal) emisje tlenków azotu NO_x (różnica w wielkości emisji NO_x między CFB a PC jest pięciokrotnie niższa [5]), które w kotła CFB pochodzą głównie z azotu paliwowego. W kotłach pyłowych, gdzie temperatura przekracza 1400 °C pojawia się również emisja tlenków azotu z azotu zawartego w powietrzu [3]. Prowadzenie procesu odsiarczania w komorze spalania kotłów CFB poprzez podawanie mączki kamienia wapiennego jest niewątpliwie zaletą technologii CFB, umożliwiającą ograniczenie kosztów dodatkowych układów okołokotłowych, a także zmniejszenie obszaru zabudowy instalacji. Separacja materiału cyrkulującego w separatorach cyklonowych pozwala na zawrócenie nie przereagowanego sorbentu do komory spalania w celu jego jak najwyższego wykorzystania.

Kotły w technologii CFB oprócz elastyczności paliwowej rys. 3 zapewniają również elastyczność w zakresie dostarczanej mocy, co w dzisiejszych czasach, gdzie wymagana jest współpraca z odnawialnymi źródłami energii (OZE), które zależne są od panujących warunków pogodowych, jest niewątpliwą zaletą w rozważaniu jako podstawowe źródło bazowe. Wynika to z niskiej przewidywalności dostępności mocy ze źródeł OZE (głównie wiatr i słońce) na poziomie 3-6 % na godzinę w przód i 6-8 % na 24h [6].

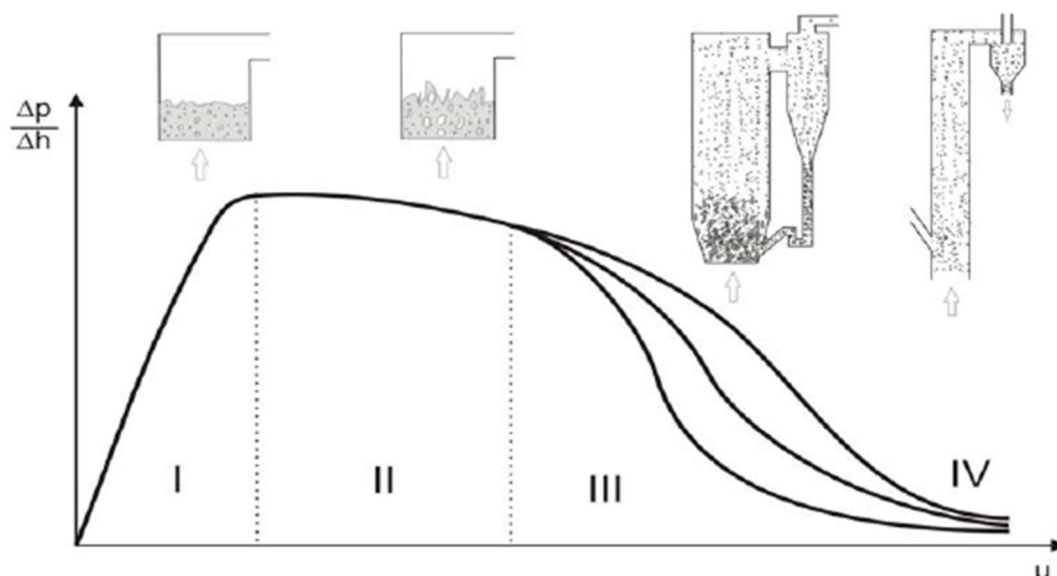
W zależności od typu spalanego paliwa, aktualna technologia kotłów CFB pozwala na podjazdy i zjazdy z mocą w zakresie 2-5 % MCR w przedziale 30 sekund w sterowaniu pierwotnym, a także 2.5-4 % na minutę w sterowaniu wtórnym. Znacząca

większość jednostek ma zdolność do pracy w zakresie 30-100 % MCR [7]. Oznacza to, że w bardzo krótkim okresie czasu jednostki CFB mogą reagować na zmiany zapotrzebowania energii w sieci energetycznej.



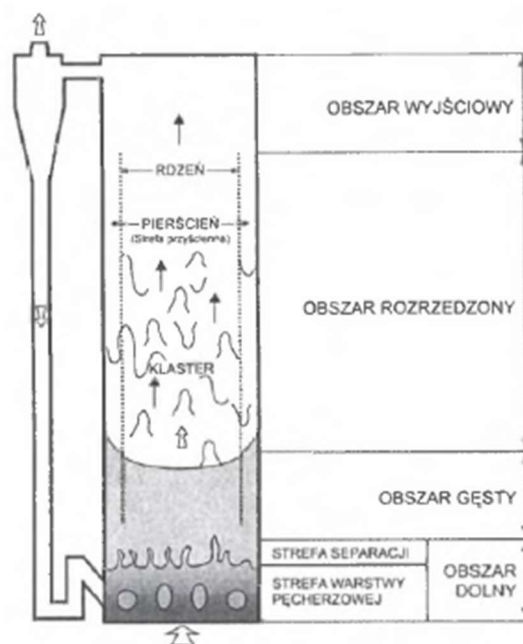
Rys. 3. Zakres paliwowy dla kotłów CFB. [8]

Charakterystyka pracy kotłów w technologii CFB polega na cyrkulacji materiału złoża w obiegu komora paleniskowa – separator – układ nawrotu (zamknięcie syfonowe/komora Intrex) – komora paleniskowa. Materiałem złoża w początkowej fazie jest piasek kwarcowy o odpowiednim rozkładzie ziarnowym, który z upływem czasu zastępowany jest przez popiół powstający z paliwa oraz sorbentu [9] (mączka kamienia wapiennego stosowana w celu odsiarczania spalin). W przypadku paliw, w których nie ma popiołu lub jego zawartość jest niska tj. biomasa, petcoke, gaz czy RDF, istnieje potrzeba dozowania piasku kwarcowego do komory spalania, aby odbudowywać wymaganą gęstość złoża fluidalnego pozwalającego utrzymać wymianę ciepła na projektowanym poziomie. Na rys. 4 przedstawiono ewolucję charakteru złoża fluidalnego wraz ze wzrostem prędkości przepływającego przez złożo powietrza/gazu.



Rys. 4. Propagacja złoża fluidalnego wraz ze wzrostem prędkości fluidyzacji. [10]

Wraz ze wzrostem prędkości fluidyzacji charakter złoża zmienia się z I - filtracji poprzez II - fluidyzację pęcherzową (obie te fazy mają charakter złoża stacjonarnego) zwiększając prędkości powietrza przechodzimy do III – fluidyzacji cyrkulacyjnej oraz IV – transportu pneumatycznego [10]. Kotły CFB pracują w reżimie fluidyzacji cyrkulacyjnej – obszar III rys. 4. Na rys. 5. przedstawiono charakter złoża fluidalnego w komorze spalania wzdłuż jej wysokości typowy dla kotłów z fluidalnym złożem cyrkulacyjnym. W dolnej części komory paleniskowej (obszar dolny) znajduje się warstwa o charakterze pęcherzowym, powyżej obszar gęsty, którego stężenie materiału jest wysokie w granicy z obszarem dolnym i niskie na granicy z obszarem rozrzedzonym. Obszar rozrzedzony charakteryzuje się strukturą rdzeniową, gdzie materiał złoża transportowany jest ku górze w centralnej części komory, a ku dołowi w strefie przyściennej w małej odległości od ścian kotła.

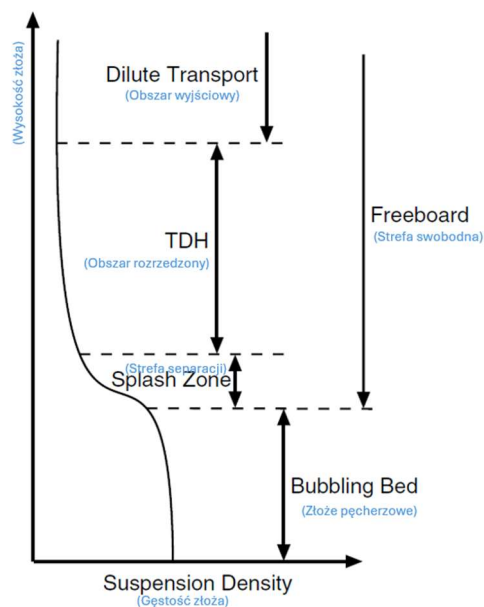


Rys. 5. Rozkład gęstości złoża fluidalnego wzdłuż wysokości komory spalania. [11]

Charakter obszaru wyjściowego zależy jest od umiejscowienia powierzchni ogrzewalnych, a także od umiejscowienia wylotu z komory paleniskowej kotła [11]. Rys. 6. przedstawia schematyczny rozkład gęstości złoża wzdłuż wysokości komory paleniskowej, obrazujący zmianę gęstości złoża typową dla kotłów CFB [12].

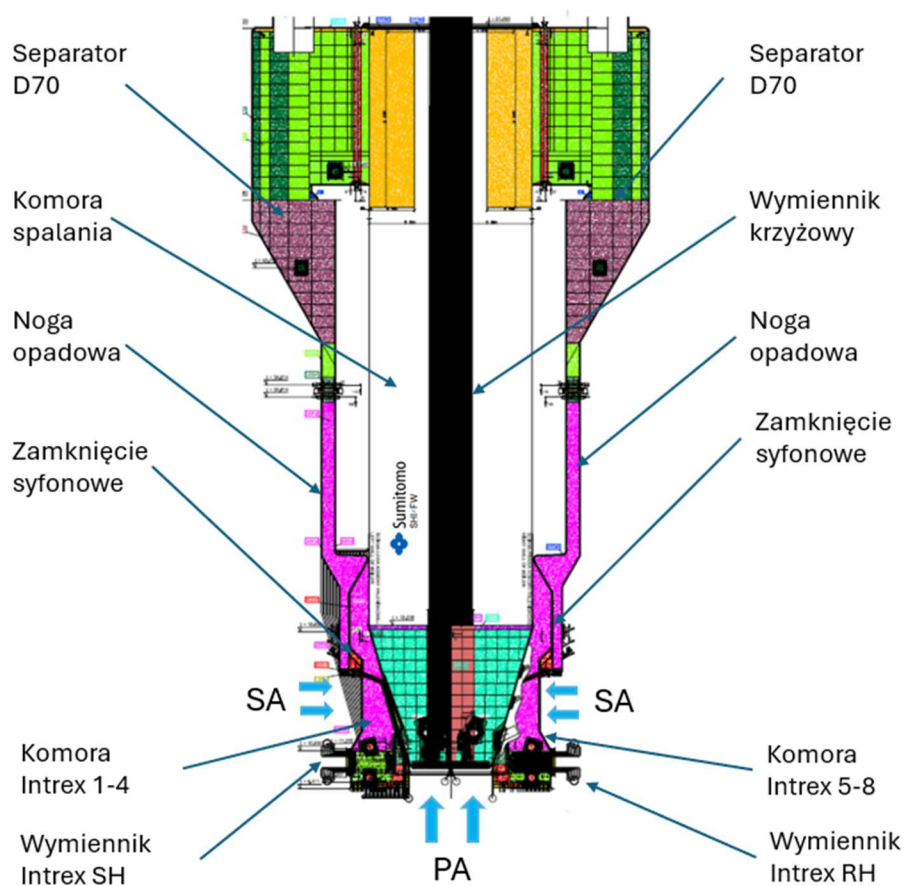
Prawidłowa ilość materiału złoża oraz jego rozkład ziarnowy są decydującymi czynnikami, pozwalającymi na efektywny proces spalania paliw, krotność cyrkulacji oraz na poziom wymiany ciepła w konturze kotła [3]. Dzięki temu technologia CFB charakteryzuje się następującymi zaletami:

- Kompaktowa budowa dzięki wysokim współczynnikom wymiany ciepła
- Wysoka sprawność spalania sięgająca 98 %
- Ograniczenie emisji tlenków azotu dzięki niskiej temperaturze w komorze spalania 850-900 °C
- Wysoka skuteczność procesu odsiarczania prowadzona w komorze kotła bez potrzeby dodatkowych instalacji zewnętrznych
- Duża elastyczność paliwowa
- Duża elastyczność mocowa z możliwością szybkich zmian obciążenia



Rys. 6. Rozkład gęstości złoża fluidalnego w komorze kotła CFB. [12]

Na rys. 7 przedstawiono schemat kotła CFB na przykładzie CFB-1300 Łagisza z wymiennikami Intrex typu dolnego.



Rys. 7. Schemat kotła CFB-1300 Łagisza - przekrój.

Podstawowymi elementami kotła CFB jak na rys. 7 są:

- Komora spalania, do której doprowadzone jest powietrze pierwotne (PA – ang. primary air) poprzez dysze powietrzne w dnie komory, powietrze wtórne (SA – ang. secondary air) powyżej rusztu doprowadzane przez dysze w ścianach w części stożkowej komory, paliwo i sorbent poprzez zrzutnie paliwowe lub podajniki ślimakowe. W niektórych rozwiązaniach paliwo a także sorbent (mączka kamienia wapiennego) podawane są do układu nawrotu materiału cyrkulującego zwracanego do komory spalania z separatorów cyklonowych. Takie rozwiązanie można stosować w przypadku kotłów z wymiennikami Intrex typu górnego lub bez wymienników Intrex. W przypadku kotłów z wymiennikami Intrex typu dolnego nie można stosować podawania paliwa do układu nawrotu, ponieważ paliwo dostawałoby się bezpośrednio do komór Intrex.
- Separator cyklonowy, którego zadaniem jest odseparowanie materiału cyrkulującego, niespalonych cząsteczek paliwa i nieprzereagowanego sorbentu od gazów spalinowych i zawrócenie ich do komory kotła. Pozwala to na uzyskanie wysokiej sprawności procesu spalania w kotłach z cyrkulacyjną warstwą fluidalną oraz wykorzystania sorbentów.
- Zamknięcie syfonowe, pozwala oddzielić przepływowo strefę dolną komory paleniskowej od separatora, umożliwiając prawidłową pracę separatora cyklonowego.
- Komora wymiennika Intrex / Wymiennik Intrex typu dolnego – INTREXTM (ang. integrated recycle heat exchanger) wymiennik rurowy zanurzony w pęcherzowej warstwie fluidalnej zasilany materiałem złoża oddzielonym w separatorach cyklonowych – cyrkulacja zewnętrzna oraz materiałem z cyrkulacyjnym z komory spalania – cyrkulacja wewnętrzna. Materiał z komory paleniskowej przedostaje się do komór Intrex poprzez połączenie zwane skrzelami rys.7.
- Wymiennik krzyżowy – wymiennik wewnętrzny – w przypadku kotła CFB1300, który jest kotłem przepływowym-bezwalczakowym, wymiennik ten zabudowany jest od rusztu kotła do wysokości stropu kotła jako część parownika.

4. Opis obiektu badawczego Łagisza CFB-1300

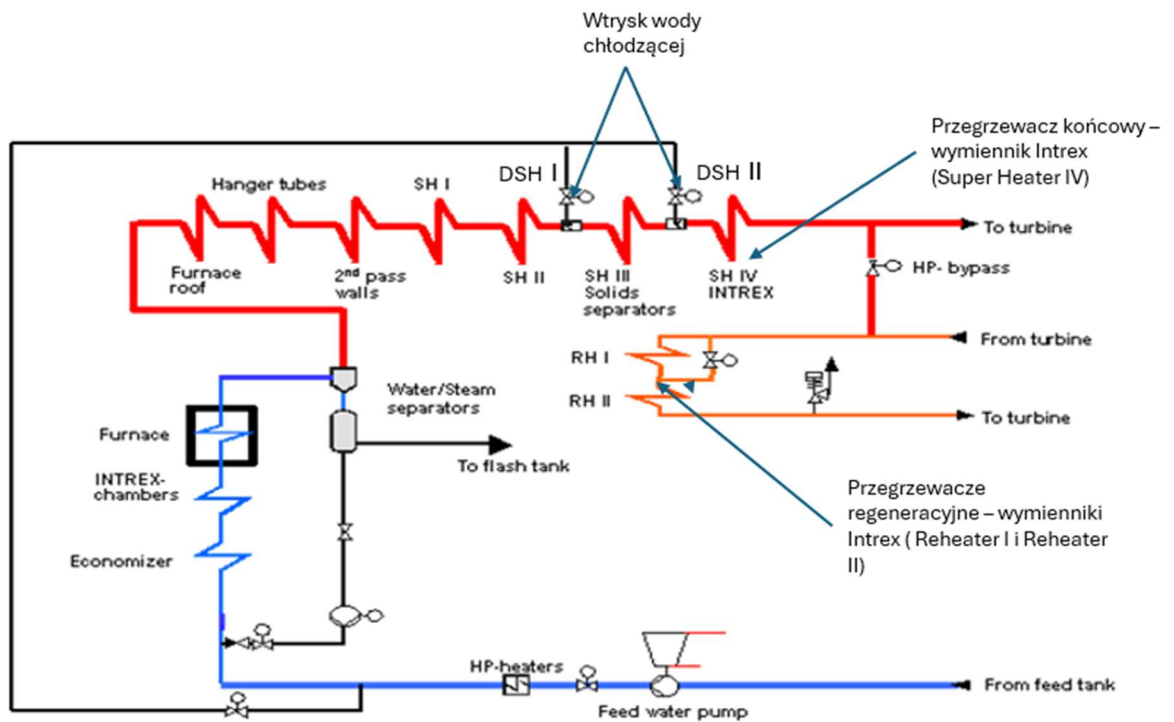
Kocioł CFB-1300 należący do Tauron Wytwarzanie S.A. jest kotłem pracującym w technologii CFB dostarczonej przez Foster Wheeler (obecnie Sumitomo SHI FW).

Moc termiczna	966 MWt
Moc elektryczna brutto	460 MWe
Sprawność netto	43 %
Paliwo	Węgiel kamienny, muł węglowy
Strumień paliwa	181,6 t/h
Temperatura wody zasilającej	290 °C
Para świeża:	
Ciśnienie	27.5 MPa
Temperatura	560 °C
Przepływ	1300 t/h
Para wtórna:	
Ciśnienie	5.5 MPa
Temperatura	580 °C
Przepływ	1104 t/h
Wymiary komory:	
Wysokość	48 m
Szerokość	27,6 m
Głębokość	10,6 m
Wymiary rusztu	27,6 m x 5,3 m

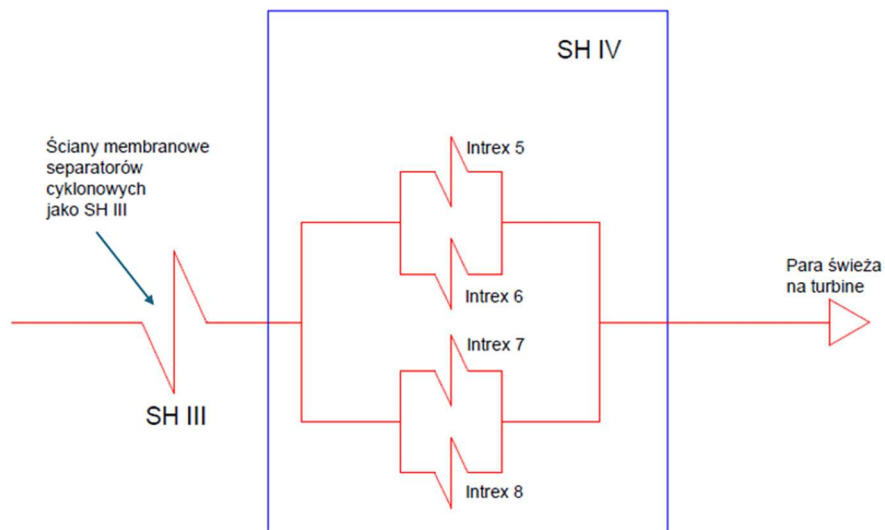
Tab. 1. Parametry techniczne kotła CFB-1300 Łagisza.

Kocioł ten jest kotłem przepływowym bez walczkowym opartym na rozwiązaniu Bensona firmy Siemens [13]. Główne parametry kotła przedstawiono w tab. 1 [14] uzupełnione o wymiary komory. Kocioł zaprojektowany został na parametry nadkrytyczne jako pierwsza jednostka na świecie oparta o technologię CFB, pracujący na ciśnieniu poślizgowym [15]. Kocioł wyposażony jest w osiem separatorów cyklonowych o przekroju ośmiokątnym, 4 na lewej ścianie komory paleniskowej 4 na prawej. Układ nawrotu składa się z nogi opadowej oraz zamknięcia syfonowego połączonego z komorą wymiennika Intrex rys. 7. W układzie woda para kotła CFB1300 znajduje się 8 wymienników zewnętrznych typu Intrex. 4 pracują jako przegrzewacze końcowe na ścieżce pary świeżej, a 4 na ścieżce pary wtórnej. Umieszczenie wymienników Intrex w układzie woda para przedstawiono na rys. 8. Na przedstawionym poniżej rys. 8

zaznaczono wymiennik SH IV jako przegrzewacz końcowy, w skład którego wchodzi 4 wymienniki Intrex (Intrex 5-8) w układzie jak na rys. 9.



Rys. 8. Układ wymienników Intrex na ścieżce woda para kotła CFB1300. [15]

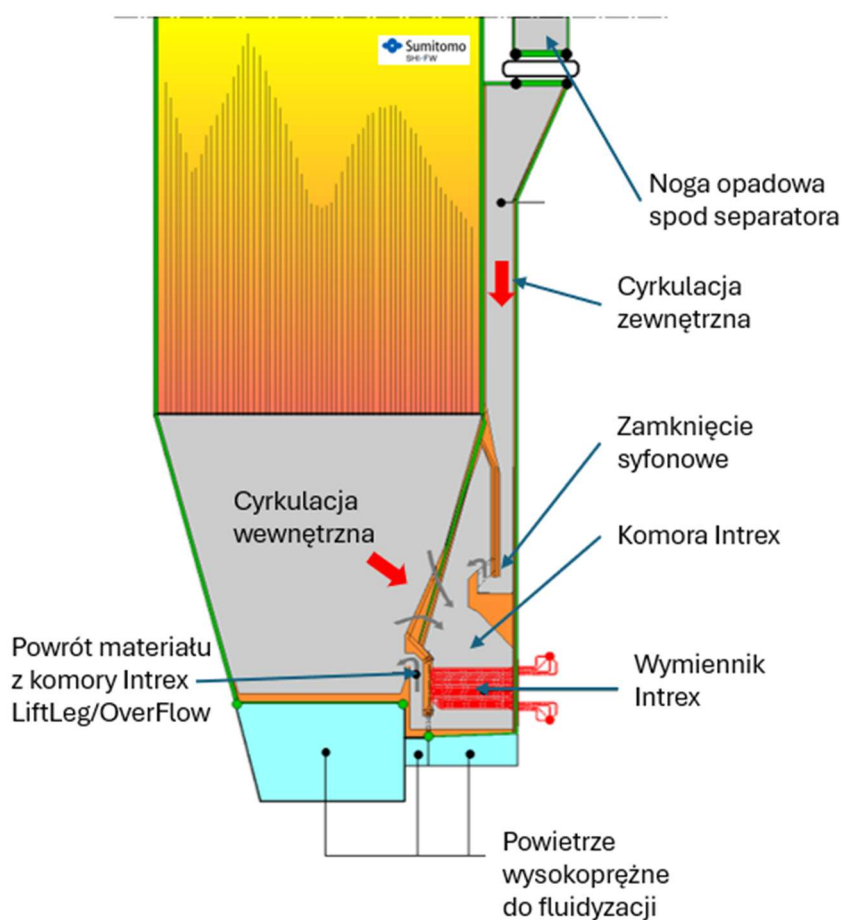


Rys. 9. Układ wymienników Intrex dla przegrzewacza końcowego pary świeżej SH IV.

4.1. Wymiennik Intrex

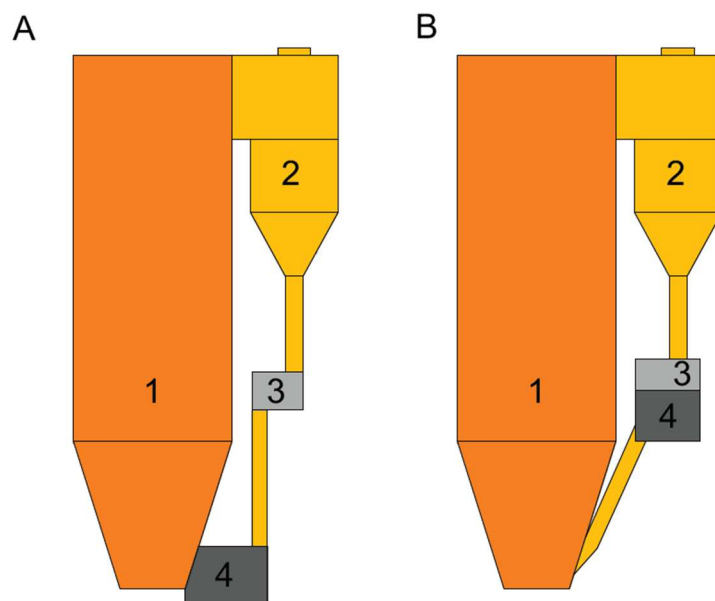
4.1.1. Budowa wymiennika Intrex

Wymiennik Intrex jest to wymiennik rurowy zewnętrzny EHE (znajdujący się poza konturem kotła oraz poza ścieżką spalin) zanurzony w stacjonarnej warstwie fluidalnej o charakterze pęcherzowym. Wymiennik Intrex wykorzystuje gorący materiał złoża pochodzący z cyrkulacji zewnętrznej – materiał odseparowany w separatorach cyklonowych, a także materiał złoża pochodzący prosto z komory spalania – cyrkulacja wewnętrzna [16]. Następnie materiał z komory Intrex zawracany jest do dolnej części komory spalania poprzez kanały powrotne (LiftLeg – kanał wznoszący oraz Overflow – kanał przelewowy). Schemat wymiennika Intrex typu dolnego pokazano na rys. 10 [17]. W rozwiązaniach technologicznych stosowanych przez firmę Sumitomo SHI FW występuje jeszcze Intrex typu górnego zasilany jedynie materiałem złoża pochodzącym z cyrkulacji zewnętrznej – materiałem oddzielnym w separatorze cyklonowym.



Rys. 10. Wymiennik Intrex typu dolnego. [17]

Schematyczną zasadę działania oraz umiejscowienie wymiennika Intrex w przypadku obu rozwiązań przedstawiono na rys. 11.



Rys. 11. Schematyczny układ wymiennika Intrex w konfiguracji dolnej o górnej.

Rys. 11.A. przedstawia Intrex typu dolnego, gdzie: 1- komora spalania, 2 – separator cyklonowy, 3 – zamknięcie syfonowe, 4 – wymiennik Intrex. Rys. 11.B przedstawia umiejscowienie wymiennika Intrex typu górnego, oznaczenia poszczególnych elementów kotła jak dla rys. 11.A. Wymienniki Intrex typu górnego nie mają połączenia z komorą spalania, zasilane są tylko materiałem z cyrkulacji zewnętrznej. Główną zaletą wymiennika Intrex zarówno typu dolnego jak i górnego jest usunięcie ostatniego stopnia przegrzewu pary lub przegrzewu regeneracyjnego ze ścieżki spalin a co za tym idzie ze środowiska korozyjnego. Temperatura pary w ostatnim stopniu przegrzewu znacząco przewyższa 450°C , a co za tym idzie również temperatura materiału wymiennika. Pozwala to na uniknięcie korozji wysokotemperaturowej, która występuje w przypadku wymienników pracujących w środowisku gazowym. Dodatkową zaletą wymienników Intrex jest praca w złożu o charakterze pęcherzowym z niskimi prędkościami fluidyzacji, co stwarza środowisko pracy o niskim stopniu zagrożenia erozją i uszkodzeniami mechanicznymi. Brak ruchomych elementów zarówno wymiennika jak i komory wymiennika zmniejsza ryzyko wystąpienia awarii [18]. Wymienniki Intrex cechuje zwarta budowa powierzchni ogrzewalnych oraz wysoki współczynnik wymiany ciepła HTC (ang. Heat Transfer Coefficient) $255\text{--}381\text{ W/m}^2\text{K}$ [19], w porównaniu do wymienników gaz-płyn $28\text{--}280\text{ W/m}^2\text{K}$ [20]. Podstawowe parametry wymiennika Intrex przedstawiono w tab. 2 [17]. Dla kotłów o mocy wyższej niż 300MWe z przegrzewem

wtórny pary może być trudnym umieszczenie wystarczającej ilości powierzchni ogrzewalnych w konturze kotła oraz drugim ciągu, dlatego wprowadzenie zewnętrznych wymienników ciepła takich jak Intrex pozwala na wykorzystanie dodatkowej powierzchni wymiany ciepła w przypadku dużych jednostek [18].

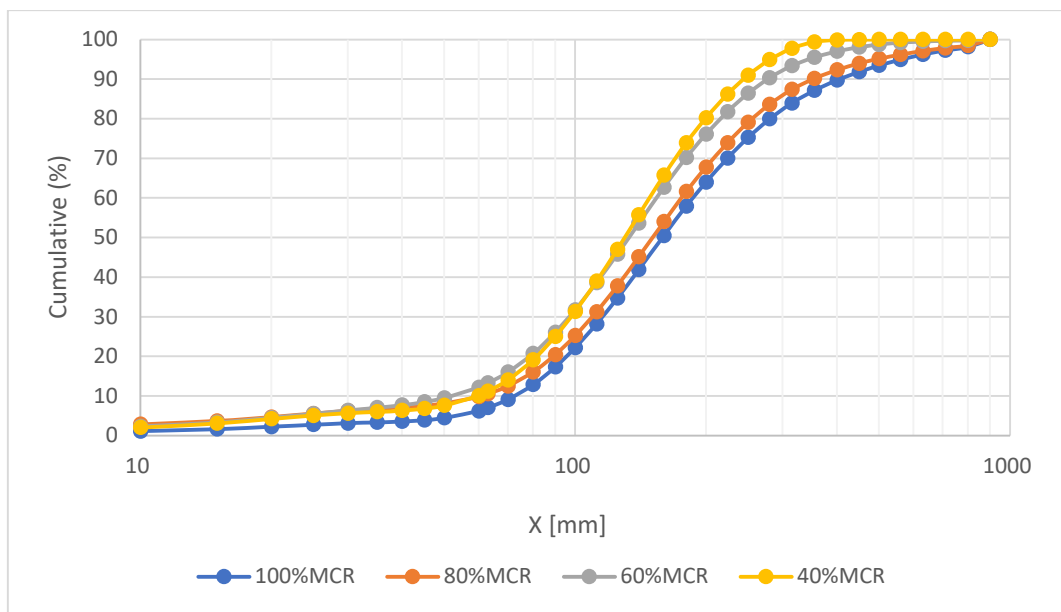
Materiał	TP347HFG / X8CrNi19-11		-
Średnica rury	51		mm
Grubość ścianki	SH	11	mm
	RH	7,1	mm
Ilość rur w pęczku	408		szt.
Powierzchnia wymiany	166,3		m ²
Wymiary wymiennika Intrex (SxWxG)	2208x1288x2670		mm

Tab. 2. Parametry techniczne wymiennika Intrex SH/RH dla CFB1300.

W przypadku jednostek CFB pracujących z podwyższonym udziałem tlenu wymienniki EHE pozwalają na zmniejszenie wielkości kotła oraz na kontrolę temperatury materiału wracającego do komory spalania [21].

4.1.2. Środowisko i parametry pracy wymiennika Intrex

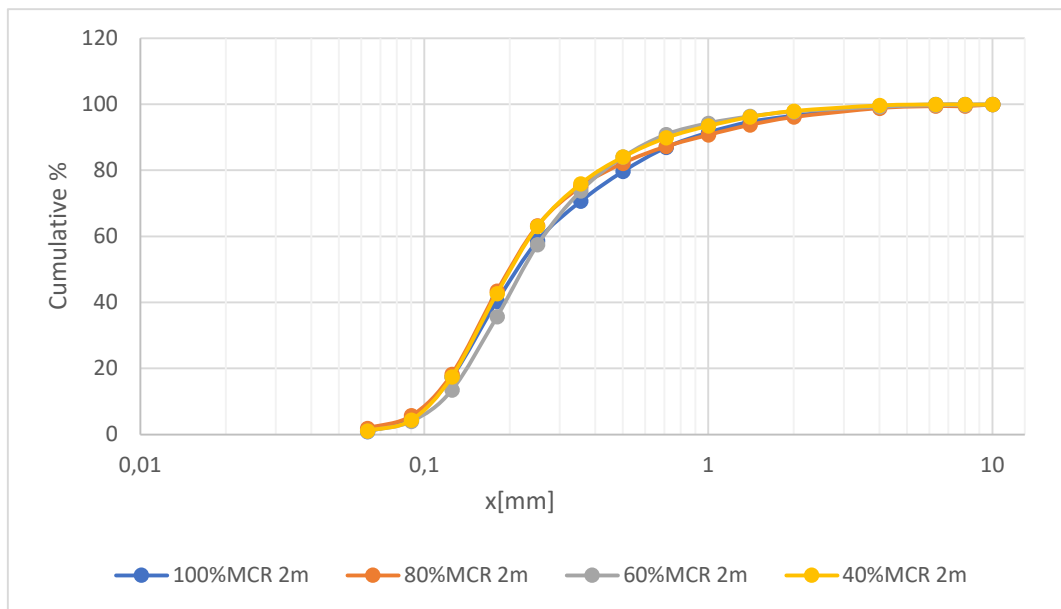
Komora wymiennika Intrex zasilana jest materiałem cyrkulującym z komory paleniskowej – cyrkulacja wewnętrzna oraz materiałem odseparowanym w separatorach cyklonowych – cyrkulacja zewnętrzna. Rozkład ziarnowy materiału złoża z cyrkulacji zewnętrznej zasilającej wymiennik Intrex przedstawiono na rys. 12 a charakterystyczne percentyle rozkładu ziarnowego w tab. 3. Materiał cyrkulujący został pobrany z nogi powrotnej pod separatorem cyklonowym. Rozkład ziarnowy materiału złoża z komory paleniskowej pobranego z wysokości 2 m od rusztu kotła przedstawiono na rys. 13, a jego punkty charakterystyczne w tab. 4.



Rys. 12. Rozkład ziarnowy materiału złoża z cyrkulacji zewnętrznej.

	100%MCR x[μm]	80%MCR x[μm]	60%MCR x[μm]	40%MCR x[μm]
d10	73	62	51	60
d50	159	155	131	129
d90	403	399	269	239

Tab. 3. Punkty charakterystyczne rozkładu ziarnowego materiału cyrkulującego kotła CFB1300.

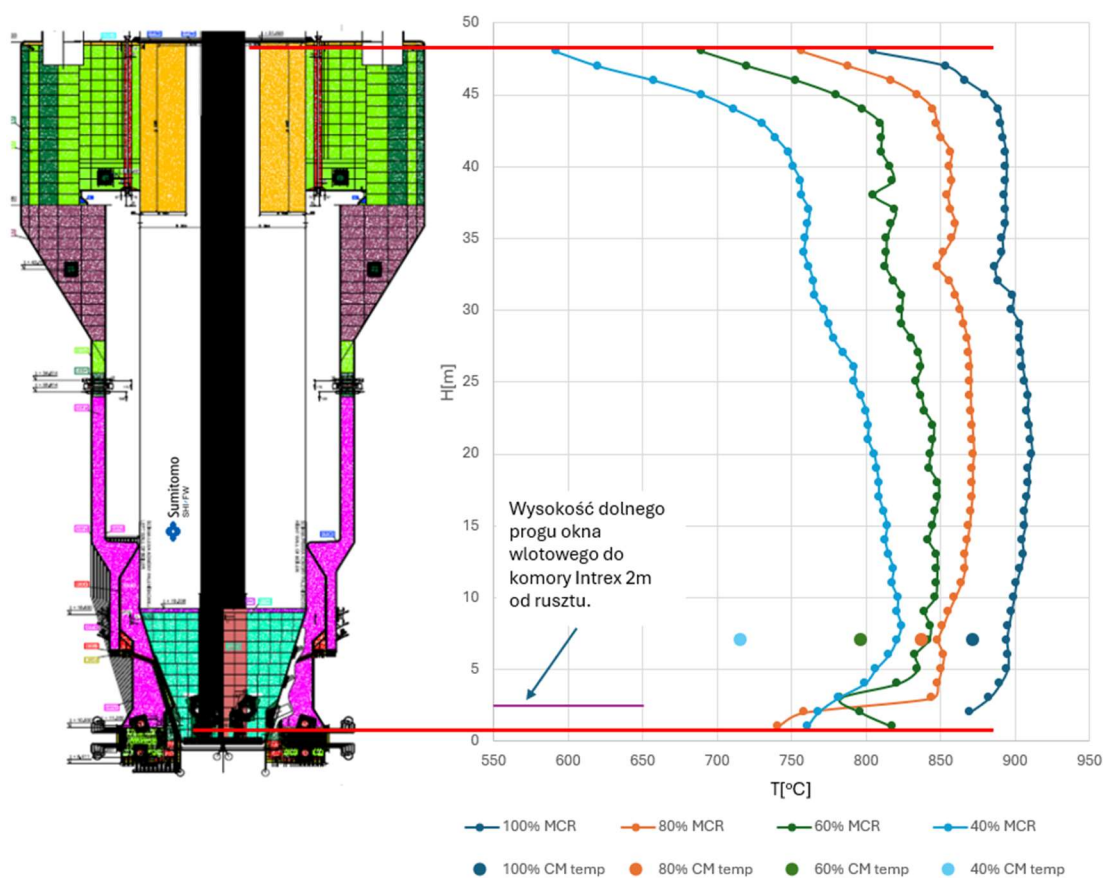


Rys. 13. Rozkład ziarnowy materiału cyrkulującego z komory paleniskowej. Punkt poboru 2 m od rusztu kotła.

	100%MCR 2m x [mm]	80%MCR 2m x [mm]	60%MCR 2m x [mm]	40%MCR 2m x [mm]
d10	0,104	0,102	0,112	0,105
d50	0,217	0,203	0,226	0,205
d90	0,902	0,93	0,684	0,715

Tab. 4. Punkty charakterystyczne rozkładu ziarnowego materiału złoża z 2 m nad rusztem kotła CFB1300

Prędkość projektowa fluidyzacji komory Intrex wynosi 0,3m/s, aktualnie podniesiona została do 0,6m/s. Do pełnego obrazu warunków pracy wymiennika Intrex na rys. 14 przedstawiono rozkład temperatur wzdłuż wysokości komory paleniskowej wraz z naniesionymi punktami odpowiadającymi pomiarom temperatury materiału cyrkulującego, zasilającego komorę Intrex z cyrkulacji zewnętrznej oraz wysokością dolnego progu okna wlotowego materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex materiałem z komory spalania. Pomiar temperatury znajduje się w zamknięciu syfonowym nad komorą Intrex. Jak można zauważyć temperatura materiału cyrkulującego w zależności od obciążenia kotła waha się w przedziale od 720 °C do 880 °C.



Rys. 14. Rozkład temperatury wzdłuż wysokości komory kotła CFB 1300 oraz temperatura materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex.

Natomiast temperatura materiału pochodzącego z komory paleniskowej mieści się w przedziale 770 °C do 870 °C na wysokości dolnego progu okna wlotowego do komory Intrex.

W tab. 5 zestawiono podstawowe parametry procesowe pracy wymiennika Intrex dla obciążenia kotła 100 % MCR.

Temperatura pary zasilającej	°C	504
Temperatura pary na wylocie z SH IV	°C	560
Przepływ pary	kg/s	363,5
Ciśnienie	bar	281
Moc wymiennika	MW	75,15

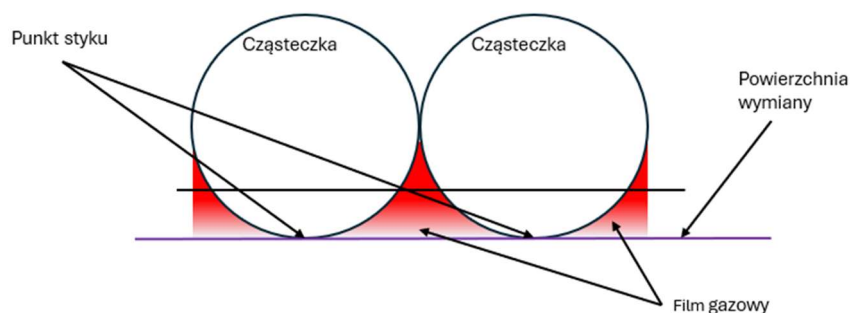
Tab. 5. Parametry pracy wymiennika Intrex SH IV kotła CFB1300. MCR 100 %.

5. Mechanizm wymiany ciepła

Wymiana ciepła między złożem fluidalnym o charakterze stacjonarny a zanurzonym w nim pęczku rur o położeniu horyzontalnym została opisana w wielu pracach [22], [23], [24], [25].

Na zjawisko wymiany ciepła między złożem fluidalnym a zanurzonym w nim horyzontalnym rurowym wymienniku ciepła, składają się poszczególne mechanizmy: konwekcja cząsteczek złoża, konwekcja gazu oraz radiacja.

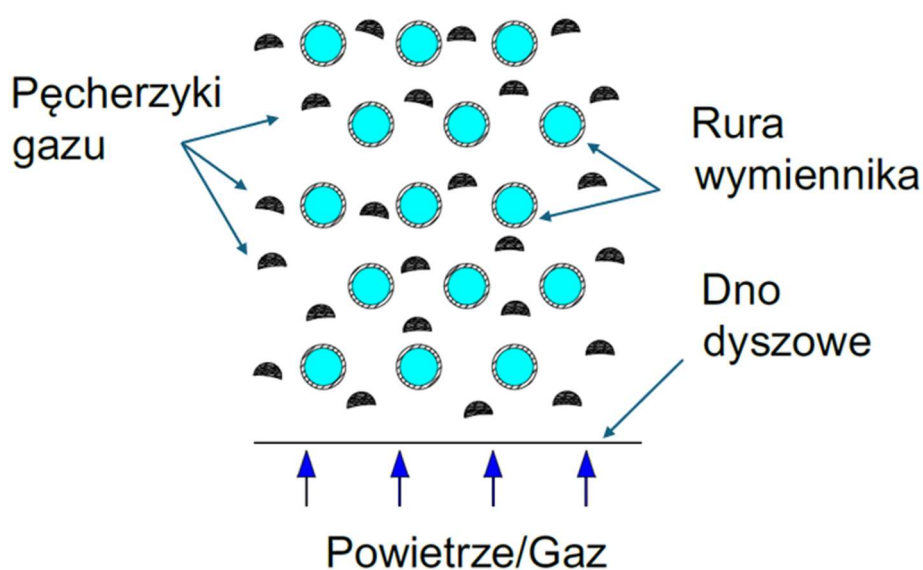
Gorące cząsteczki materiału złoża podczas procesu fluidyzacji przemieszczają się wchodząc w kontakt z powierzchnią zewnętrzną wymiennika. Powierzchnia styku cząsteczki ze ścianą wymiennika jest niewielka, dlatego większość wymiany ciepła zachodzi poprzez cienki film gazowy oddzielający cząsteczkę złoża od powierzchni wymiennika. Schemat przedstawiono na rys. 15.



Rys. 15. Schemat styku cząsteczki materiału złoży z powierzchnią wymiennika.

Ruch cząsteczek materiału z głębi złoży do punktu styku z powierzchnią wymiennika jest głównym mechanizmem wymiany energii zwanym konwekcją cząsteczek [22]. W związku z większościovym transferem ciepła poprzez cienki film gazowy między cząsteczką a ścianą wymiennika, konwekcja cząsteczek często nazywana jest również przewodzeniem [12].

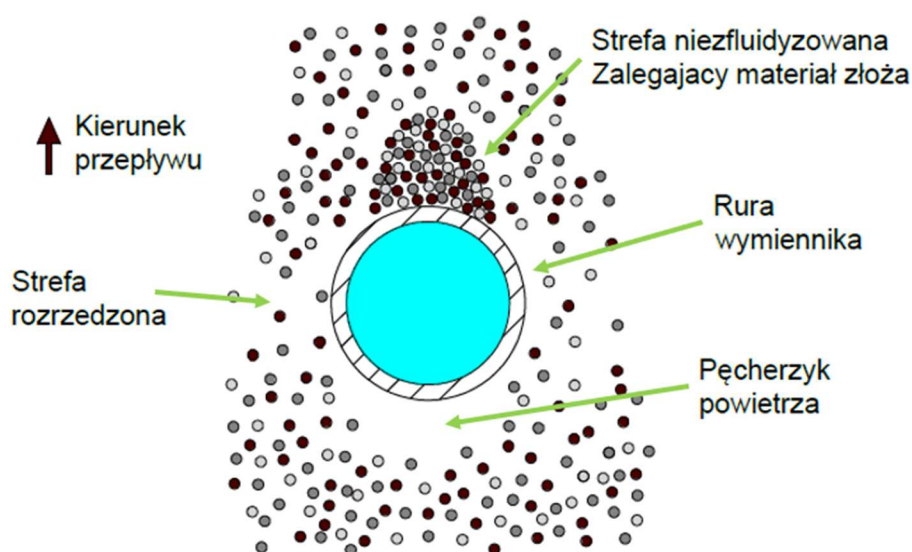
W zależności od gęstości złoży należy zwrócić uwagę również na składową wymiany ciepła, jaką jest konwekcja gazowa. W przypadku złoży o charakterze stacjonarnym pochodzi ona głównie z pęcherzy gazu tworzących warstwę fluidalną. Dla złoży fluidalnego z zanurzonym w nim wymiennikiem rurowym o ułożeniu horyzontalnym pęcherzyki gazu są mniejsze i rozłożone bardziej jednorodnie w objętości złoży rys. 16 w przeciwieństwie do złoży bez zanurzonych w nim powierzchni wymiany ciepła [26].



Rys. 16. Przepływ gazu przez stacjonarne złoże fluidalne z zanurzonym wymiennikiem ciepła.

W przypadku niskiej gęstości złoża, jak na przykład w górnej części komory paleniskowej konwekcja gazu będzie miała znaczący wpływ na transfer ciepła do ścian kotła. W gęstym stacjonarnym złożu fluidalnym rola konwekcji gazowej wzrasta wraz z wielkością cząsteczek materiału złoża. Konwekcja gazowa staje się znacząca dla cząsteczek materiału złoża większych od 1mm [23]. W badaniach przeprowadzonych przez [27] również zauważono wpływ wielkości cząsteczki materiału złoża na składową jaką jest konwekcja gazowa. Dla cząsteczki materiału powyżej 1,1 mm tj. dla cząsteczek o średniej średnicy 2 mm oraz 2.9 mm znaczącą rolę w wymianie ciepła odgrywała konwekcja gazowa.

W trakcie pracy wymiennika wokół pojedynczej rurki wymiennika kształtuje się przepływ charakteryzujący się niezfluidyzowanym materiałem zalegającym na górnej części rurki, pęcherzem gazu okresowo uwiezionym pod spodem horyzontalnie ułożonej rurki wymiennika oraz rozrzedzonej warstwy emulsyjnej na poziomej średnicy rury spowodowanej lokalnym przyspieszeniem przepływu [25], [26]. Schemat obrazujący to zjawisko przedstawiono na rys. 17.



Rys. 17. Przepływ warstwy złoża fluidalnego wokół pojedynczej rurki wymiennika.

Kolejną składową wymiany ciepła we fluidalnym złożu stacjonarnym zgodnie z równaniem (1) jest radiacyjny współczynnik wymiany ciepła h_r :

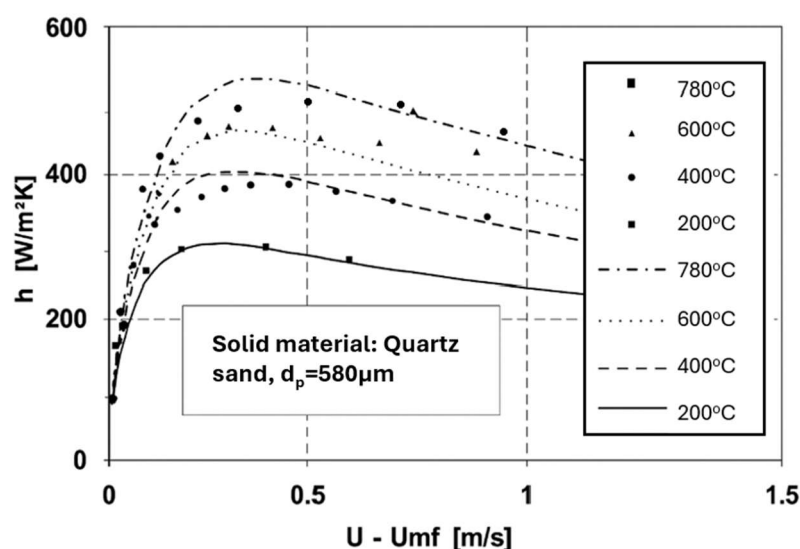
$$h_t = h_k + h_r \quad (1)$$

gdzie:

$$h_k = h_{kc} + h_{kg} \quad (2)$$

Radiacyjny współczynnik wymiany ciepła zależy od temperatury złoża, średnicy cząstki oraz jej emisyjności [28]. Niewiele jest prac badających wpływ radiacji na całkowity współczynnik wymiany ciepła. Najlepszym zbiorem wykonanych badań i eksperymentów są prace [24], [25] oraz badania przeprowadzone przez [29], [28]. Z analiz wynika, że współczynnik wymiany ciepła pochodzący od radiacji jest pomijalny w temperaturach poniżej 873K, chociaż niektórzy autorzy podają również brak znaczącego wpływu radiacji na wymianę ciepła dla temperatury złoża poniżej 1270K. Proponowane zakresy wynikają z założeń: złożo fluidalne ma charakter płynu nediatermicznego i nie może przekazywać ciepła poprzez radiację, maksymalny całkowity współczynnik wymiany ciepła ma liniową charakterystykę w zakresie temperatur do 1270-1370K, a także fakt iż elementy aluminiowe o niższej emisyjności niż stal nagrzewają się równie szybko. W analizowanych pracach zauważono również, że wraz ze wzrostem wielkości cząsteczek materiału złoża powyżej 1150 μm rośnie udział radiacji w przekazywaniu ciepła do powierzchni wymiennika. Dla złożów fluidalnych o drobnym uziarnieniu i dużej gęstości składowa wymiany ciepła jaką jest radiacja ma wartość pomijalną w stosunku do konwekcji cząsteczek i gazu. Potwierdzeniem tej tezy są badania eksperymentalne przedstawiające zmianę współczynnika wymiany ciepła, w funkcji prędkości fluidyzacji, zestawione z wartościami obliczonymi wg poniższej zależności:

$$\frac{h_{lt}}{k_g} = \frac{0,125(1-\varepsilon_{mf})(1+33,3 \left\{ \sqrt[3]{\frac{u-u_{mf}}{u_{mf}}} \right\}^3 \sqrt{\frac{\rho_p c_p}{k_g g}} (u-u_{mf}) \right)^{-1}}{1 + \left(\frac{k_g}{2c_p u} \right) \left\{ 1 + \frac{0,28(1-\varepsilon_{mf})^2 \left[\frac{\rho_g}{\rho_g - \rho_p} \right]^{0,5} \left[\sqrt[3]{\frac{\rho_p c_p}{k_g g}} (u-u_{mf}) \right]^2 u_{mf}}{u-u_{mf}} \right\}} + 0,165 Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\rho_g}{\rho_p - \rho_g} \right)^{\frac{1}{3}} \left[1 + 0,05 \left(\frac{u-u_{mf}}{u_{mf}} \right)^{-1} \right]^{-1} \quad (3) [30]$$



Rys. 18. Współczynnik wymiany ciepła w funkcji prędkości fluidyzacji. Punkty - dane eksperymentalne, Linie - dane predykcyjne na podstawie równania (3). [30]

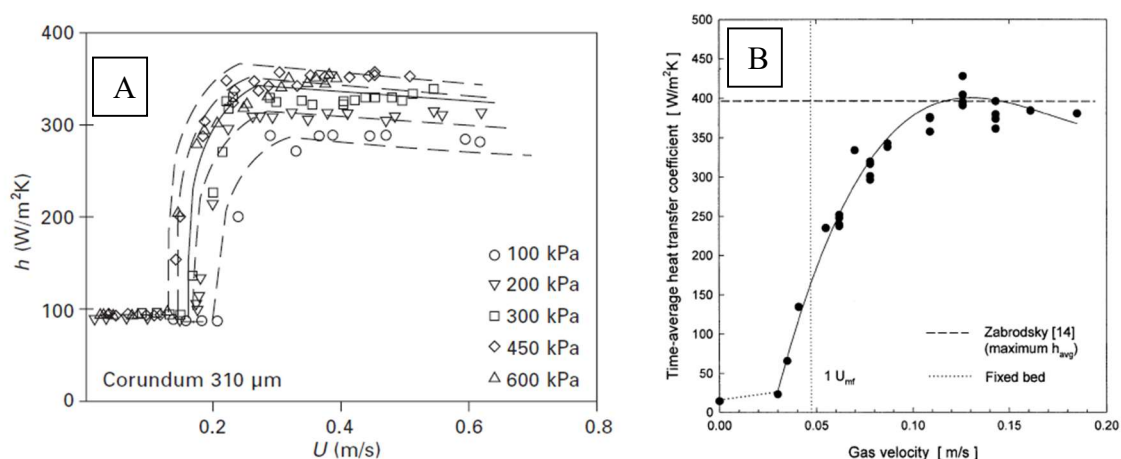
Równanie (3) opisuje konwekcyjny transfer ciepła pochodzący od fazy gazowej i emulsyjnej pomijając radiację.

Zestawienie otrzymanych obliczeń z danymi pomiarowymi przedstawiono na rys. 18. Dane eksperymentalne w znaczącym stopniu pokrywają się z danymi obliczeniowymi, co potwierdza wcześniejsze ustalenia, iż wpływ radiacji dla warunków wymiany ciepła panujących w gęstym złożu fluidalnym o charakterze stacjonarnym jest pomijalny.

Charakterystyka gęstego stacjonarnego złoża fluidalnego (wartość średnia dla CFB 1300 – 772 kg/m^3) poprzez gęste upakowanie cząsteczek złoża oraz bliski kontakt ze ścianami powierzchni wymiennika, nie pozwala na uformowanie warunków umożliwiających promieniowanie bezpośrednio na ściany wymiennika. Zgodnie z [12] wpływ radiacji staje się znaczący dla temperatur $> 973\text{K}$ i niskiej gęstości złoża $< 30 \text{ kg/m}^3$. Dodatkowo w pracy [30] stwierdzono, że tylko pierwsza warstwa cząsteczek na styku z powierzchnią wymiennika ma znaczący wpływ na radiację. W pracy [31] stwierdzono, iż składowa wymiany ciepła jaką jest radiacja staje się znacząca dla temperatury złoża powyżej 600°C , jako że pojemność cieplna gazu jest znacząco mniejsza od pojemności cieplnej materiału cząsteczki złoża.

Mechanizm wymiany ciepła w stacjonarnym złożu fluidalnym najlepiej opisuje mechanistyczny model odnowy pakietów cząsteczek zaproponowany przez Mickey i Fairbanks w 1995. Model odnowy pakietów materiału złoża zakłada

doprowadzanie do powierzchni wymiennika pakietów fazy emulsyjnej, których właściwości fizyczne przyjmują się jako wartość średnią całego złoża (pod względem gęstości, ciepła właściwego oraz przewodności cieplnej [23]), następnie dzięki dynamice złoża fluidalnego pakiet cząsteczek po kontakcie przez krótki czas zostaje wymyty z powierzchni wymiennika i zastąpiony nowym gorącym pakietem cząsteczek z głębi złoża. Autorzy w swojej pracy wykazali, że współczynnik wymiany ciepła dla złoża niefluidyzowanego oraz w początkowym stadium jest niski i na stałym poziomie. W momencie pojawienia się złoża o charakterze fluidalnym, wartość współczynnika wymiany ciepła gwałtownie rośnie [23]. Wartość współczynnika wymiany ciepła rośnie wraz ze zwiększaniem prędkości fluidyzacji osiągając maksimum – w zależności od parametrów materiału złoża następnie zmniejsza swoją wartość. Prawidłowość tę zaobserwowano w pracach [32] oraz [33], na rys. 19 przedstawiono zestawienie otrzymanych wyników pomiarów wpływu prędkości fluidyzacji na wartość współczynnika wymiany ciepła.



Rys. 19. Wpływ prędkości fluidyzacji na współczynnik wymiany ciepła. A - [32], B - [33].

Na rys. 19 A przedstawiono wyniki eksperymentu przeprowadzonego przez [32], w którym jako materiał złoża użyto korundu o średnicy 310 μm, natomiast na rys. 19 B wyniki eksperymentu przeprowadzonego przez [33], gdzie materiałem złoża był piasek o średnicy 240 μm.

5.1. Wpływ średnicy cząstek materiału złoża na współczynnik wymiany ciepła

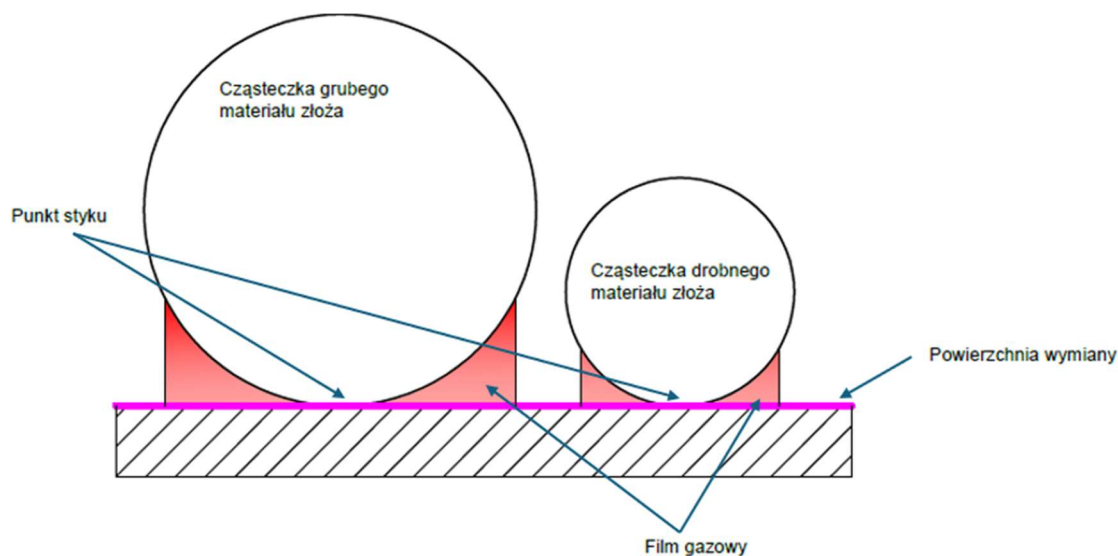
Jak przedstawiono w dotychczasowych rozważaniach wielkość cząsteczki materiału złoża ma kluczowy wpływ na całkowity współczynnik wymiany ciepła i udział

poszczególnych mechanizmów w całkowitej wymianie ciepła. Wzrost wielkości cząsteczki materiału złoża powoduje spadek współczynnika wymiany ciepła. Większe cząsteczki mają grubszy film gazowy, oddzielający powierzchnię cząsteczki od powierzchni wymiany ciepła wymiennika, dodatkowo stosunek między objętością, a powierzchnią styku cząsteczka-ściana wymiennika zmniejsza się znacząco w porównaniu z mniejszymi cząsteczkami materiału złoża. Zależność tę obrazuje rys. 20. Warto również zaznaczyć, że wraz ze wzrostem średnicy cząsteczki materiału złoża wzrasta minimalna prędkość fluidyzacji, co bezpośrednio przekłada się na czas jaki cząsteczka pozostaje w kontakcie z powierzchnią wymiennika.

d_p [μm]	U_{mf} [m/s]
100	0,009
150	0,021
300	0,076

Tab. 6. Minimalna prędkość fluidyzacji dla wybranych wielkości cząsteczek materiału złoża.

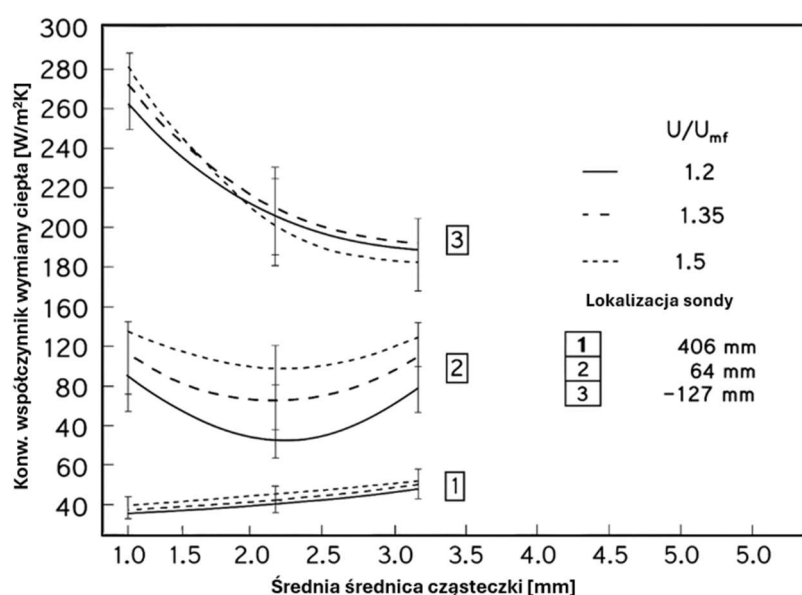
Wzrost prędkości fluidyzacji powoduje zmniejszenie czasu kontaktu. W tab. 6 przedstawiono zmianę minimalnej prędkości fluidyzacji U_{mf} dla różnych wielkości cząsteczek złoża. Jak widać w powyższej tabeli zmiana dwukrotna średnicy z 150 μm (wartość średnia d_{50} dla materiału cyrkulującego pobranego z kotła CFB1300) na 300 μm powoduje wzrost U_{mf} ponad trzy krotnie.



Rys. 20. Grubość filmu gazowego dla różnych wielkości cząsteczek materiału złoża.

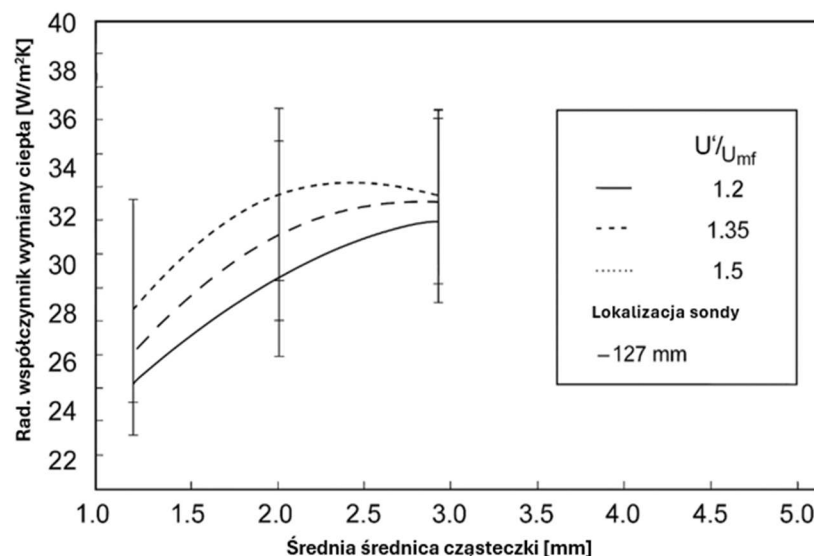
Wraz ze wzrostem minimalnej prędkości fluidyzacji zwiększa się ilość powietrza potrzebnego do fluidyzacji materiału złoża o grubszej frakcji, co zmniejsza gęstość złoża powodując zmniejszenie koncentracji cząsteczek warstwy fluidalnej. Jak zauważono w badaniach przeprowadzonych przez [27] zmiana średnicy cząsteczek materiału złoża powoduje spadek składowej konwekcyjnej współczynnika wymiany ciepła. Dla cząsteczki o średnicy 2 mm konwekcyjny współczynnik wymiany ciepła przyjmuje 75 % wartości współczynnika dla cząsteczki 1 mm, a dla cząsteczki 2,9 mm 65 % jego wartości.

Wyniki badań dla konwekcyjnego współczynnika wymiany ciepła przedstawiono na rys. 21.



Rys. 21. Wielkość konwekcyjnego współczynnika wymiany ciepła w funkcji średniej wielkości cząsteczki materiału złoża. [27]

Wartość średnia konwekcyjnego współczynnika wymiany ciepła dla cząsteczki o średnicy 1 mm wynosi 261 W/m²K dla cząsteczki o średnicy 2 mm i 2,9 mm odpowiednio 197 W/m²K oraz 170 W/m²K – wartości z krzywych dla pozycji nr 3(-127 mm) - sonda zanurzona w gęstej warstwie złoża fluidalnego. Autorzy w swojej pracy zauważyli również, iż wraz ze wzrostem średniej średnicy cząstki materiału rośnie wartość składowej współczynnika wymiany ciepła, jaką jest radiacja.



Rys. 22. Wielkość radiacyjnego współczynnika wymiany ciepła w funkcji średniej wielkości cząstki materiału złoża. [27]

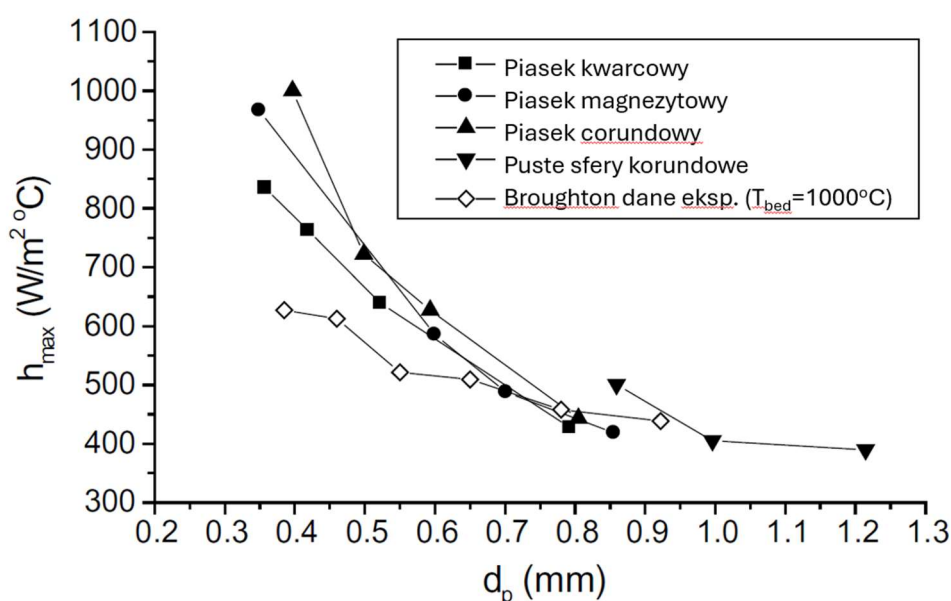
Wykres przedstawiony na rys. 22 prezentuje wartości radiacyjnego współczynnika wymiany ciepła dla cząsteczek o średnicy 1 mm, 2 mm oraz 2,9 mm przy lokalizacji sondy w położeniu 3 (-127 mm).

Jak można odczytać z przedstawionych na rys. 21 oraz rys. 22 wykresów wartość konwekcyjnego współczynnika wymiany ciepła h_k dla cząsteczki o średnicy 2 mm zmniejsza się o 64 W/m²K, a dla cząsteczki 2,9 mm o 91 W/m²K w porównaniu do h_k dla cząsteczki o średnicy 1 mm. Natomiast zmiana średnicy materiału złoża z 1 mm na 2 mm i 2,9 mm powoduje wzrost składowej całkowitego współczynnika wymiany ciepła - h_t jaką jest h_r odpowiednio o 4 W/m²K i 6,6 W/m²K. Rozpatrując zmiany wartości składowych h_k i h_r można zauważyć, iż wzrost składowej radiacyjnej współczynnika wymiany ciepła nie kompensuje spadku wartości konwekcyjnego współczynnika wymiany ciepła, co w wyniku końcowym oznacza spadek całkowitego współczynnika wymiany ciepła h_t wraz ze wzrostem średnicy cząstek materiału złoża.

W badaniach przeprowadzonych przez [34], dla różnych materiałów złoża (piasek korundowy, puste sfery korundowe, piasek magnezytowy, piasek kwarcowy) zaobserwowano tę samą tendencję. Wraz ze wzrostem wielkości cząsteczki materiału złoża spadała wartość h_t . Zaznaczyć warto, iż w eksperymencie użyto znacznie drobniejszego materiału złoża niż w badaniach przeprowadzonych przez [27]. Dla piasku

kwarcowego średnia średnica cząsteczki wynosiła odpowiednio 0,36 mm, 0,42 mm, 0,52 mm, 0,79 mm, pozostałe materiały poza pustymi sferami korundowymi oscylowały w podobnych wartościach średniej średnicy ziarna materiału. Poniżej na rys. 23 przedstawiono zestawienie otrzymanych wyników przez [34], jako wartości całkowitego maksymalnego współczynnika wymiany ciepła dla poszczególnych materiałów w funkcji wielkości cząsteczki materiału złoża. Jak widać z danych na rys. 23 wraz ze wzrostem wielkości ziaren materiału złoża fluidalnego spada wartość współczynnika wymiany ciepła. Autorzy w swojej pracy stwierdzają, że wraz ze zmianą wielkości cząsteczki złoża fluidalnego zmienia się grubość filmu gazowego oddzielającego powierzchnię ziarna materiału od powierzchni wymiennika zanurzonego w warstwie fluidalnej wg poniższej zależności:

$$d_g = \frac{d_p}{6} \quad (4) [34]$$

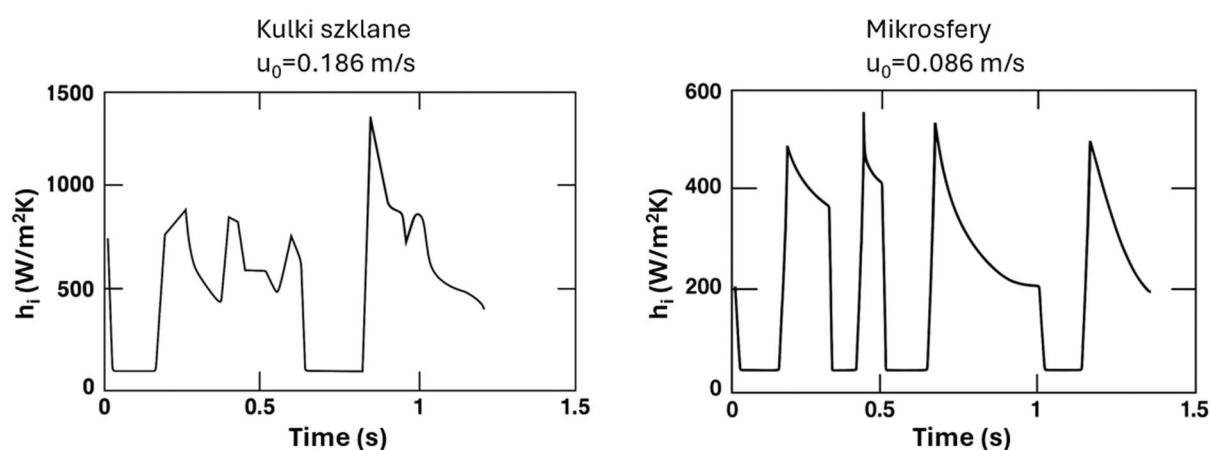


Rys. 23. Wartość maksymalna współczynnika wymiany ciepła dla poszczególnych materiałów złoża w funkcji wielkości cząsteczki materiału. [34]

Zmniejszenie wielkości cząsteczki materiału powoduje zmniejszenie grubości filmu, co przekłada się na spadek oporu cieplnego i zwiększenie wymiany ciepła przez konwekcję cząstek. Wraz ze zmniejszaniem wielkości ziaren materiału maleje prędkość fluidyzacji, co wpływa na zmniejszenie przejmowania ciepła przez konwekcję pomiędzy powierzchnią wymiennika a gazem fluidyzacyjnym. Dla ziaren ≤ 1 mm udział konwekcji gazowej jest niewielki, dlatego w końcowym efekcie zmniejszenie średnicy ziaren materiału warstwy fluidalnej powoduje wzrost całkowitego współczynnika wymiany

ciepła [34]. Eksperymenty przeprowadzono dla złoża stacjonarnego, w którym zanurzano srebrną kulę o średnicy 20 mm i rejestrowano przebieg nagrzewania kuli w złożu fluidalnym o różnych parametrach i warunkach w czasie.

W pracy [35] przeprowadzono badania dla cząsteczek złoża 240 μm , 450 μm i 700 μm i ciśnienia w przedziale 0,1-1,6 MPa. Z wyników eksperymentów wpływu prędkości fluidyzacji na współczynnik wymiany ciepła dla układu pracującego pod różnym ciśnieniem, zaobserwować można spadek współczynnika wymiany ciepła wraz ze wzrostem średnicy cząsteczek materiału złoża dla tego samego ciśnienia operacyjnego układu. Zmiana wielkości cząsteczki materiału złoża fluidalnego, w którym zanurzony jest pęczek wymiennika powoduje zmianę wartości współczynnika wymiany ciepła dla danego układu. Wraz ze zwiększaniem średnicy ziaren materiału spada wartość współczynnika wymiany ciepła, co podyktowane jest zwiększeniem grubości filmu gazowego między powierzchnią cząsteczki a powierzchnią wymiennika i wzrostem oporu cieplnego. Wraz ze zwiększaniem średnicy materiału złoża podnosi się prędkość fluidyzacji, co bezpośrednio przekłada się na czas kontaktu cząsteczek materiału złoża z powierzchnią wymiennika. Zwiększa się również udział konwekcji gazowej dla której wartość współczynnika wymiany ciepła jest znacząco niższa niż konwekcji cząsteczek. Prawidłowość tę zaobserwowano w wynikach badań zaprezentowanych w [36], gdzie przedstawiono chwilowy współczynnik wymiany ciepła h_i w funkcji czasu rys. 24.

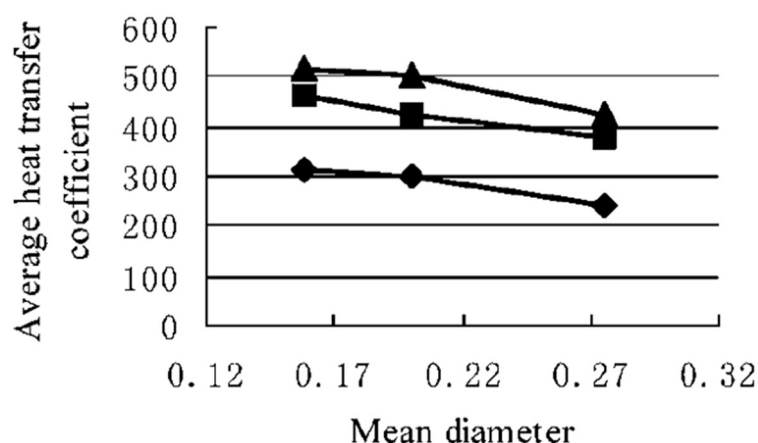


Rys. 24. Chwilowy współczynnik wymiany ciepła w funkcji czasu [36].

Jak widać na wykresach wartość h_i zmienia się znacząco w krótkich odstępach czasu, co sugeruje, iż powierzchnia wymiany ciepła wymiennika zanurzona w złożu fluidalnym omywana jest raz przez pęcherze gazu fluidyzacyjnego, a raz przez gęstą

emulsję ziaren i gazu złoża fluidalnego. Skrajne wartości h_i różnią się od siebie o rząd wielkości.

Zależność między wielkością cząsteczki materiału złoża fluidalnego a współczynnikiem wymiany ciepła zaobserwowano również w pracy [37]. Najwyższą wartość HTC zarejestrowano dla cząsteczek o średnicy $d_p=158\ \mu\text{m}$ a najniższą dla cząsteczek o średnicy $d_p=275\ \mu\text{m}$. Graficzne przedstawienie uzyskanych wyników pokazano na rys. 25. Wartości podano dla 3 różnych prędkości fluidyzacji komory wymiennika ciepła (0,137 m/s, 0,205 m/s, 0,232 m/s). Potwierdzenie wpływu d_p na współczynnik wymiany ciepła można również znaleźć w danych eksperymentalnych badań przeprowadzonych przez [38] dla zakresu d_p 128-140 μm . Analiza prac dotyczących wymiany ciepła w złożach fluidalnych przeprowadzona przez [39] potwierdza wpływ wielkości cząsteczek materiału złoża fluidalnego na współczynnik wymiany ciepła oraz rozpatrywany w następnym podrozdziale wpływ prędkości fluidyzacji na współczynnik wymiany ciepła.



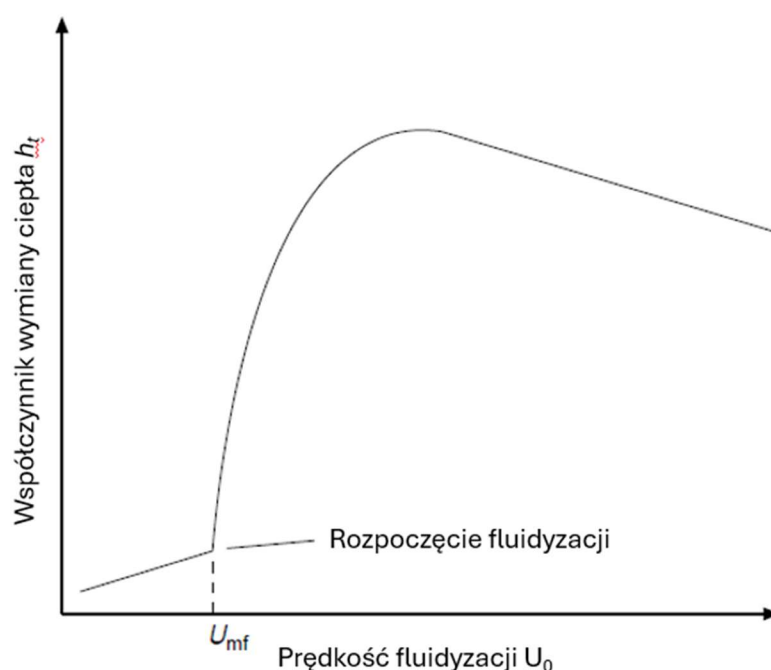
Rys. 25. Zmiana współczynnika wymiany ciepła w funkcji średniej średnicy materiału złoża. [37]

5.2. Wpływ prędkości fluidyzacji na wartość współczynnika wymiany ciepła

Prędkość fluidyzacji materiału złoża ma znaczący wpływ na współczynnik wymiany ciepła i pozwala na kontrolę wymiany między złożem fluidalnym a wymiennikiem w nim zanurzonym.

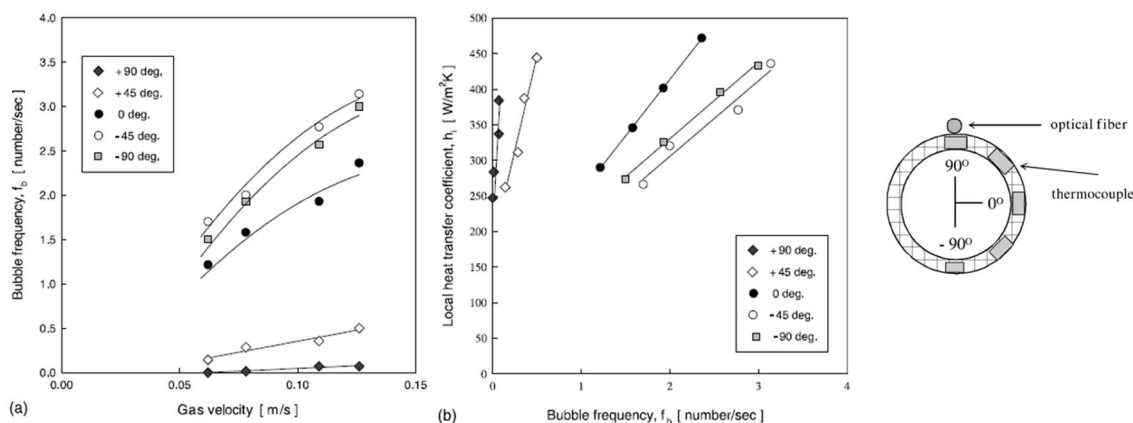
Jak przedstawiono na rys. 26 współczynnik wymiany ciepła rośnie nieznacznie do momentu przekroczenia U_{mf} . Po przekroczeniu tej wartości następuje gwałtowny wzrost h_i osiągając swoje maksimum w zależności od parametrów materiału złoża fluidalnego.

Dalszy wzrost prędkości fluidyzacji powoduje stopniowy spadek wartości h_t . Potwierdzają to również dane eksperymentalne zawarte w pracy [40]. Wzrost współczynnika wymiany ciepła wraz ze wzrostem prędkości fluidyzacji podyktowany jest zwiększeniem mobilności ziaren materiału złoża w jego objętości, powodując zwiększenie częstotliwości wymiany cząsteczek na powierzchni wymiennika. Zwiększenie częstotliwości wymiany ziaren materiału na powierzchni wymiennika prowadzi do zwiększenia intensywności procesu wymiany ciepła. Krótszy czas kontaktu pojedynczego ziarna z powierzchnią wymiany ciepła wymiennika ogranicza jego wychłodzenie. Następnie cząsteczka materiału zastępowana jest ziarnem o wyższej temperaturze, co powoduje podniesienie średniej różnicy temperatur pomiędzy powierzchnią wymiennika a materiałem warstwy fluidalnej. Taki mechanizm sprzyja utrzymaniu korzystnych warunków gradientu temperaturowego, co przekłada się na intensyfikację całkowitej wymiany ciepła w układzie.



Rys. 26. Zmiana współczynnika wymiany ciepła w funkcji prędkości fluidyzacji. [12]

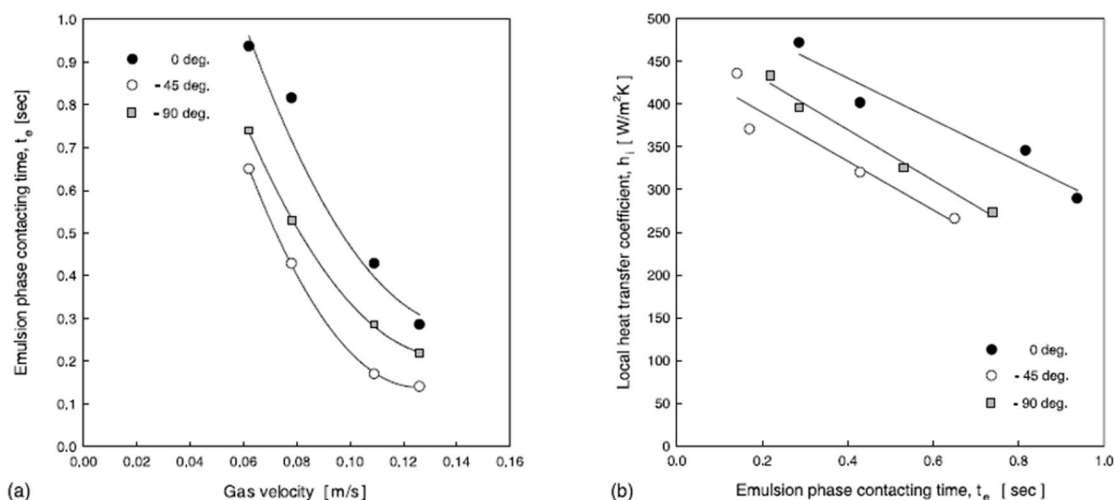
Jak przedstawiono w pracy [33] wraz ze wzrostem prędkości fluidyzacji rośnie częstotliwość tworzenia się pęcherzy gazowych w warstwie fluidalnej, co przedstawia rys. 27(a). Autorzy pracy przedstawili również zależność między częstotliwością tworzenia się pęcherzy gazu a współczynnikiem wymiany ciepła w ujęciu lokalnym dla położenia czujnika na obwodzie sondy układu testowego.



Rys. 27. Wpływ prędkości fluidyzacji na częstotliwość tworzenia się pęcherzy gazu - a, wpływ częstotliwości tworzenia się pęcherzy gazu na lokalny współczynnik wymiany ciepła. [33]

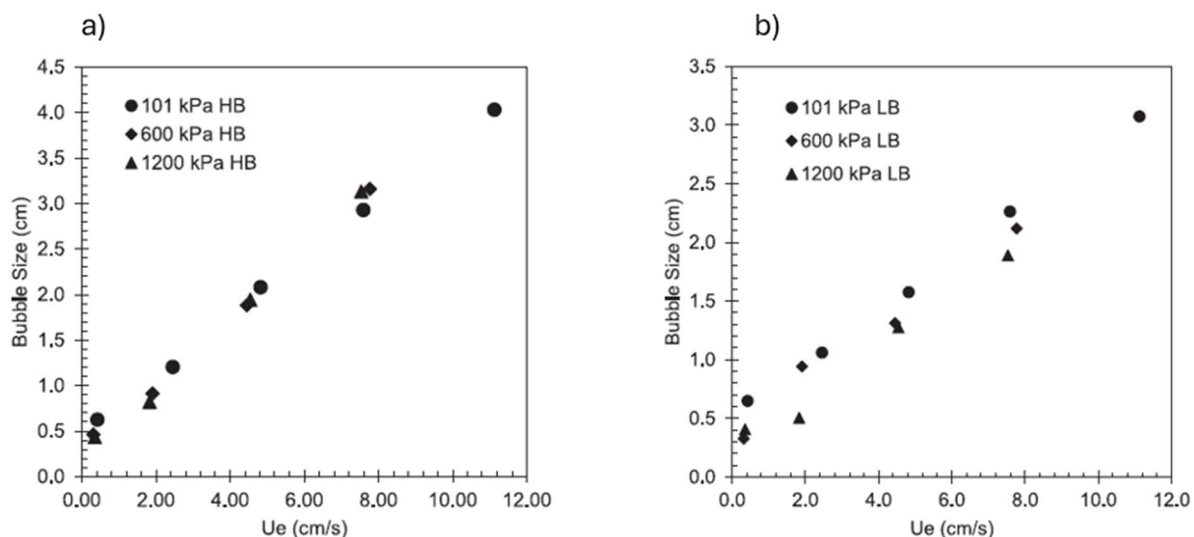
Jak widać na wykresie rys. 27(b) dla położenia termopary 0° (0deg), dla którego ustalono najwyższy współczynnik wymiany ciepła w porównaniu z innymi położeniami punktów pomiarowych (+90°, +45°, -45°, -90°) wraz ze wzrostem częstotliwości tworzenia się pęcherzy gazu potwierdza się mechanizm wpływu prędkości fluidyzacji na współczynnik wymiany ciepła. Potwierdzenie wpływu prędkości fluidyzacji na częstotliwość tworzenia się pęcherzy gazu stwierdzono w pracy [41]. Dodatkowo autorzy [33] w swojej pracy przedstawili zależność między prędkością fluidyzacji a czasem kontaktu fazy emulsyjnej z powierzchnią wymiany ciepła i odnieśli te dane w zależności do współczynnika wymiany ciepła. Jak przedstawiono na wykresie rys. 28(a) wraz ze wzrostem prędkości fluidyzacji materiału złoża maleje czas, w którym cząsteczki fazy emulsyjnej pozostają w kontakcie z powierzchnią wymiennika.

Wykres na rys. 28(b) przedstawia współczynnik wymiany ciepła w funkcji czasu kontaktu między ziarnami złoża a wymiennikiem ciepła. Jak widać najwyższe wartości współczynnika wymiany ciepła otrzymano dla najkrótszych czasów kontaktu. Daje to potwierdzenie wcześniej opisanego mechanizmu. Materiałem złoża w przeprowadzonych badaniach był piasek kwarcowy o średniej średnicy ziaren $d_{50} = 240 \mu\text{m}$. Ten sam trend można zaobserwować w danych eksperymentalnych w pracy [40] dla $d_p = 245 \mu\text{m}$ oraz $d_p = 610 \mu\text{m}$. Przeprowadzone eksperymenty nie pokrywają dostatecznego zakresu prędkości fluidyzacji, aby w całości oddać przebieg zmian współczynnika wymiany ciepła w funkcji prędkości fluidyzacji zgodnie z krzywą przedstawioną na rys. 26.



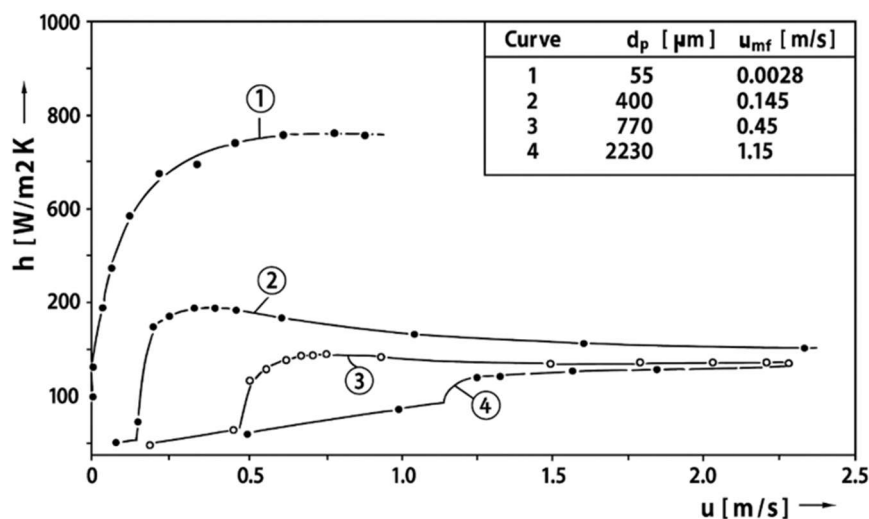
Rys. 28. Czas kontaktu fazy emulsyjnej z powierzchnią wymiennika w funkcji prędkości fluidyzacji - (a), lokalny współczynnik wymiany ciepła w funkcji czasu kontaktu fazy emulsyjnej z powierzchnią wymiany ciepła - (b). [33]

Dalszy wzrost prędkości fluidyzacji prowadzi zarówno do zwiększenia się ilości pęcherzy gazu oraz ich wielkości w objętości złoża fluidalnego skutkując ekspozycją większej powierzchni wymiennika na fazę gazową warstwy fluidalnej [12]. W badaniach eksperymentalnych przeprowadzonych przez [42] wykazano, że wraz ze wzrostem prędkości fluidyzacji rośnie wielkość pęcherzy gazu fluidyzacyjnego. Zależność wielkości pęcherzy gazu od prędkości fluidyzacji przedstawiono na rys. 29. Zauważyć należy, że pęcherze gazu w niskim rejonie złoża fluidalnego mają mniejsze wymiary niż pęcherze gazu w górnej części złoża. Prawidłowość ta pokrywa się z teorią migracji gazu przez złożo fluidalne i łączenia się pęcherzy gazu zaprezentowaną w pracach [22], [36] oraz symulacjach numerycznych przeprowadzonych przez autorów pracy [43]. Prawidłowość zwiększenia rozmiaru pęcherzy gazu w funkcji prędkości fluidyzacji (wraz ze wzrostem prędkości zwiększa się wielkość pęcherzy) potwierdzają również badania eksperymentalne przeprowadzone przez [41]. Jak wskazano wcześniej transfer ciepła z fazy gazowej jest znacznie niższy niż z fazy emulsyjnej, co bezpośrednio prowadzi do spadku całkowitego współczynnika wymiany ciepła.



Rys. 29. Wpływ prędkości fluidyzacji na wielkość pęcherzy gazu fluidyzacyjnego:
a - wysoki rejon złoża, b - niski rejon złoża. [42]

Wpływ prędkości fluidyzacji na współczynnik wymiany ciepła opisano również w pracach [25], [27], [34], [35], [37], [40], [42], [44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52], gdzie wykazano ten sam trend – wraz ze wzrostem prędkości fluidyzacji materiału złoża rośnie współczynnik wymiany ciepła, a następnie po osiągnięciu maksimum zaczyna się zmniejszać. W badaniach przeprowadzonych przez [30] w szerokim zakresie przedstawiono wpływ prędkości fluidyzacji dla cząsteczek o różnych wielkościach, różnego medium fluidyzującego, różnych materiałów złoża oraz warunków temperatury i ciśnienia.



Rys. 30. Wpływ prędkości fluidyzacji na współczynnik wymiany ciepła dla różnych wielkości cząsteczek materiału złoża fluidalnego. [30]

Dla wszystkich zmiennych parametrów widać ten sam trend – wraz ze wzrostem prędkości fluidyzacji współczynnik wymiany ciepła rośnie osiągając swoje maksimum, a następnie jego wartość stopniowo maleje. Warto zaznaczyć, że wraz ze zmianą wielkości cząsteczek materiału złoża zmiana ta jest mniej gwałtowna i przebieg krzywej (krzywa nr 4 rys. 30) dla cząsteczek o największej średnicy jest bardziej wypłaszczony w porównaniu do krzywej dla materiału drobnego (krzywa nr 1 rys. 30). Może to świadczyć o większym wpływie składowej konwekcyjnej gazu dla cząsteczek powyżej 1 mm oraz większego wpływu składowej radiacji. Wykres pokazujący tę zależność przedstawiono na rys. 30.

6. Stanowisko badawcze

6.1. Skalowanie warunków przepływowych w kotle CFB

Aby odzwierciedlić warunki hydrodynamiczne gorącej pętli cyrkulacyjnej kotła CFB w modelu kotła pracującego w temperaturze pokojowej zasilanego powietrzem atmosferycznym należy zastosować poniższe zależności pozwalające na skalowanie zjawisk hydrodynamicznych w skali jak opisano w pracach [53] oraz [54, 55]. Jak zaznaczono w pracy [56] najlepszą zgodność uzyskuje się dla modelu w skali 1/10.

$$\frac{U_0 d_p \rho_f}{\mu}, \frac{U_0}{u_t}, \frac{d_p^3 \rho_f (\rho_g - \rho_f) g}{\mu^2}, \text{ podobieństwo geometryczne, PSD } (5)$$

gdzie:

$$\frac{U_0 d_p \rho_f}{\mu} - \text{liczba Reynoldsa (Re)}$$

$$\frac{U_0}{u_t} - \text{stosunek prędkości fluidyzacji do prędkości unosu.}$$

$$\frac{d_p^3 \rho_f (\rho_g - \rho_f) g}{\mu^2} - \text{liczba Archimedes (Ar)}$$

Zachowanie powyższych kryteriów pozwala na odzwierciedlenie zjawisk hydrodynamicznych panujących w gorącej komorze kotła, a modelem w skali

laboratoryjnej pracującym w warunkach otoczenia. Uzupełniając te zależności o podstawowe obliczenia hydrodynamiczne dla kotłów CFB:

- Prędkość opadania/unosu:

$$u_t = \sqrt{\frac{4}{3} \frac{Ar^{1/3}}{C_d} \left[\frac{\mu g (\rho_p - \rho_f)}{\rho_f^2} \right]^{1/3}} \quad (6)$$

- Minimalna prędkość fluidyzacji

$$u_{mf} = \frac{Ar}{d_p} \frac{\mu}{\rho_f} \frac{\varepsilon^3 \varphi^2}{150(1-\varepsilon)} \quad (7)$$

- Prędkość graniczna opadania swobodnego

$$u_t = \sqrt{\frac{4Ar^{1/3}}{3C_d} \left[\frac{\mu g (\rho_p - \rho_f)}{\rho_f^2} \right]} \quad (8)$$

- Współczynnik oporu

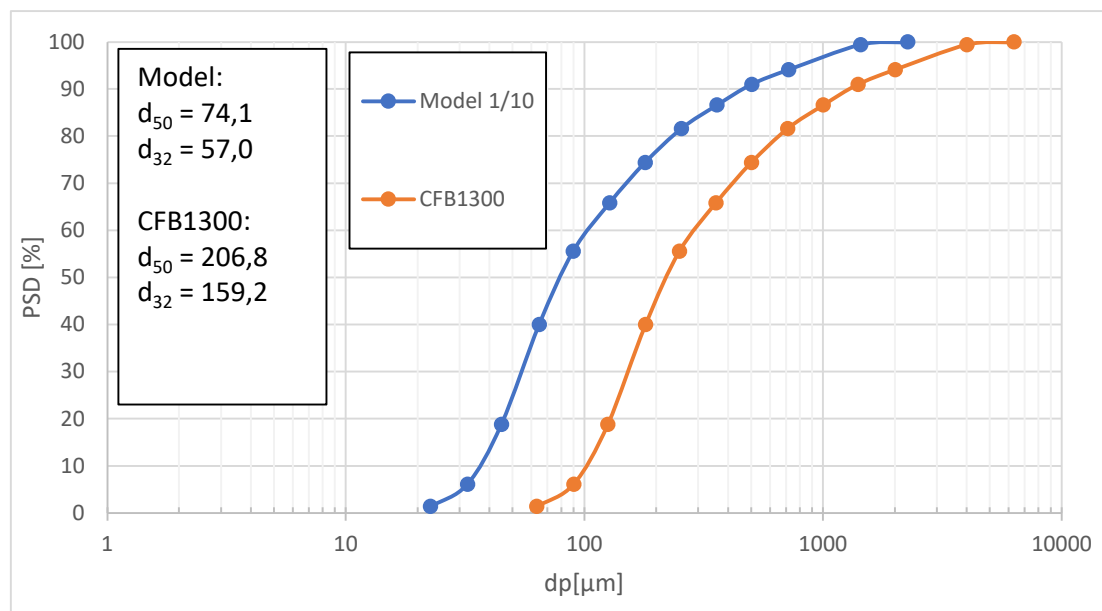
$$C_d = \frac{432}{d_*^3} (1 + 0,022d_*^3)^{0,54} + 0,47(1 - e^{-0,15d_*^{0,45}}) \quad (9)$$

Pozwala to na wyznaczenie najważniejszych parametrów przepływu w kotle CFB. Kluczowe z nich przedstawiono w tab. 7.

		łagisza CFB 1300	łagisza model w skali 1/10
Obciążenie	%	100	100
U_0	m/s	5,2	1,59
d_{50}	μm	206,8	74,1
d_{32}	μm	159,2	57,0
ρ_p	kg/m^3	2500,0	2500,0
ρ_f	kg/m^3	0,317	1,204
μ	Pa s	$4,366 \times 10^{-5}$	$1,822 \times 10^{-5}$
T	K	1123	295
H	m	48,0	4,8
u_t	m/s	1,14	0,35
Ar	-	0,035	0,035
u_{mf}	m/s	0,016	0,005
C_d	-	16,50	16,46
Fr	-	0,0348	0,0350

Tab. 7. Zestawienie głównych parametrów kotła CFB1300 oraz modelu w skali zgodnie z regułami skalowania (5) i równaniami (6)-(9).

Mając na uwadze powyższe dane i równania dokonano skalowania materiału cyrkulującego warstwy fluidalnej kotła CFB1300 do warunków modelu w skali 1/10. Porównanie rozkładów ziarnowych i charakterystycznych percentyli przedstawiono na rys. 31.

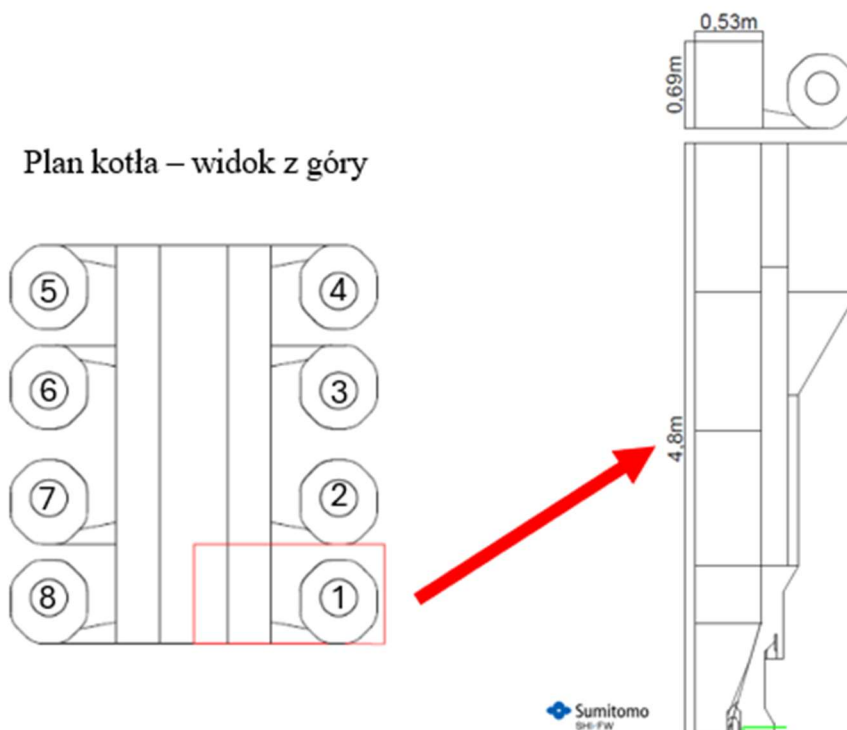


Rys. 31. Zestawienie rozkładów ziarnowych materiału cyrkulującego dla modelu w skali 1/10 oraz CFB1300.

6.2. Model kotła

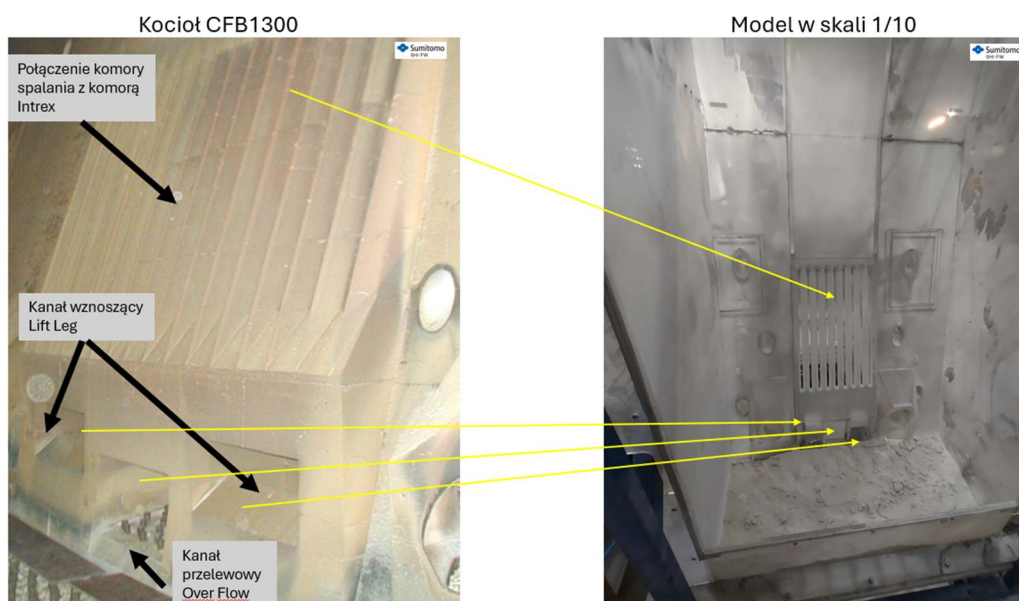
Do przeprowadzenia testów wpływu zmiany obiegu materiału cyrkulującego na wymianę ciepła w wymienniku Intrex użyto modelu kotła CFB1300 w skali 1/10, znajdującego się w laboratoriach firmy Sumitomo SHI FW w Sosnowcu. Model został skonstruowany z polimetakrylanu metylu (PMMA), potocznie nazywanego plexiglasem, który umożliwia obserwację przepływu warstwy wewnątrz modelu. Schemat modelu z głównymi wymiarami przedstawiono na rys. 32. Ściany komory spalania, komory wymiennika Intrex oraz układu nawrotu wykonano z plexiglasu o grubości 8 mm, natomiast ściany separatora cyklonowego z PMMA grubości 5 mm. Uwzględniając symetryczność komory spalania kotła CFB1300 model pokrywa 1/8 całej konstrukcji kotła, czyli całą jedną pętlę cyrkulacyjną (komora spalania – separator – noga opadowa – zamknięcie syfonowe – komora Intrex – komora spalania). Wymiary modelu odwzorowane zostały w dokładnej skali geometrycznej 1:10. Wysokość modelu to 4.8m, wymiary pola przekroju wewnętrznego komory spalania to 0,69 m x 0,53 m. Komora spalania połączona jest z separatorem cyklonowym D70 o promieniu 0,286 m. Dół separatora połączony jest z nogą opadową przechodzącą do zamknięcia syfonowego,

znajdującego się bezpośrednio nad komorą wymiennika Intrex. Komora Intrex poprzez otwarcia w ścianie komory paleniskowej w części stożkowej ma bezpośrednie połączenie umożliwiające zasilanie komory Intrex materiałem z cyrkulacji wewnętrznej.



Rys. 32. Schemat modelu kotła CFB1300 w skali 1/10.

Na rys. 33 przedstawiono połączenie komory spalania z komorą Intrex na rzeczywistym obiekcie CFB1300 oraz geometryczne odzwierciedlenie tego układu na modelu w skali.



Rys. 33. Połączenie komory spalania z komorą Intrex - cyrkulacja wewnętrzna. Obiekt rzeczywisty i model w skali.

Komora wymiennika Intrex posiada dwa kanały wznoszące (Lift Leg) w celu wyprowadzania materiału cyrkulującego z powrotem do komory spalania oraz kanał przelewowy (Over Flow), który pozwala na przesypywanie się nadmiaru materiału cyrkulującego bezpośrednio do komory spalania.

6.3. Budowa modelu wymiennika Intrex

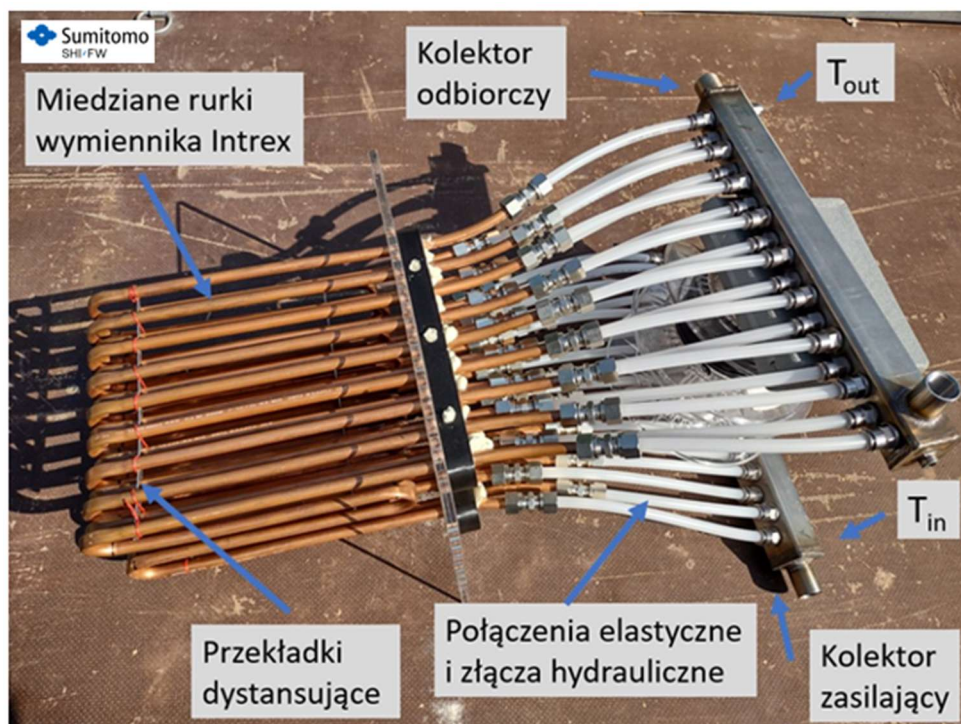
W celu przeprowadzenia badań wymiany ciepła w wymienniku Intrex zbudowano model wymiennika rurowego pozwalający na symulacje wymiany ciepła między medium przepływającym w rurkach wymiennika a materiałem złoża w pętli cyrkulacyjnej modelu kotła. W warunkach pracy wymiennika Intrex pracującego w kotle CFB1300 wymiana odbywa się w kierunku od gorącego materiału złoża do medium-pary przepływającej przez pęczek wymiennika Intrex. W warunkach laboratoryjnych kierunek ten został odwrócony ze względu na materiał, z którego zbudowane jest stanowisko – plexiglas nie jest odporny na temperatury powyżej 70 °C. Materiał złoża z cyrkulacji zewnętrznej odseparowany w separatorze cyklonowym oraz materiał z cyrkulacji wewnętrznej, bezpośrednio z komory fluidyzacyjnej, trafia do komory Intrex, gdzie odbiera ciepło od gorącej wody przepływającej przez pęczek wymiennika Intrex. Następnie podgrzany w komorze Intrex materiał złoża zawracany jest do komory spalania poprzez kanały wznoszące Lift Leg oraz kanał przelewowy Over Flow, gdzie jest chłodzony przez powietrze pierwotne i wtórne służące do fluidyzacji komory spalania, następnie cykl się powtarza.

Materiał	Długość pojedynczej rurki [m]	Obwód pojedynczej rurki [m]	Powierzchnia wymiany 17 rurek [m ²]
Miedź	1,105	0,031	0,590

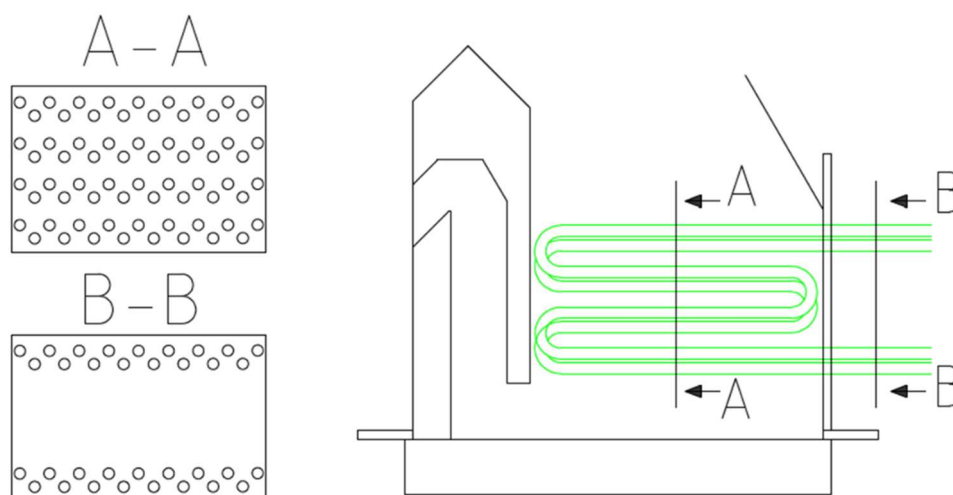
Tab. 8. Zestawienie podstawowych parametrów wymiennika.

Model fizyczny wymiennika Intrex przedstawiono na rys. 34. Pęczek wymiennika zbudowany jest z 17 rurek miedzianych o średnicy 10 mm połączonych z kolektorami zasilającymi i odbiorczym za pomocą połączeń elastycznych wysokotemperaturowych ze złączami hydraulicznymi. Geometria układu rurek wymiennika Intrex przedstawiono na rys. 35. Rurki wymiennika są w układzie naprzemiennym tak jak jest to na obiekcie CFB1300. Kolektory zostały wykonane ze stali nierdzewnej, na wlocie do kolektora zasilającego i na wylocie z kolektora odbiorczego zainstalowano termorezystory Pt100 w

celu rejestracji temperatur zasilania i powrotu. Główne parametry wymiennika zostały zestawione w tab. 8.



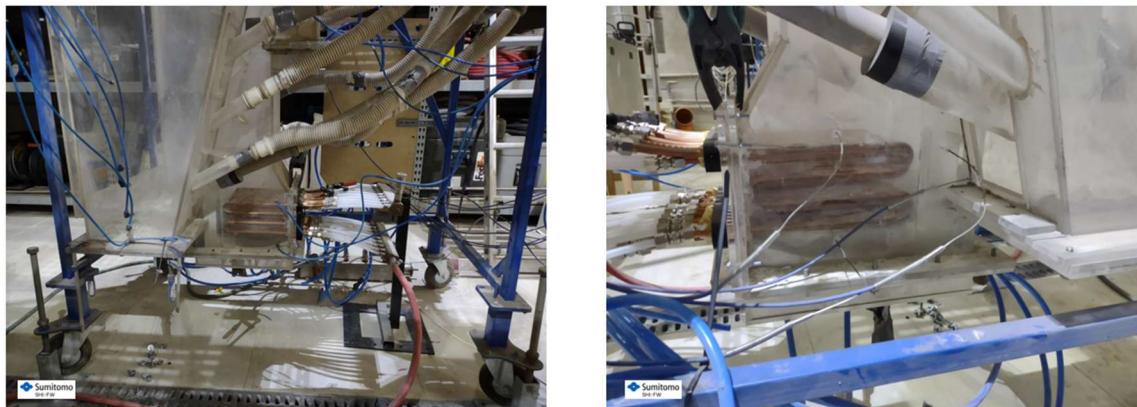
Rys. 34. Model fizyczny wymiennika Intrex modelu w skali 1/10.



Rys. 35. Układ rur modelu wymiennika Intrex.

Wymiennik został umiejscowiony w konturze modelu kotła rys. 36 oraz podłączony do układów zasilania w wodę oraz układów pomiarowych do rejestracji przepływu i temperatur. Kolektory zasilający oraz odbiorczy osobno wraz z elementami

wymiennika do grodzi komory Intrex zostały zaizolowane matą kauczukową w celu minimalizacji strat ciepła.

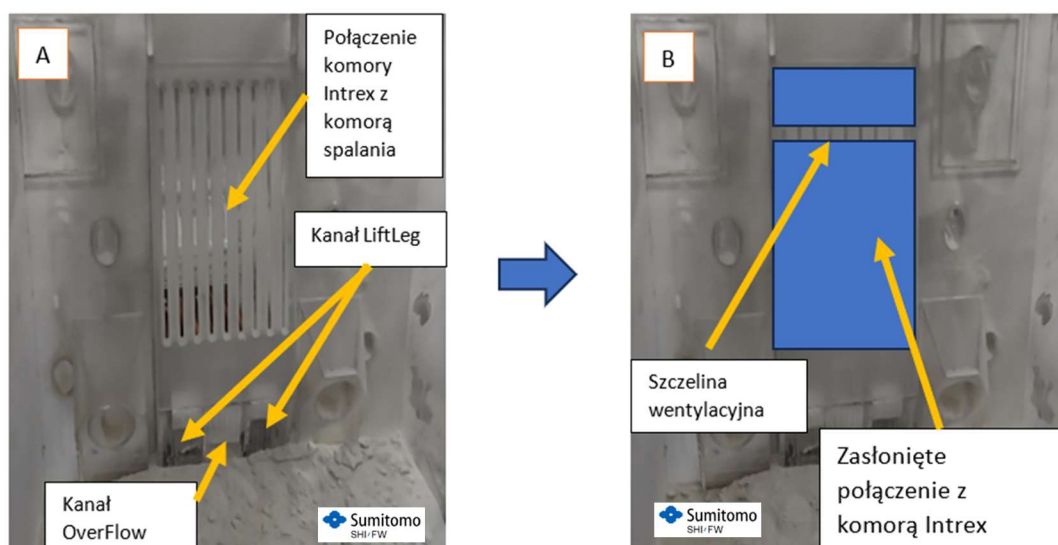


Rys. 36. Umieszczenie wymiennika w konturze kotła.

6.4. Zmiana obiegu materiału warstwy z cyrkulacji wewnętrznej

W celu wykluczenia wpływu obiegu wewnętrznego materiału cyrkulującego na wymianę ciepła w wymienniku Intrex przeprowadzono testy dla konfiguracji jak przedstawiono na rys. 37. A, który pokazuje aktualnie pracującą konfigurację z połączeniem komory spalania z komorami Intrex. Rys. 37. B przedstawia badaną konfigurację z zamkniętym przepływem materiału z cyrkulacji wewnętrznej z pozostawioną szczeliną wentylacyjną w górnej części połączenia komory Intrex, w celu umożliwienia odprowadzenia nadmiaru powietrza z komory Intrex pochodzącego z fluidyzacji materiału złoża.

Szczelina wentylacyjna jest elementem wymagany w planowanej modyfikacji, ponieważ nadmiar powietrza/gazów gromadzący się w komorze Intrex mógłby znajdować ujście poprzez zamknięcie syfonowe, powodując zakłócenie pracy zarówno syfonu jak i separatora cyklonowego a także mieć wpływ na prace wymiennika Intrex.



Rys. 37. Połączenie komory Intrex z komorą spalania: A - aktualna konfiguracja, B - modyfikacja połączenia z wykluczeniem cyrkulacji wewnętrznej.

6.5. Opomiarowanie i akwizycja danych

6.5.1. Model kotła CFB-1300

Stanowisko badawcze pracuje na podciśnieniu wytwarzanym przez osiowy wentylator wyciągowy W1, który podłączony jest do wylotu separatora. Powietrze wtórne dostarczane jest przez drugi wentylator osiowy W2 do króćców powietrza wtórnego SA 1-3. Powietrze pierwotne zasysane jest przez ruszt stanowiska badawczego, wykonanego z dwóch blach perforowanych z otworami 10x10 mm i rozstawem co 4 mm z umieszczonym między nimi materiałem porowatym, generującym spadek ciśnienia 500 Pa. Ilość powietrza pierwotnego można obliczyć z zależności:

$$PA=TA-SA \quad (10)$$

gdzie TA-powietrze całkowite, PA-powietrze pierwotne, SA- powietrze wtórne.

Wydajność wentylatorów W1 i W2 sterowana jest za pomocą przetworników częstotliwości pozwalających na regulację stosunku powietrza PA do SA. Do stanowiska doprowadzone jest również powietrze sprężone przez rotametry pomiarowe w celu fluidyzacji warstwy w komorze Intrex, dwóch komorach wznoszących Lift Leg, komorze kanału przelewowego Over Flow oraz zamknięciu syfonowym rys. 38. Przepływ powietrza sprężonego jest regulowany zaworami dławiącymi na wylotach z rotametrów.

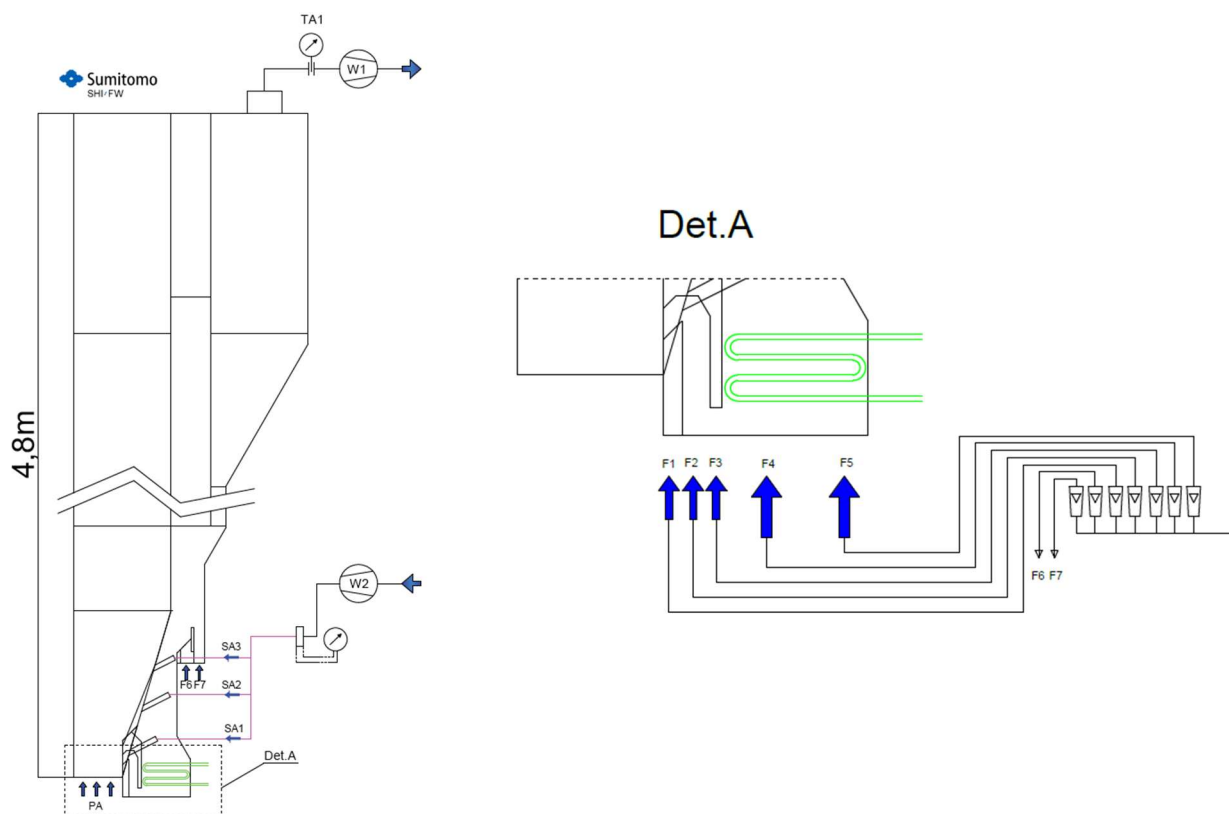
W celu rejestracji wszystkich parametrów pracy stanowiska zapisowi podlegały pomiary ciśnienia, temperatury oraz przepływu powietrza i wody. Pomiar przepływu

powietrza całkowitego TA realizowany był za pomocą przepływomierza termooanemometrycznego TA1, natomiast pomiar przepływu powietrza wtórnego realizowany był za pomocą zwężki pomiarowej ZK1 podłączonej do przetwornika różnicy ciśnień APLISENS APR-2000ALW. Pomiar przepływu powietrza sprężonego realizowany był za pomocą rotametrów firmy Kytola, dla każdego z punktów fluidyzacyjnych z osobna: FA1 – kanał Lift Leg prawy, FA2 – kanał Over Flow, FA3 – kanał Lift Leg lewy, FA4 i FA5 – komora wymiennika Intrex, FA6 i FA7 – zamknięcie syfonowe.



Rys. 38. Rotametry pomiarowe powietrza sprężonego do fluidyzacji materiału warstwy.

Schemat podłączenia stanowiska badawczego z wentylatorami i powietrzem sprężonym przedstawiono na rys. 39.



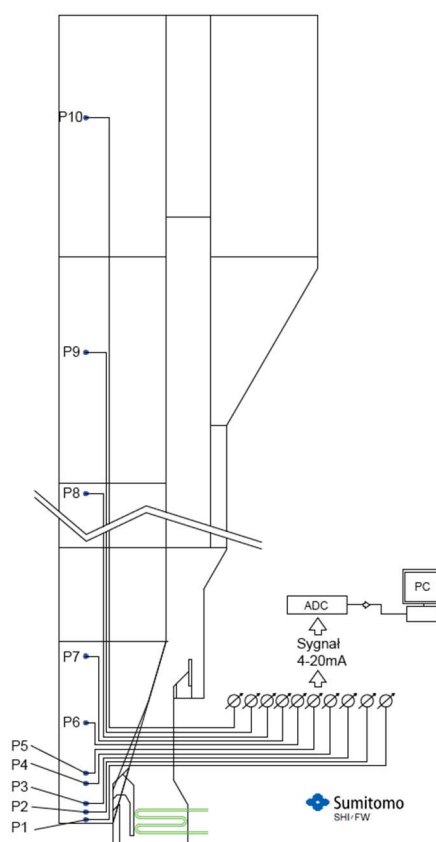
Rys. 39. Schemat połączenia stanowiska badawczego z wentylatorami i powietrzem sprężonym.

Pomiar rozkładu ciśnienia wzdłuż wysokości komory paleniskowej modelu kotła realizowany był za pomocą przetworników ciśnienia Aplisens APR-2000ALW podłączonych do punktów pomiarowych rozmieszczonych jak na schemacie rys. 40 za pomocą złączy pneumatycznych oraz rurek impulsowych o średnicy zewnętrznej 6 mm i grubości ścianki 1 mm. Sygnał z przetworników ciśnienia przesyłany jest do konwertera analogowo-cyfrowego Advantech ADAM (ADC) i następnie do komputera PC z zainstalowanym oprogramowaniem do akwizycji danych DasyLab.

CFB1300 [m]	Pkt pomiarowy	P11	P10	P9	P8	P7	P6	P5	P4	P3	P2	P1
	Wysokość od rusztu [m]	42,4	31	24	8,3	5	2,5	2	1	0,6	0,4	0,2
Model 1/10 [m]	Pkt pomiarowy	P10	P9	P8	P7	P6	P5	P4	P3	P2		P1
	Wysokość od rusztu [m]	4,26	3,11	2,405	0,83	0,5	0,25	0,2	0,1	0,058	--	0,023

Tab. 9. Rozmieszczenie punktów pomiarowych na kotle CFB1300 oraz modelu w skali 1/10.

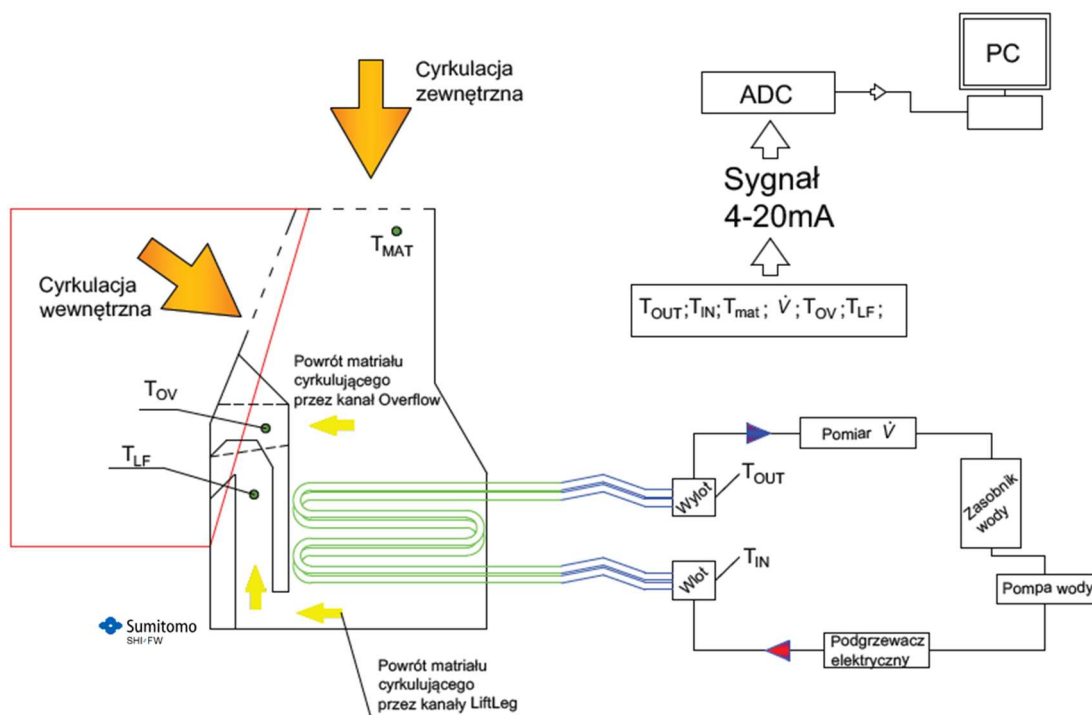
Wysokość punktów pomiarowych ciśnienia w stanowisku badawczym odpowiada wysokości króćców pomiarowych na obiekcie CFB1300 w skali 1/10. Zestawienie wysokości przedstawiono w tab. 9.



Rys. 40. Schemat układu pomiarowego rozkładu ciśnienia w komorze spalania modelu kotła.

6.5.2. Model wymiennika Intrex

W celu rejestracji parametrów pracy modelu wymiennika Intrex na wlocie do kolektora zasilającego (T_{IN}) oraz na wylocie kolektora odbiorczego (T_{OUT}) zainstalowano termorezystory do pomiaru temperatury Pt100 firmy Aplisens wraz z przetwornikami temperatury na sygnał 4-20mA. Woda krążąca w układzie wymiennika tłoczona była przez pompę odśrodkową wielostopniową wytwarzającą ciśnienie 4bar i przepływ objętościowy $\sim 51/\text{min}$. Woda przepływająca przez układ podgrzewana była w przepływowym podgrzewaczu elektrycznym osiągając temperaturę $\sim 95\text{ }^{\circ}\text{C}$. W celu utrzymania wysokiej temperatury woda krążyła w układzie zamkniętym z zasobnikiem buforowym. Pomiar przepływu objętościowego realizowany był przez przepływomierz turbinowy z sygnałem wyjściowym 4-20 mA, zainstalowany za kolektorem odbierającym. Schemat układu pomiarowego przedstawiono na rys. 41.



Rys. 41. Schemat połączenia modelu wymiennika Intrex w układzie pomiarowym.

Do pełnego zestawu pomiarów w celu obliczenia zmian wymiany ciepła wynikających ze zmiany zasilania materiałem cyrkulującym komory Intrex dodano również pomiary temperatury materiału zasilającego oraz materiału opuszczającego komorę Intrex poprzez kanały Lift Leg oraz Over Flow realizowane za pomocą termorezystorów Pt100 z przetwornikami temperaturowymi na sygnał 4-20 mA. Powyższe pomiary pozwalają na wyliczenie wartości mocy wymiennika oraz uzupełniając zestaw danych o całkowitą powierzchnię rurek wymiennika pozwalającą, na wyliczenie współczynnika wymiany ciepła dla każdej z testowanych konfiguracji.

6.5.3. Pomiar strumienia masy materiału w cyrkulacji zewnętrznej

W celu weryfikacji ilości materiału krążącego w obiegu cyrkulacji zewnętrznej wykonano pomiar strumienia masy materiału cyrkulującego. Pomiary zrealizowano poprzez zatrzymywanie fluidyzacji w zamknięciu syfonowy i gromadzeniu materiału w nodze opadowej pod separatorem cyklonowym. Znając wymiary przekroju poprzecznego nogi opadowej wyznaczono 3 przedziały wysokości wyznaczając w ten sposób objętość kontrolną. Pierwszy przedział 10 cm wysokości odpowiadający $0,00126 \text{ m}^3$ zastosowano do warunków przepływowych dla mocy 40 % i 60 %. Dla mocy 80 % wysokość przedziału kontrolnego musiała zostać zwiększona do 15 cm w związku z dużą ilością materiału z cyrkulacji zewnętrznej, co odpowiada objętości $0,00189 \text{ m}^3$, a dla 100 %

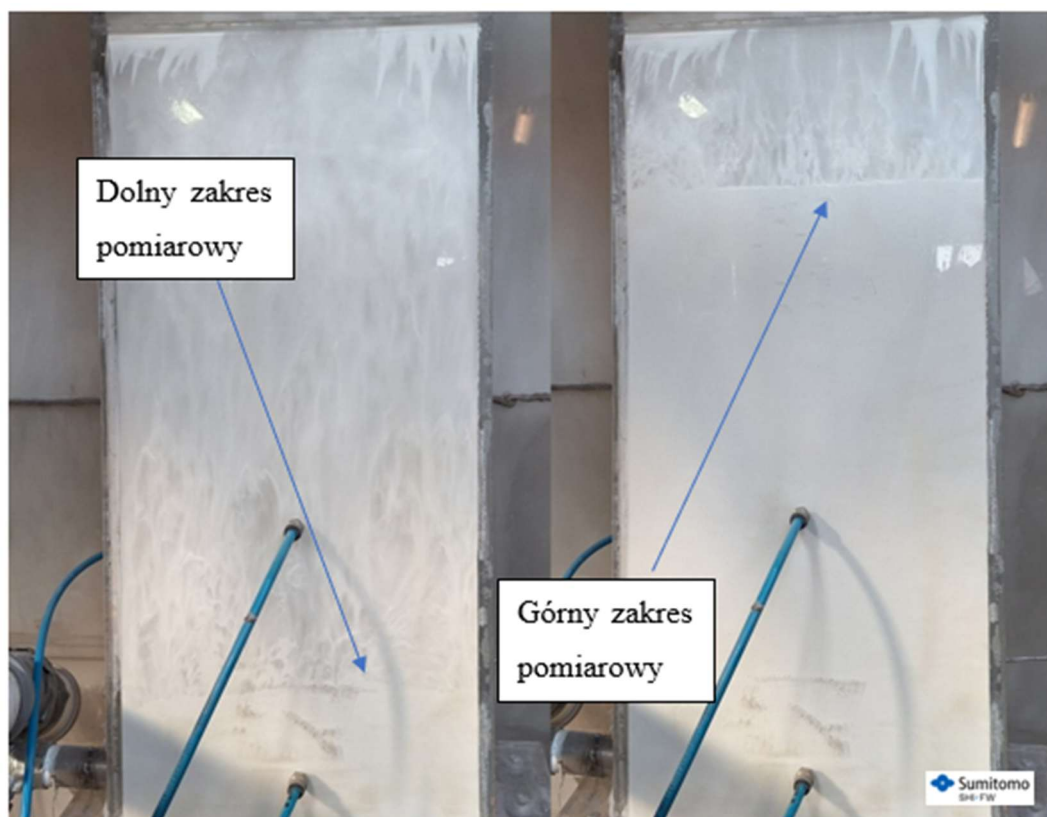
mocy wysokość przedziału kontrolnego zwiększono do 20 cm, co odpowiada objętości $0,00253 \text{ m}^3$. W celu obserwacji poziomu materiału w trakcie pomiaru z boku nogi opadowej zainstalowano liniał nierdzewny ze skalą w mm, pozwalający na ocenę wysokości słupa zgromadzonego materiału jak przedstawiono na rys. 42.



Rys. 42. Liniał na boku nogi opadowej w celu kontroli wysokości słupa gromadzącego się materiału cyrkulującego.

Dzięki dużej wysokości nogi opadowej oraz jej kształtowi gromadzący się materiał układał się poziomo w objętości kontrolnej, co ułatwiało wyznaczenie granic pomiarowych.

W trakcie pomiarów pobrano próbki materiału cyrkulującego z zamknięcia syfonowego celu wyznaczenia gęstości nasypowej do obliczeń strumienia masowego. Przykładowy układ przedstawiono na rys. 43.



Rys. 43. Rozkład gromadzącego się materiału cyrkulującego w nodze opadowej pod separatorem.

Dla każdego z obciążeń wykonano 10 pomiarów czasu potrzebnego do zapełnienia objętości kontrolnej przez materiał cyrkulujący, co pozwoliło na wyznaczenie ilości materiału cyrkulującego krążącego w cyrkulacji zewnętrznej.

6.6. Metodyka pomiarowa

W celu realizacji pomiarów mających na celu ustalenie wpływu zmiany obiegu materiału cyrkulującego na wymianę ciepła w wymienniku Intrex przyjęto następującą metodologię pracy:

1. Dobór materiału cyrkulującego przeprowadzono zgodnie z założeniami przedstawionymi na rysunku 31.
2. Prędkość przepływu powietrza ustalono na wartość odpowiadającą badanemu obciążeniu kotła, przy jednoczesnym zachowaniu odpowiedniego podziału powietrza pierwotnego (PA) i wtórnego (SA), zgodnie z danymi zawartymi w tab. 10.
3. Po osiągnięciu ustalonych warunków przepływowych w konturze kotła, rozpoczęto przepływ wody przez wymiennik ciepła typu Intrex.

4. Przy ustabilizowanych warunkach wymiany ciepła w wymienniku, dla każdego z analizowanych poziomów obciążenia kotła (40 %, 60 %, 80 % oraz 100 % MCR), przeprowadzono trzy testy dla dwóch konfiguracji zgodnie z rys. 37:
 - a. Konfiguracja A: zasilanie komory Intrex zarówno materiałem z cyrkulacji wewnętrznej, jak i zewnętrznej,
 - b. Konfiguracja B: zasilanie komory Intrex wyłącznie materiałem pochodzącym z cyrkulacji zewnętrznej, z wykluczeniem udziału cyrkulacji wewnętrznej.

Obciążenie	100%MCR	80%MCR	60%MCR	40%MCR
Prędkość fluidyzacji [m/s]	1,65	1,34	1,02	0,9
Rozdział powietrza PA/SA [-]	57/43	57/43	57/43	57/43

Tab. 10. Prędkość fluidyzacji i rozdział powietrza pierwotnego i wtórnego w trakcie prowadzonych badań.

7. Aparatura pomiarowa – charakterystyka czujników

7.1. Pomiar temperatury

Pomiar temperatury realizowany był za pomocą termorezystorów Pt100 o średnicy 3 mm firmy Aplisens. Zakres pomiarowy czujników wynosił 0-150 °C. Pomiary odbywały się w punktach zaznaczonych na schemacie zgodnie z rys. 41. Poniżej zamieszczono charakterystykę czujników zgodnie z danymi producenta tab. 11.

Klasa tolerancji czujników temperatury		
Czujnik rezystancyjny Pt100 wg. PN-EN 60751:2009		
Klasa	Zakres temperatur (°C)	Tolerancja (°C)
AA	0...150	$\pm(0,1+0,0017 \cdot t)$
A	-30...300	$\pm(0,15+0,002 \cdot t)$
B	-50...500	$\pm(0,3+0,005 \cdot t)$

Tab. 11. Klasa tolerancji czujników temperatury Pt100 Aplisens [57]

7.2. Pomiar przepływu

Przepływ objętościowy rejestrowany był za pomocą przepływomierza turbinowego firmy Hoffer zainstalowanego za wymiennikiem ciepła zgodnie ze schematem na rys. 41., co umożliwiało pracę przepływomierza w temperaturze poniżej 85 °C zgodnie z danymi producenta. Dla wszystkich przeprowadzonych testów temperatura wylotowa z wymiennika Intrex znajdowała się poniżej 80 °C. Zgodnie z

zaleceniami producenta zainstalowano przepływomierz na odcinku prostym instalacji z minimalnymi długościami 10xDN przed przepływomierzem oraz 5xDN za przepływomierzem. Poniżej zestawiono w tab. 12 dane techniczne przepływomierza zgodnie z deklaracją producenta.

Przepływomierz HOFFER turbinowy typ: LC1/2x3/8		
Typ	Przepływomierz turbinowy	
Przylącze	1/2"	
Zakres pomiarowy	3,0...30,0L/min	
Temperatura pracy	-40...+85 °C	
Maks. ciś. robocze	414 bar	
Spadek ciśnienia	0,52 Bar	
Dokładność	±1 % wartości chwilowej	
Wykonanie	Turbinka	17.4PH
	Korpus	stal 316
	Łożyskowanie	twardy kompozyt węglowy
Wyjście sygnałowe	Analogowe 4-20mA	
Napięcie zasilania	9-30VDC	

Tab. 12. Dane techniczne przepływomierza turbinowego Hoffer. [58]

7.3. Pomiar ciśnienia

Przetwornik Ciśnienia APR-2000ALW Aplisens		
Zakres pomiarowy		-2500...+2500 Pa
Dokładność podstawowa		0,1 % zakresu pomiarowego
Dokładność temperaturowa		0,1 % zakresu pomiarowego na 10 °C
Napięcie zasilania		10...55 VDC
Wyjście sygnałowe		4-20mA
Temperatura pracy		-30...85 °C
Wykonanie	Korpus	Aluminium
	Korpus adaptera i przylączy	Stal 316L

Tab. 13. Dane techniczne przetwornika ciśnienia APR-2000ALW. [57]

Pomiar rozkładu ciśnienia wzdłuż wysokości komory paleniskowej stanowiska badawczego realizowany był w punktach zgodnie z rys. 40. Do przeprowadzenia pomiaru użyto inteligentnych przetworników ciśnienia APR-2000ALW firmy Aplisens. Charakterystykę przetworników zamieszczono w tab. 13.

7.4. Pomiar masy

Pomiar masy próbki materiału cyrkulującego w celu wyznaczenia gęstości nasypowej realizowany był za pomocą wagi WTC 3000 firmy Radwag. Parametry i dane techniczne wagi przedstawiono w tab. 14 poniżej.

Waga precyzyjna WTC 3000	
Obciążenie maksymale	3100 g
Dokładność odczytu	0,1 g
Zakres tary	-3100 g
Powtarzalność	0,1 g
Linijowość	$\pm 0,3$ g
Czas stabilizacji	2 s

Tab. 14. Parametry techniczne wagi WTC 3000 Radwag

7.5. Określenie niepewności pomiarów

Rachunek błędów służy do analizowania i oceniania niepewności związanych z pomiarami. W praktyce każdy pomiar, bez względu na precyzję jego wykonania, nie oddaje w pełni dokładnie wartości rzeczywistej. W kontekście badań naukowych błąd to nieunikniona niepewność, która wynika z samej natury dokonywanego pomiaru [59].

Biorąc pod uwagę źródło błędu dzielimy je na błędy systematyczne, przypadkowe i błędy grube:

- błąd systematyczny - gdy przy powtarzaniu pomiaru występuje ta sama różnica między wartością zmierzoną a rzeczywistą, natomiast rozrzut wartości pomiarów jest niewielki lub nie ma go w ogóle, związany z dokładnością użytej aparatury pomiarowej
- błąd przypadkowy – gdy obserwujemy rozrzut wyników pomiarów które są wynikiem naturalnych zmian charakterystycznych, których najczęstszym źródłem jest niedokładność i przypadkowość działań ludzkich [60]
- błąd gruby – to różnica między wynikiem a wartością rzeczywistą drastycznie odbiegająca wartością od średniej z serii pomiarów. Wynika głównie z nieumiejętności użycia przyrządu pomiarowego, pomyłek w odczycie i zapisie wyników

W prowadzonych badaniach pomiarami bezpośrednimi były pomiary temperatury, przepływu i ciśnienia. Jako niepewności systematyczne przyjęto wartości dla poszczególnych czujników zgodnie z wartościami podanymi przez producentów:

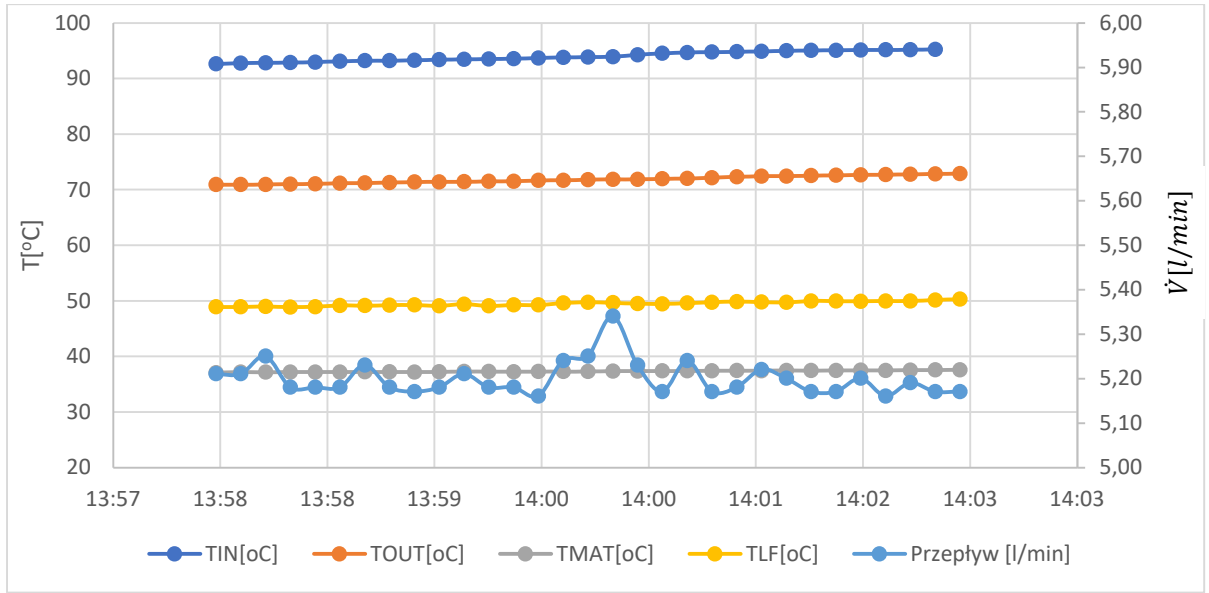
- Dla czujników temperatury Pt100: $\pm(0,1+0,0017 \cdot |t|)$ gdzie t-aktualna temperatura pomiaru
- Dla przepływomierza - ± 1 % wartości chwilowej
- Dla czujników ciśnienia - $\pm 0,1$ % zakresu pomiarowego + $\pm 0,1$ % zakresu pomiarowego na każde 10 °C zmiany temperatury otoczenia

Po uzyskaniu stabilnego przepływu wody oraz stabilizacji temperatury zasilania i powrotu dla danej konfiguracji zasilania komory Intrex materiałem cyrkulującym przy jednym z 4 obciążeń kotła, dokonywano 3 pomiarów każdy po 5 minut z próbkowaniem 10s dla ustalenia mocy i współczynnika wymiany ciepła wymiennika Intrex. W trakcie trwania 3 serii pomiarów rejestrowano z częstotliwością 1hz profil ciśnienia w komorze paleniskowej modelu kotła. Celem zwiększenia zakresu prawdopodobieństwa, aby rzeczywista wartość mierzona mieściła się w danym przedziale zastosowano rozkład t-studenta dla $\alpha=0,05$ i współczynnika 2,045 dla danych z pomiarów mocy i HTC dla wymiennika Intrex. Założono również, rozkład normalny dla niepewności systematycznej. Wartości niepewności dla jednego z pomiarów parametrów pracy wymiennika Intrex przedstawiono w tab. 15.

	$\bar{x}_p$	S_p	$S_{\bar{p}}$	$S_{\bar{c}}$	$\sqrt{S_{\bar{p}}^2 + S_{\bar{c}}^2}$	$t \cdot \sqrt{S_{\bar{p}}^2 + S_{\bar{c}}^2}$	t dla df=29
Przepływ $\dot{V}$ [l/min]	5,20	0,04	0,01	0,03	0,03	0,06	2,045
T_{IN} [°C]	94,06	0,90	0,16	0,15	0,22	0,45	2,045
T_{OUT} [°C]	71,85	0,64	0,12	0,13	0,17	0,36	2,045
T_{MAT} [°C]	37,35	0,14	0,03	0,09	0,10	0,20	2,045
T_{LF} [°C]	49,52	0,41	0,07	0,11	0,13	0,27	2,045

Tab. 15. Wartości niepewności pomiaru dla mierzonych wielkości parametrów pracy wymiennika Intrex.

Przebieg analizowanych pomiarów w czasie przedstawiono na rys. 44.



Rys. 44. Zmiana wartości temperatury i przepływu w czasie.

W przeprowadzonych badaniach moc wymiennika i współczynnik wymiany ciepła są pomiarami pośrednimi, gdyż w celu ich obliczenia powyższe wartości były mierzone. Podczas analizy wyników pomiarów przedstawionych w tab. 15 stwierdzono, że dominujący udział w niepewności miał błąd systematyczny co w tym przypadku pozwala na obliczenie błędu całkowitego mocy wymiennika poprzez różniczkę funkcji wielu zmiennych:

$$\Delta Q \approx \left| \frac{\partial Q}{\partial \dot{m}} \right| |\Delta \dot{m}| + \left| \frac{\partial Q}{\partial T_{IN}} \right| |\Delta T_{IN}| + \left| \frac{\partial Q}{\partial T_{OUT}} \right| |\Delta T_{OUT}| \quad (11)$$

Pochodne:

$$\frac{\partial Q}{\partial \dot{m}} = c_p (T_{IN} - T_{OUT}) \quad (12)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial T_{IN}} = \dot{m} \cdot c_p \quad (13)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial T_{OUT}} = -\dot{m} \cdot c_p \quad (14)$$

Stąd równanie na błąd całkowity:

$$|\Delta Q| \approx c_p |T_{IN} - T_{OUT}| \cdot |\Delta \dot{m}| + \dot{m} \cdot c_p \cdot (|\Delta T_{IN}| + |\Delta T_{OUT}|) \quad (15)$$

Dla podanych powyżej wartości z tab. 15 obliczamy moc wymiennika:

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{IN} - T_{OUT}) \quad (16)$$

$$Q = 8063,3W$$

Oraz z równania (15) obliczamy błąd całkowity dla mocy wymiennika:

$$\Delta Q \approx 147,8W$$

Niepewność względna wynosi:

$$\delta Q_{wz} = \frac{\Delta Q}{Q} * 100 \% \quad (17)$$

Podstawiając do równania wartości obliczamy:

$$\delta Q_{wz} = 1,83 \%$$

Biorąc pod uwagę równanie (15) możemy policzyć udział poszczególnych składowych w błędzie całkowitym:

$$|\Delta Q| \approx \underbrace{c_p |T_{IN} - T_{OUT}| \cdot |\Delta \dot{m}|}_{\text{wpływ przepływu}} + \underbrace{\dot{m} \cdot c_p \cdot (|\Delta T_{IN}| + |\Delta T_{OUT}|)}_{\text{wpływ temperatury}}$$

Obliczając na podstawie danych z tab. 15 otrzymujemy:

- Wpływ przepływu:

$$\frac{46,4}{100} \cdot 100\% = 31,4 \%$$

- Wpływ temperatury:

$$\frac{101,4}{147,8} \cdot 100\% = 68,6 \%$$

Na błąd całkowity składa się 68,6 % błędu pochodzącego z niepewności pomiaru temperatury i 31,4 % z niepewności pomiaru przepływu.

Po obliczeniu mocy wymiennika mając w zestawie danych temperaturę materiału zasilającego komorę Intrex oraz temperaturę materiału opuszczającego komorę wymiennika można wyznaczyć współczynnik wymiany ciepła dla danej konfiguracji i obciążenia kotła na podstawie równania jak przedstawiono w pracach [61, 62, 63, 51]:

$$h_t = \frac{Q}{A \cdot \left(\frac{T_{IN} + T_{OUT}}{2} - \frac{T_{MAT} + T_{LF}}{2} \right)} \quad (18)$$

Podstawiając moc wymiennika obliczoną zgodnie z równaniem (16) i dane z tab. 15 obliczamy współczynnik wymiany ciepła dla podanego przykładu

$$h_t = 346 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Do obliczenia niepewności Δh_t użyjemy różniczki funkcji wielu zmiennych:

$$\Delta h_t \approx \left| \frac{\partial h_t}{\partial Q} \right| \cdot \Delta Q + \left| \frac{\partial h_t}{\partial \Delta T_{avg}} \right| \cdot \Delta(\Delta T_{avg}) \quad (19)$$

gdzie:

$$\Delta T_{avg} = \frac{T_{IN} + T_{OUT}}{2} - \frac{T_{MAT} + T_{LF}}{2} = 39,52^\circ\text{C}$$

$$\frac{\partial h_t}{\partial Q} = \frac{1}{A \cdot \Delta T_{avg}} = 0,0429$$

$$\frac{\partial h_t}{\partial \Delta T_{avg}} = - \frac{Q}{A \cdot (\Delta T_{avg})^2} = -8,69$$

Niepewność pomiaru temperatur:

$$\Delta(\Delta T_{avg}) = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\Delta T_{IN}^2 + \Delta T_{OUT}^2 + \Delta T_{MAT}^2 + \Delta T_{LF}^2} = 0,122^\circ\text{C}$$

Podstawiając wyliczone wartości do równania (19) otrzymujemy niepewność współczynnika wymiany ciepła:

$$\Delta h_t = 0,0429 \cdot 147,8 + 8,69 \cdot 0,122 = 7,4 \text{ W/m}^2\text{K}$$

stąd niepewność względna wynosi:

$$\delta h_t = \frac{\Delta h_t}{h_t} \cdot 100\% = 2,14 \%$$

Realizowane pomiary ciśnienia cechują się następującą niepewnością pomiarową na przykładzie pomiarów dla punktu pomiarowego P10:

- błąd systematyczny ε :

ε_s z dokładności czujnika - 0,1 % zakresu pomiarowego - $\pm 5,0$ Pa

ε_t z dokładności temperaturowej czujnika - 0,1 % zakresu pomiarowego na każde 10 °C przy zmianie temperatury w pomieszczeniu w zakresie od 21 °C do 23 °C:
 $\pm 1,0 \text{ Pa}$

Łączny błąd systematyczny wynosi:

$$\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_s^2 + \varepsilon_t^2} = 5,10 \text{ Pa}$$

- błąd losowy na podstawie próby – odchylenia standardowego

liczba prób $n=933$

odchylenie standardowe próbki (S_{ci}) 5,03 Pa

oszacowanie błędu średniej (niepewność typu A):

$$S_{\bar{c}i} = \frac{S_{ci}}{\sqrt{n}} = 0,1647 \text{ Pa}$$

Mając powyższe dane możemy obliczyć niepewność złożoną jako:

$$\sqrt{\varepsilon^2 + S_{\bar{c}i}^2} = 5,102 \text{ Pa}$$

Przy poziomie ufności wynoszącym 95 % wartość t dla 933 próbek, czyli $df=932$ wynosi $t=2$ obliczamy niepewność rozszerzoną jako:

$$t \cdot \sqrt{\varepsilon^2 + S_{\bar{c}i}^2} = 2 \cdot 5,102 = 10,204 \text{ Pa}$$

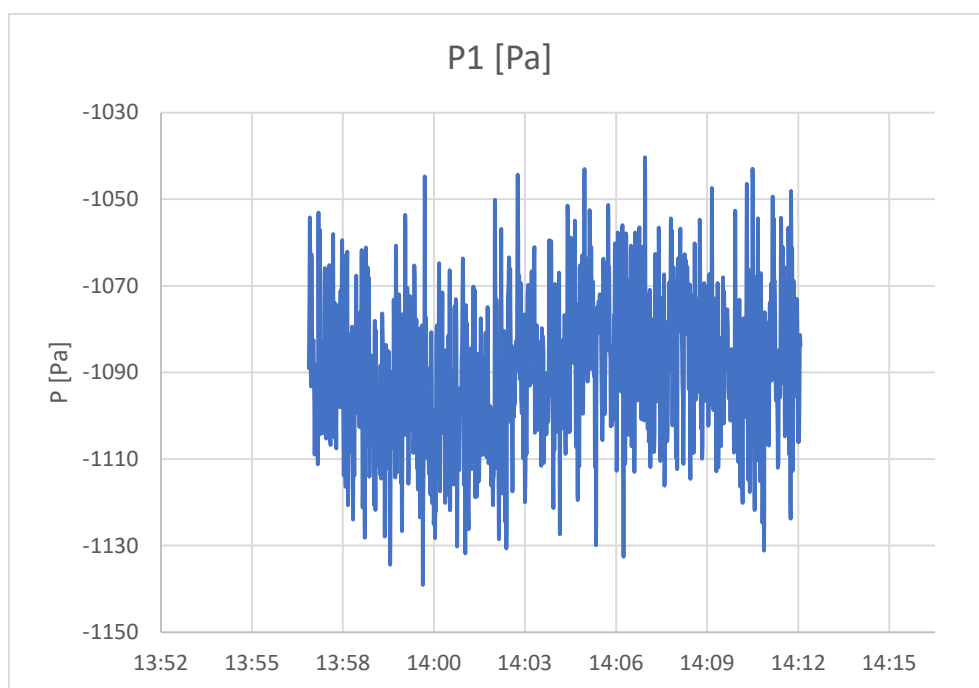
W tabeli zestawiono dane statystyczne i niepewności pomiarowe dla wszystkich punktów pomiaru ciśnienia.

Punkt pomiarowy	$x_{\bar{c}i}$	ε	S_{ci}	$S_{\bar{c}i}$	$\sqrt{\varepsilon^2 + S_{\bar{c}i}^2}$	$t \cdot \sqrt{\varepsilon^2 + S_{\bar{c}i}^2}$	t dla $df=932$
P10	-1625,91	5,1	5,03	0,164923	5,10	10,21	2,0
P9	-1592,74	5,1	3,45	0,112908	5,10	10,20	2,0
P8	-1560,61	5,1	3,91	0,128228	5,10	10,20	2,0
P7	-1470,00	5,1	6,67	0,218356	5,10	10,21	2,0
P6	-1414,25	5,1	4,29	0,140587	5,10	10,20	2,0
P5	-1382,31	5,1	5,40	0,176879	5,10	10,21	2,0
P4	-1372,01	5,1	4,77	0,156267	5,10	10,20	2,0
P3	-1321,75	5,1	5,08	0,166262	5,10	10,21	2,0
P2	-1284,61	5,1	5,13	0,16795	5,10	10,21	2,0
P1	-1089,41	5,1	17,01	0,557209	5,13	10,26	2,0

Tab. 16. Dane statystyczne pomiaru ciśnienia - punkty P1-P10.

Wykonane pomiary przedstawiają rozkład ciśnienia wzdłuż komory spalania modelu kotła CFB. Punkty P2–P10 wykazują spójne i stabilne wartości ciśnienia, charakteryzujące się niskimi odchyleniami i praktycznie równą niepewnością rozszerzoną (~10,20 Pa). Sygnał ciśnienia w tych punktach jest powtarzalny, co świadczy o ustabilizowanym przepływie w górnych i środkowych partiach komory spalania.

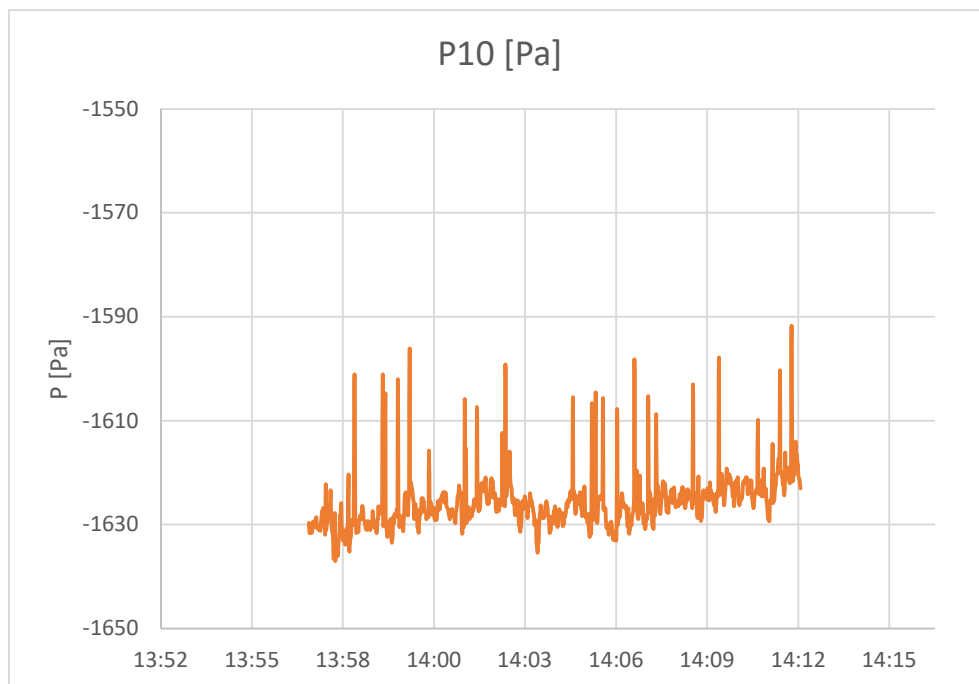
Punkt P1 znacząco odbiega pod względem odchylenia standardowego (17,01 Pa), co skutkuje wyższym błędem średniej. Jest to jednak w pełni uzasadnione warunkami fizycznymi panującymi w dolnej części komory CFB, gdzie gęstość materiału i intensywność fluktuacji są największe. To zjawisko jest widoczne także na wykresie ciśnienia w czasie, gdzie dla punktu P1 obserwuje się największy rozrzut wartości i dynamiczne zmiany. W związku z tym dane z punktu P1 zostały uwzględnione w analizie jako reprezentatywne dla obszaru o silnej niestacjonarności i wysokiej dynamice zmian ciśnienia.



Rys. 45. Przebieg rozkładu ciśnienia w czasie dla punktu pomiarowego P1.

Charakterystyczne dla dolnej części komory spalania fluktuacje ciśnienia w czasie są wyraźnie widoczne na wykresach przebiegu ciśnienia w funkcji czasu. Sygnał z punktu P1 cechuje się znacznie większą amplitudą oraz nieregularnością w porównaniu z punktem P10, co dodatkowo potwierdza obecność zjawisk dynamicznych typowych dla warstwy fluidalnej. Dla tego samego zakresu osi Y (120 Pa), punkt P1 wykazuje wyraźnie

szerszy rozkład wartości ciśnienia, co wskazuje na intensywniejsze i bardziej chaotyczne zmiany w tym obszarze układu.



Rys. 46. Przebieg rozkładu ciśnienia w czasie dla punktu P10

Kolejnym pomiarem był pomiar strumienia masy materiału cyrkulującego pochodzącego z cyrkulacji zewnętrznej. Pomiaru dokonano poprzez zatrzymywanie fluidyzacji w zamknięciu syfonowy i gromadzeniu materiału w nodze opadowej pod separatorem cyklonowym. Procedurę pomiaru opisano w rozdziale 8.3. W tab. 17 przedstawiono podstawowe dane statystyczne na pomiaru strumienia masy.

Obciążenie MCR	$\bar{m}$	$s_{\bar{m}}$	$s/\sqrt{n}$	t	ME ₉₅	PU 95% dolna	PU 95% górna
100%	2,614	0,125	0,040	2,262	0,090	2,524	2,704
80%	1,804	0,067	0,021	2,262	0,048	1,756	1,852
60%	0,957	0,023	0,007	2,262	0,016	0,941	0,973
40%	0,593	0,014	0,004	2,262	0,010	0,583	0,603

Tab. 17. Dane statystyczne pomiaru strumienia masy materiału cyrkulującego.

Do wyznaczenia strumienia masy materiału cyrkulującego posłużono się średnią gęstością nasypową materiału cyrkulującego wyznaczaną w oparciu o 5 próbek materiału pobranego z zamknięcia syfonowego modelu kotła. Dane statystyczne pomiaru przedstawiono w tab. 18.

$\bar{m}$	S_m	$s/\sqrt{n}$	t	$u_A = s/\bar{m}$	ME ₉₅	PU 95% dolna	PU 95% górną
212	0,332	0,148	2,776	0,156%	0,412	211,588	212,412

Tab. 18. Dane statystyczne pomiaru masy próbki do wyznaczenia gęstości nasypowej materiału cyrkulującego.

Uzupełniając powyższe dane o obliczenia błędu pomiarowego z danych technicznych wagi zestawionych w tab. 14 możemy obliczyć niepewność łączną:

$$u_c = \sqrt{u_A^2 + u_m^2} = 0,251g$$

u_z	u_p	u_l	u_m
0,289	0,1	0,173	0,202

Tab. 19. Dane statystyczne niepewności pomiaru wagowego.

Następnie możemy wyznaczyć niepewność rozszerzoną dla poziomu ufności 95 %

$$U_{95} = 2u_c = 0,502g$$

oraz przedstawić niepewność rozszerzoną procentowo:

$$U_{95,\%} = \frac{U_{95}}{\bar{m}} = 0,24 \%$$

8. Model matematyczny

8.1. Model matematyczny dla obiektu przemysłowego

W celu wyznaczenia wpływu wykluczenia cyrkulacji wewnętrznej na wymianę ciepła w wymienniku Intrex należy znać całkowity strumień masy materiału cyrkulującego, zasilającego komorę wymiennika Intrex. W rozpatrywanej konfiguracji całkowity strumień masy materiału cyrkulującego opisać można następującą zależnością:

$$\dot{m}_t = \dot{m}_{zew} + \dot{m}_{wew} \quad (20)$$

gdzie $\dot{m}_t$ – całkowity strumień masy materiału cyrkulującego wyrażony w kg/s , $\dot{m}_{zew}$ – strumień materiału cyrkulującego pochodzący z cyrkulacji zewnętrznej (kg/s), $\dot{m}_{wew}$ – strumień masy materiału cyrkulującego pochodzący z cyrkulacji wewnętrznej (kg/s).

Strumień materiału pochodzący z cyrkulacji zewnętrznej w przypadku badań laboratoryjnych na zimnym modelu kotła, można zmierzyć poprzez odcięcie przepływu powietrza fluidyzacyjnego do zamknięcia syfonowego i pomiar przyrostu objętości

materiału cyrkulującego w nodze opadowej pod separatorem w określonym odcinku czasu. Znając gęstość nasypową materiału cyrkulującego możemy wyznaczyć strumień masy pochodzący z cyrkulacji zewnętrznej według poniższej zależności:

$$\dot{m}_{zew} = \rho_b \frac{V_d}{t} \quad (21)$$

gdzie: ρ_b – gęstość nasypowa materiału cyrkulującego, V_d – objętość pomiarowa odcinka nogi opadowej pod separatorem, t – czas pomiaru.

Wyznaczenie strumienia masy pochodzącego z cyrkulacji wewnętrznej zarówno w warunkach przemysłowych jak i laboratoryjnych nie jest możliwe do wykonania w sposób bezpośredni. Wynika to z umiejscowienia połączenia komory wymiennika Intrex z komorą spalania w gęstej warstwie dolnej strefy kotła (ograniczenie rozwiązań opartych na metodach wizualnych) oraz braku objętości referencyjnej, która mogłaby służyć za objętość pomiarową, jak w przypadku przepływu materiału w cyrkulacji zewnętrznej.

Metodą pośrednią mogąą posłużyć do wyznaczenia strumienia masy materiału z cyrkulacji wewnętrznej jest bilans cieplny wymiennika Intrex. W układzie pomiarowym zarówno kotła CFB1300 jak i modelu laboratoryjnego zainstalowano czujniki temperatury na wlocie i wylocie z wymiennika Intrex, a także pomiar przepływu wody/pary. Zainstalowano również pomiar temperatury materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex, a także temperaturę materiału wyprowadzanego poprzez kanały Lift Leg. Mierzona jest również temperatura wody zasilającej ściany membranowe komory Intrex oraz temperatura wody za komorami Intrex, a także temperatura powietrza fluidyzacyjnego oraz temperatura wewnątrz objętości komory Intrex nad powierzchnią stacjonarnej warstwy fluidalnej.

Bilans cieplny po stronie pary możemy policzyć z poniższej zależności:

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_p \cdot c_p \cdot (T_{IN} - T_{OUT}) \quad (22)$$

gdzie: $\dot{Q}_w$ – strumień ciepła po stronie pary, $\dot{m}_p$ – przepływ masowy wody/pary, c_p – ciepło właściwe wody, T_{IN} , T_{OUT} – odpowiednio temperatura wody na zasilaniu wymiennika Intrex i temperatura na wylocie z kolektora odbiorczego wymiennika.

Bilans cieplny po stronie materiału cyrkulującego możemy obliczyć według zależności:

$$\dot{Q}_m = \dot{m}_t \cdot c_{pm} \cdot (T_{LF} - T_{MAT}) \quad (23)$$

gdzie: $\dot{Q}_m$ – strumień ciepła po stronie materiału cyrkulującego, $\dot{m}_t$ – strumień materiału cyrkulującego zgodnie z równaniem (20), c_{pm} – ciepło właściwe materiału cyrkulującego, T_{LF} oraz T_{MAT} – odpowiednio temperatura materiału zasilającego komorę wymiennika Intrex i temperatura materiału opuszczającego komorę wymiennika Intrex przez kanały Lift Leg.

W komorze wymiennika Intrex kotła CFB1300 należy uwzględnić jeszcze ilość ciepła przejmowaną przez ściany membranowe (element parownika) oraz ilość energii poświęconą na podgrzanie powietrza fluidyzacyjnego. Wszystkie niezbędne pomiary (przepływ wody, temperatura na wlocie do ścian komory wymiennika Intrex oraz wylocie ze ścian komory Intrex) są zainstalowane na kotle. Ilość ciepła przejmowaną przez ściany komory wymiennika Intrex możemy wyliczyć wg poniższej zależności:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_w \cdot c_p (T_{w1} - T_{w2}) \quad (24)$$

gdzie: $\dot{Q}_s$ - strumień ciepła przejmowany przez ściany komory wymiennika, $\dot{m}_w$ – przepływ wody w kg/s, c_p – ciepło właściwe wody, T_{w1} , T_{w2} – odpowiednio temperatura zasilania i wylotu ze ścian membranowych komory wymiennika Intrex. Ilość ciepła, która zostaje zużyta na podgrzanie powietrza fluidyzacyjnego wyliczamy z poniższego równania:

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_p \cdot c_{pf} \cdot (T_{p1} - T_{p2}) \quad (25)$$

gdzie: $\dot{Q}_p$ – strumień ciepła przejmowany przez powietrze fluidyzacyjne, $\dot{m}_p$ – przepływ powietrza fluidyzacyjnego w kg/s, c_{pf} – ciepło właściwe powietrza w odniesieniu do temperatury i ciśnienia w skrzyni powietrznej, T_{p1} ; T_{p2} – odpowiednio temperatura powietrza w skrzyni powietrznej komory Intrex oraz w objętości komory Intrex nad powierzchnią złoża fluidalnego.

Ilość ciepła dostarczonego przez materiał cyrkulujący zasilający komorę wymiennika Intrex równy będzie sumie odbiorów w postaci ilości ciepła przekazanej w wymienniku Intrex, ilości ciepła przekazanego do wody przez ściany membranowe komory wymiennika oraz ilość ciepła odebranego przez zimne powietrze do fluidyzacji komory Intrex. Powyższe można zapisać w postaci równania:

$$\dot{Q}_m = \dot{Q}_w + \dot{Q}_s + \dot{Q}_p \quad (26)$$

Wiedząc, że całkowity strumień masy materiału cyrkulującego zgodny jest z równaniem (20) ilość przejmowanego ciepła po stronie materiału cyrkulującego możemy wyznaczyć z rozdzieleniem na składowe, pochodzące z cyrkulacji wewnętrznej oraz składową pochodzącą od cyrkulacji zewnętrznej jak poniżej:

$$\dot{Q}_m = \dot{Q}_{zew} + \dot{Q}_{wew} \quad (27)$$

gdzie:

$$\dot{Q}_{zew} = \dot{m}_{zew} \cdot c_{pm} \cdot (T_{LF} - T_{MAT}) \quad (28)$$

a

$$\dot{Q}_{wew} = \dot{m}_{wew} \cdot c_{pm} \cdot (T_{LF} - T_{MAT}) \quad (29)$$

Podstawiając powyższe zależności do równania (26) otrzymujemy:

$$\dot{Q}_{zew} + \dot{Q}_{wew} = \dot{Q}_w + \dot{Q}_s + \dot{Q}_p \quad (30)$$

Następnie podstawiając do równania (30) zależność na ilość ciepła pochodzącą z materiału cyrkulacji zewnętrznej otrzymamy:

$$\dot{m}_{wew} \cdot c_{pm} \cdot (T_{LF} - T_{MAT}) + \dot{Q}_{zew} = \dot{Q}_w + \dot{Q}_s + \dot{Q}_p \quad (31)$$

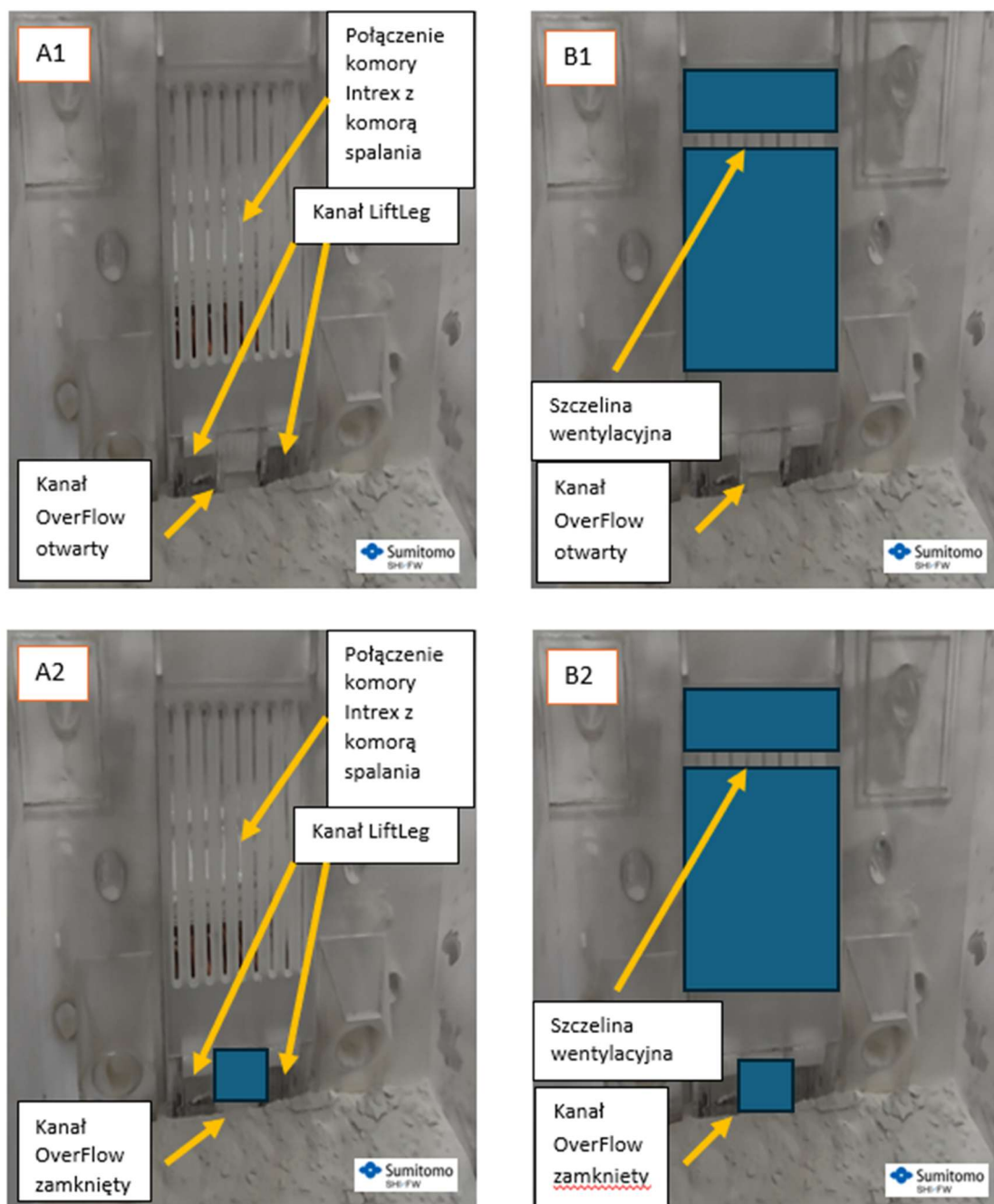
Przekształcając równanie (31) możemy wyznaczyć strumień masy pochodzący z cyrkulacji zewnętrznej:

$$\dot{m}_{zew} = \frac{\dot{Q}_w + \dot{Q}_s + \dot{Q}_p - \dot{Q}_{zew}}{c_{pm} \cdot (T_{LF} - T_{MAT})} \quad (32)$$

8.2. Model matematyczny dla stanowiska badawczego

Przepływ materiału cyrkulującego przez komorę wymiennika Intrex od strony zasilania odbywa się poprzez zamknięcie syfonowe nad komorą wymiennika – cyrkulacja zewnętrzna oraz przez połączenia z komorą spalania – cyrkulacja wewnętrzna. Od strony wypływu materiał opuszcza komorę Intrex poprzez dwa kanały wznoszące Lift Leg oraz kanał Over Flow, zwracając do komory spalania zgodnie ze schematem przedstawionym na rys. 41. Poprzez kanał Over Flow materiał czy to z cyrkulacji wewnętrznej, czy zewnętrznej może w części opuszczać komorę wymiennika Intrex, nie biorąc udziału w wymianie ciepła. W celu ustalenia wpływu kanału Over Flow na poziom wymiany ciepła przeprowadzono testy dla obu konfiguracji jak przedstawiono na rys. 47 A1 – aktualna

konfiguracja z otwartym kanałem Over Flow, A2 – aktualna konfiguracja z zamkniętym kanałem Over Flow, B1 – zamknięcie cyrkulacji wewnętrznej przy otwartym kanale Over Flow, B2 – zamknięta cyrkulacja wewnętrzna oraz kanał Over Flow.



Rys. 47. Schemat przepływu materiału cyrkulującego przez wymiennik Intrex z uwzględnieniem konfiguracji testowych dla wpływu kanału Over Flow na wymianę ciepła.

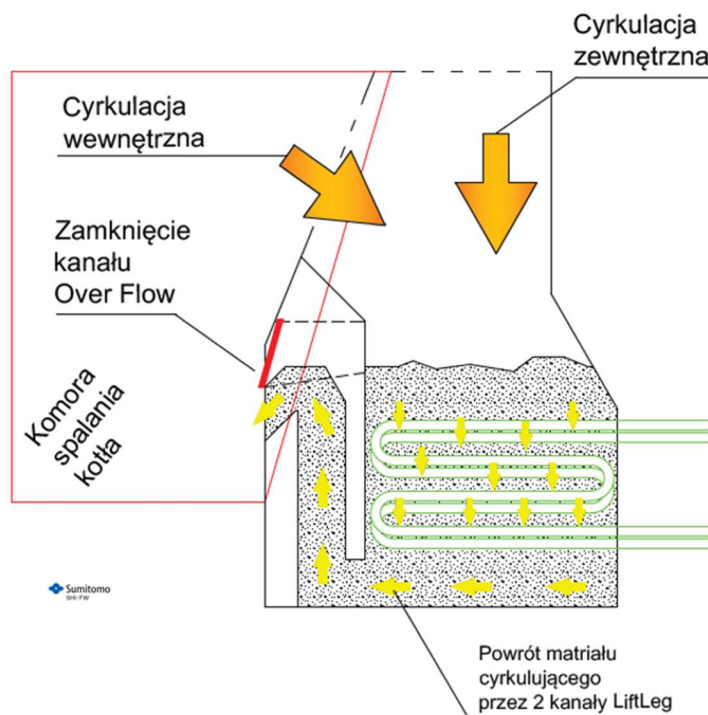
Dane z pomiarów obrazujące wpływ pracy kanału Over Flow na współczynnik wymiany ciepła przedstawiono w tab. 20. Jak widać wpływ pracy kanału Over Flow w zależności od konfiguracji dla całego spektrum badanych obciążeń nie jest jednoznaczny.

Dla 40 % MCR konfiguracji w układzie A1-A2 zmiana waha się na poziomie średniej - 2 % a dla konfiguracji B1-B2 tego samego obciążenia średnio o -1 %. Dla obciążenia 60 % MCR konfiguracja A1-A2 nie wykazuje zmiany w ujęciu średnim natomiast konfiguracja B1-B2 zmienia się średnio o +3 %. Dla obciążenia 80 % MCR konfiguracja A1-A2 wykazuje średnią zmianę -1 %, a konfiguracja B1-B2 wykazuje +1 % zmianę w ujęciu średnim. W przypadku obciążenia 100 % MCR konfiguracja A1-A2 wykazuje średnio +1 % zmianę w porównaniu do konfiguracji B1-B2, gdzie nie zaobserwowano zmiany w ujęciu średnim. Mając na uwadze powyższe dane można stwierdzić, że nie jest możliwym ustalenie wpływu kanału Over Flow na pracę wymiennika Intrex w takim stopniu, w którym umożliwiałoby to pominięcie jego wpływu jako jednej ze zmiennych.

	40%MCR			60%MCR			80%MCR			100%MCR		
Wariant	A1	A2	Zmiana %	A1	A2	Zmiana %	A1	A2	Zmiana %	A1	A2	Zmiana %
	357,5	363,0	98%	359,1	356,3	101%	390,3	392,7	99%	402,7	399,8	101%
	353,2	365,8	97%	358,7	360,8	99%	385,9	393,6	98%	401,2	398,3	101%
	353,8	362,6	98%	356,7	360,4	99%	383,9	383,6	100%	407,2	397,0	103%
Średnia	354,8	363,8	98%	358,1	359,1	100%	386,7	390,0	99%	403,7	398,3	101%
	40%MCR			60%MCR			80%MCR			100%MCR		
Wariant	B1	B2	Zmiana %	B1	B2	Zmiana %	B1	B2	Zmiana %	B1	B2	Zmiana %
	332,9	344,7	97%	357,6	348,5	103%	378,2	382,0	99%	401,6	401,5	100%
	343,8	344,5	100%	359,5	345,4	104%	377,9	381,8	99%	402,1	399,4	101%
	341,3	344,0	99%	357,5	346,5	103%	379,7	364,1	104%	395,5	399,8	99%
Średnia	339,3	344,4	99%	358,2	346,8	103%	378,6	376,0	101%	399,7	400,2	100%

Tab. 20. Dane pomiarowe wpływu pracy kanału Over Flow na współczynnik wymiany ciepła wymiennika Intrex dla konfiguracji A1/A2 oraz B1/B2.

Z tego powodu dalsze badania przeprowadzono zgodnie z konfiguracjami A2 i B2 jak na rys. 47, co umożliwiło przyjęcie założenia, że cały materiał trafiający do komory wymiennika bierze udział w wymianie ciepła. Materiał wpadający do komory Intrex zarówno z cyrkulacji zewnętrznej jak i wewnętrznej, w zależności od badanej konfiguracji przepływa przez objętość wymiennika biorąc udział w wymianie ciepła i wyprowadzany jest poprzez kanały Lift Leg jak przedstawiono na schemacie rys. 48.



Rys. 48. Schemat przepływu materiału cyrkulującego przez komorę wymiennika Intrex przy zablokowanym kanale Over Flow.

Przyjęte założenia stanowiły warunki wejściowe do opracowanego modelu matematycznego, w którym zakłada się, że całość strumienia materiału – zarówno z cyrkulacji zewnętrznej, jak i wewnętrznej – przepływa przez objętość wymiennika, realizując wymianę ciepła, a następnie opuszcza komorę wymiennika.

Dane z pomiarów konfiguracji B2, gdzie tylko materiał z cyrkulacji zewnętrznej zasila wymiennik Intrex, a zablokowany kanał Over Flow wymusza przepływ całości materiału cyrkulującego przez objętość wymiennika Intrex, pozwalają wyznaczyć ilość materiału cyrkulującego pochodzącego z cyrkulacji zewnętrznej. Uwzględnić należy odwrócony kierunek wymiany ciepła w przypadku modelu „zimnego”, w którym materiał złoża ogrzewany jest przez wodę krążącą w rurkach wymiennika Intrex. Uwzględnić należy również w porównaniu z obiektem rzeczywistym, brak odbioru ciepła przez ściany komory wymiennika. Mając na uwadze powyższe równanie 30 przyjmie następująca postać:

$$\dot{Q}_{zew} + \dot{Q}_{wew} = \dot{Q}_w - \dot{Q}_s - \dot{Q}_p \quad (33)$$

Wiedząc, że $\dot{Q}_s = 0$ oraz $\dot{Q}_{wew} = 0$, ponieważ w konfiguracji B2 nie ma cyrkulacji wewnętrznej równanie (33) przyjmie postać:

$$\dot{Q}_{zew} = \dot{Q}_w - \dot{Q}_p \quad (34)$$

Podstawiając do wzoru zależność (28) otrzymujemy:

$$\dot{m}_{zew} \cdot c_{pm} \cdot (T_{LF} - T_{MAT}) = \dot{Q}_w - \dot{Q}_p \quad (35)$$

Po przekształceniu otrzymujemy zależność na strumień masy cyrkulacji zewnętrznej:

$$\dot{m}_{zew} = \frac{\dot{Q}_w - \dot{Q}_p}{c_{pm} \cdot (T_{LF} - T_{MAT})}$$

Adekwatnie możemy postąpić z danymi pochodzącymi z konfiguracji A2 gdzie komora Intrex zasilana jest jednocześnie materiałem z komory spalania przez cyrkulację wewnętrzną oraz materiałem z cyrkulacji zewnętrznej. Kanał Over Flow pozostaje zablokowany więc cały materiał zasilający komorę Intrex przepływa przez objętość wymiennika Intrex. Bilans cieplny obliczyć możemy zgodnie z równaniem (26) pamiętając, że $\dot{Q}_s = 0$ a $\dot{Q}_p$ występuje w znaku odwrotnym, ponieważ w przypadku modelu, gdzie materiał złoża ogrzewany jest przez wodę w wymienniku Intrex powietrze fluidyzacyjne również odbiera ciepło od wymiennika. Otrzymujemy:

$$\dot{Q}_m = \dot{Q}_w - \dot{Q}_p \quad (36)$$

Podstawiając do powyższej zależności równanie (23) otrzymujemy:

$$\dot{m}_t \cdot c_{pm} \cdot (T_{LF} - T_{MAT}) = \dot{Q}_w - \dot{Q}_p \quad (37)$$

Przekształcając równanie (37) otrzymujemy zależność, która pozwala na wyznaczenie masy całkowitej strumienia zasilającego komorę Intrex jako sumy cyrkulacji zewnętrznej oraz wewnętrznej:

$$\dot{m}_t = \frac{\dot{Q}_w - \dot{Q}_p}{c_{pm} \cdot (T_{LF} - T_{MAT})} \quad (38)$$

Otrzymane dane z wyliczenia masy strumienia materiału z cyrkulacji zewnętrznej dla konfiguracji B2 oraz dane z wyliczenia całkowitej masy z cyrkulacji zewnętrznej oraz wewnętrznej zasilającej komorę Intrex w konfiguracji A2 pozwalają na wyznaczenie ilości materiału cyrkulującego, pochodzącego z cyrkulacji wewnętrznej z prostej zależności jak poniżej z przekształcenia równania (20):

$$\dot{m}_{wew} = \dot{m}_t - \dot{m}_{zew} \quad (39)$$

Pozwoliło to na wyznaczenie procentowego udziału cyrkulacji zewnętrznej w całkowitym strumieniu masy zasilającej wymiennik Intrex dla czterech konfiguracji mocowych w zakresie 40-100 % MCR.

9. Badania eksperymentalne

9.1. Badania laboratoryjne – modelowe

Badania modelowe warunków przepływowych dla zmiany zasilania komory Intrex materiałem cyrkulujący przeprowadzono dla 4 obciążeń kotła w zakresie 40 % - 100 % MCR, wyniki dla każdego wariantu przedstawiono poniżej. Dla każdego z obciążeń dokonano pomiaru natężenia strumienia masy materiały cyrkulującego w celu weryfikacji modelu matematycznego i poprawności pomiarów. Wyniki pomiarów przedstawiono w tab. 21.

Moc % MCR	Strumień masowy [kg/s]
40	0,59
60	0,96
80	1,80
100	2,61

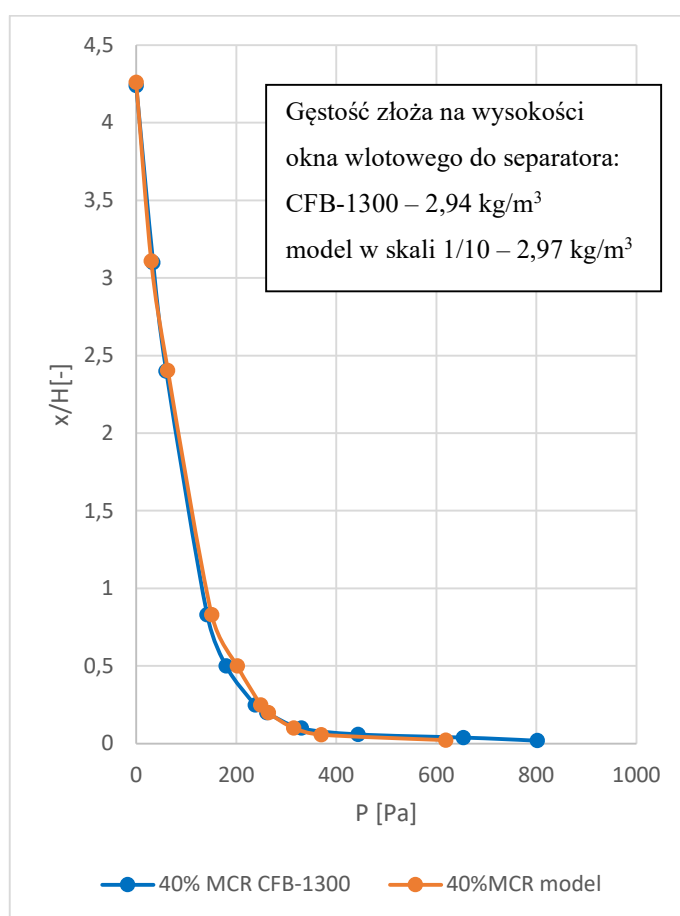
Tab. 21. Strumień masowy cyrkulacji zewnętrznej w zależności od mocy kotła.

9.1.1. Zmiana przepływu materiału cyrkulującego dla 40 % MCR

Ustalenie warunków przepływowych zgodnie z zasadami skalowania odbywało się poprzez dobranie materiału cyrkulującego złoża zgodnie z krzywą z rys. 31 i porównanie rozkładów profilu ciśnienia wzdłuż wysokości komory spalania modelu w skali 1:10 do profilu ciśnienia z obiektu CFB-1300. Zestawienie krzywych profilu ciśnienia przedstawiono na rys. 49. Następnie przy zamkniętym kanale Over Flow w celu eliminacji jego wpływu na pomiar (zgodnie z założeniami modelu matematycznego) przeprowadzano pomiary w 3 seriach, dla każdej z konfiguracji A2 i B2 zgodnie z rys. 47. Wartość mocy wymiennika wyliczano z zależności (22) natomiast wartość współczynnika wymiany ciepła z zależności (40), uzupełnionej o powierzchnie zewnętrzną wymiennika A, dla której wartość przedstawiono w tab. 8

$$HTC = \frac{\dot{Q}_w}{A * \left(\frac{T_{IN} - T_{OUT}}{2} \right) - \left(\frac{T_{MAT} - T_{LF}}{2} \right)} \quad (40)$$

Powyższą metodologię zastosowano do wszystkich badanych obciążeń.



Rys. 49. Rozkład profili ciśnienia dla 40 % MCR.

Zestawienie tabelaryczne wyników pomiarów wraz z obliczonymi mocami i współczynnikami wymiany ciepła dla konfiguracji A2 przedstawiono w tab. 22. Średnia gęstość materiału złoża na wysokości okna wlotowego w trakcie trwania pomiaru wynosiła $2,95 \text{ kg/m}^3$. Prędkość w komorze spalania powyżej części stożkowej wynosiła $0,9 \text{ m/s}$.

Konfiguracja A2 40 % MCR									
Przepływ wody [kg/min]	T_{IN} [°C]	T_{OUT} [°C]	T_{MAT} [°C]	T_{LF} [°C]	dT Intrex [°C]	dT CM [°C]	Q_w [W]	HTC [W/m ² K]	Q_p [W]
5,20	94,02	70,98	37,34	49,49	23,04	12,15	8367,80	362,98	187,75
5,22	96,85	72,92	38,07	50,85	23,93	12,78	8723,81	365,82	196,12
5,21	98,27	74,24	38,99	51,77	24,03	12,78	8743,36	362,63	204,15
Średnia							8611,66	363,81	196,00

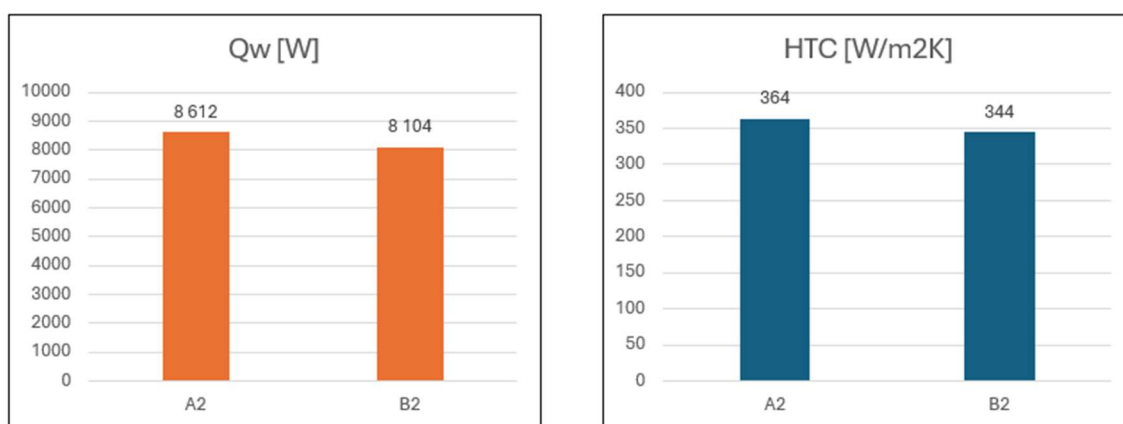
Tab. 22. Zestawienie wartości mierzonych dla konfiguracji A2 przy mocy 40 % MCR wraz z wartościami obliczonymi mocy i współczynnika wymiany ciepła.

Analogicznie w tab. 23 przedstawiono wyniki dla konfiguracji B2 przy obciążeniu 40 % MCR. Prędkość w komorze spalania powyżej części stożkowej wynosiła 0,9 m/s, a średnia gęstość złoża na wysokości okna wlotowego 2,99 kg/m³.

Konfiguracja B2 40 % MCR									
Przepływ wody [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	T _{MAT} [°C]	T _{LF} [°C]	dT Intrex [°C]	dT CM [°C]	Q _w [W]	HTC [W/m ² K]	Q _p [W]
5,48	95,70	74,55	36,52	54,12	21,15	17,60	8094,08	344,70	205,68
5,51	96,46	75,48	37,37	55,09	23,93	17,72	8074,77	344,47	211,75
5,50	97,17	75,97	37,66	55,21	24,03	17,55	8142,57	343,96	216,14
Średnia							8103,81	344,38	211,19

Tab. 23. Zestawienie wartości mierzonych dla konfiguracji B2 przy mocy 40 % MCR wraz z wartościami obliczonymi mocy i współczynnika wymiany ciepła.

Jak można zaobserwować z danych zamieszczonych w tabelach powyżej dla konfiguracji A2 i B2 zmiana mocy wymiennika między konfiguracjami wynosi ~6 % w ujęciu średnim, obrazując spadek mocy wymiennika przy pracy z wyłączoną cyrkulacją wewnętrzną. Również w przypadku współczynnika wymiany ciepła obserwujemy ~ 5 % dla konfiguracji B2 w odniesieniu do konfiguracji A2.



Rys. 50. Zmiana mocy i współczynnika wymiany ciepła dla konfiguracji A2 i B2 przy 40 % MCR.

Zestawienie tych wartości przedstawiono na rys. 50. Warty uwagi jest wzrost różnicy temperatur materiału cyrkulującego zasilającego i opuszczającego komorę Intrex. W obu przypadkach temperatura materiału zasilającego jest podobna, natomiast w przypadku konfiguracji B2 temperatura materiału opuszczającego Intrex (poprzez kanały Lift Leg) jest znacznie wyższa niż w konfiguracji A2. Świadczy to o mniejszej ilości materiału cyrkulującego przepływającego przez objętość wymiennika Intrex, co w przypadku wykluczenia cyrkulacji wewnętrznej jest zgodne z bilansem cieplnym. Spadek

mocy przy jednoczesnym wzroście ΔT może wynikać jedynie ze zmiany strumienia masy materiału zasilającego Intrex.

Na podstawie danych i obliczeń mocy dla konfiguracji B2, możemy obliczyć ilość materiału zasilającego komorę Intrex z cyrkulacji zewnętrznej. Zgodnie z zależnością (35) wyznaczamy ilość materiału cyrkulującego z bilansu cieplnego wymiennika Intrex. Następnie przyjmując dane i moc obliczoną dla konfiguracji A2 możemy obliczyć całkowitą ilość strumienia masy zasilającą Intrex. Zgodnie z zależnością (38) wyznaczamy strumienie materiałów zasilających komorę Intrex z cyrkulacji zewnętrznej i wewnętrznej. Znając te wartości możemy obliczyć z zależności (39) ilość materiału cyrkulującego pochodzącego z cyrkulacji wewnętrznej. Wyniki tych obliczeń przedstawiono w tab. 24 wraz z zestawieniem ze zmierzonym strumieniem materiału z cyrkulacji zewnętrznej.

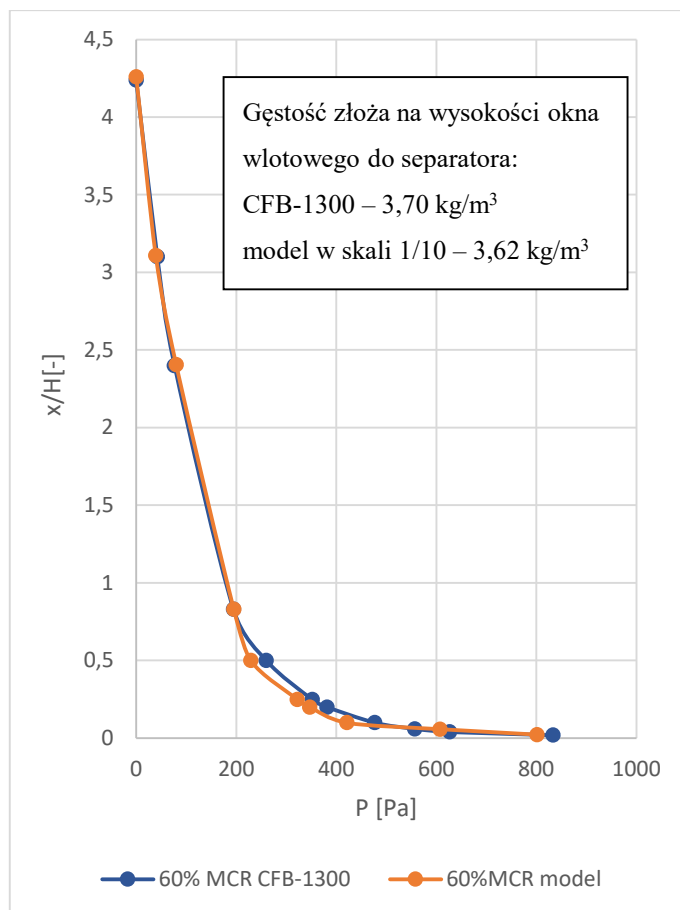
Bilans materiału cyrkulującego dla 40 % MCR				
$\dot{m}_{zew}$ - pomiar [kg/s]	$\dot{m}_{zew}$ - obliczeniowy [kg/s]	$\dot{m}_t$ - obliczeniowy [kg/s]	$\dot{m}_{wew}$ - obliczeniowy [kg/s]	Udział % $\dot{m}_{zew}$
0,59	0,61	0,91	0,30	67

Tab. 24. Bilans materiału cyrkulującego dla obciążenia 40 % MCR.

Różnice w strumieniu materiału cyrkulującego zmierzonego i obliczonego z bilansu cieplnego wymiennika Intrex pochodzą z charakterystyki stanowiska. Inwentarz stanowiska jest stały, to znaczy znajduje się w nim określona ilość materiału cyrkulującego. W trakcie zatrzymania fluidyzacji zamknięcia syfonowego i gromadzenia materiału w nodze opadowej zmniejsza się ilość materiału w objętości komory paleniskowej, a przez to spada gęstość złoża na wysokości okna wlotowego do separatora, powodując zmniejszenie strumienia materiału wpadającego do separatora wraz z upływem czasu.

9.1.2. Zmiana przepływu materiału cyrkulującego dla 60 % MCR

Procedura pomiarowa odbyła się analogicznie do przypadku 40 % MCR. Po ustaleniu zgodności krzywej rozkładu ciśnienia dla modelu w skali z krzywą ciśnienia dla kotła CFB-1300 przeprowadzono pomiary w trzech seriach dla każdej z konfiguracji A2 i B2. Porównanie krzywych rozkładu ciśnienia przedstawiono na rys. 51.



Rys. 51. Rozkład profili ciśnienia dla 60 % MCR.

Tabelaryczne zestawienie wyników pomiarów oraz obliczeń mocy i współczynnika wymiany ciepła dla konfiguracji A2 przedstawiono w tab. 25. Średnia gęstość na wysokości okna wlotowego do separatora wynosiła $3,70 \text{ kg/m}^3$, a prędkość w komorze paleniskowej powyżej części stożkowej $1,0 \text{ m/s}$. Analogicznie ten sam zestaw danych przedstawiono w tab. 26 dla konfiguracji B2.

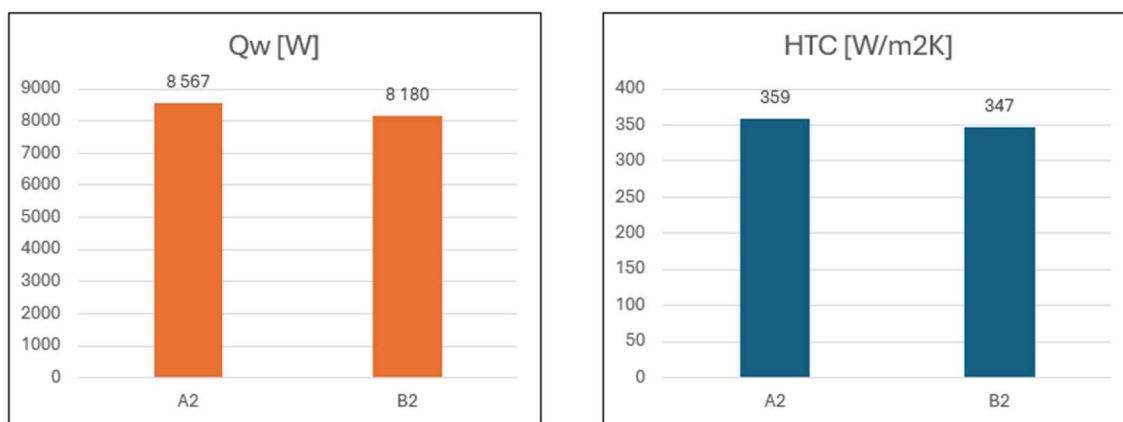
Konfiguracja A2 60 % MCR									
Przepływ wody [kg/min]	T_{IN} [°C]	T_{OUT} [°C]	T_{MAT} [°C]	T_{LF} [°C]	dT Intrex [°C]	dT CM [°C]	Q_w [W]	HTC [W/m ² K]	Q_p [W]
5,02	93,09	69,21	36,72	45,91	23,88	9,19	8371,57	356,27	160,81
5,07	94,53	70,14	37,09	46,42	24,39	9,32	8634,69	360,76	163,18
5,04	95,29	70,58	37,29	46,76	24,71	9,47	8695,29	360,37	164,24
Średnia							8567,18	359,13	162,74

Tab. 25. Zestawienie wartości mierzonych dla konfiguracji A2 przy mocy 60 % MCR wraz z wartościami obliczonymi mocy i współczynnika wymiany ciepła.

Konfiguracja B2 60 % MCR									
Przepływ wody [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	T _{MAT} [°C]	T _{LF} [°C]	dT Intrex [°C]	dT CM [°C]	Q _w [W]	HTC [W/m ² K]	Q _p [W]
5,13	93,02	70,27	36,50	47,49	22,76	10,99	8151,86	348,52	183,44
5,06	93,97	70,83	36,74	47,79	23,14	11,05	8177,50	345,43	184,27
5,08	94,42	71,28	37,01	48,35	23,14	11,34	8209,82	346,46	186,74
Średnia							8179,73	346,81	184,82

Tab. 26. Zestawienie wartości mierzonych dla konfiguracji B2 przy mocy 60 % MCR wraz z wartościami obliczonymi mocy i współczynnika wymiany ciepła.

Prędkość powyżej części stożkowej dla konfiguracji B2 wynosiła 1,0 m/s a gęstość na wysokości okna wlotowego 3,54 kg/m³. Z danych pomiarowych i obliczeń dla konfiguracji A2 i B2 można zaobserwować, że dla obciążenia 60 % MCR zmiana mocy wymiennika jest mniejsza niż w przypadku 40 % MCR i wynosi 4,5 % - spadek względem konfiguracji z otwartą cyrkulacją wewnętrzną. Analogicznie współczynnik wymiany ciepła zmniejsza się wraz z zablokowaniem cyrkulacji wewnętrznej dla konfiguracji B2 w stosunku do konfiguracji A2 i wynosi 3,5 %. Zmiany w mocy wymiennika i współczynnika wymiany ciepła przedstawiono na rys. 52



Rys. 52. Zmiana mocy i współczynnika wymiany ciepła dla konfiguracji A2 i B2 przy 60 % MCR.

Dane pomiarowe temperatury materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex - T_{MAT} oraz opuszczającego komorę Intrex – T_{LF} wskazują na mniejszy udział materiału pochodzącego z cyrkulacji zewnętrznej w wymianie ciepła w wymienniku Intrex. Różnica w temperaturze materiału cyrkulującego opuszczającego komorę Intrex między konfiguracją A2 i B2 jest znacznie niższa niż w przypadku konfiguracji dla obciążenia 40 % MCR. Zaznaczyć należy również, że przyrost temperatury materiału cyrkulującego przepływającego przez komorę Intrex jest znacznie niższy w porównaniu do obciążenia 40 % MCR. Świadczy to o większym całkowitym strumieniu materiału

cyrkulującego, który zasila komorę Intrex i bierze udział w wymianie ciepła. Potwierdzeniem tego jest pomiar ilości materiału cyrkulującego i obliczenia strumienia masy materiału pochodzącego z cyrkulacji zewnętrznej zgodnie z bilansem cieplnym równaniem (35) i (38). Zestawienie danych pomiarowych i obliczeniowych przedstawiono w tab. 27.

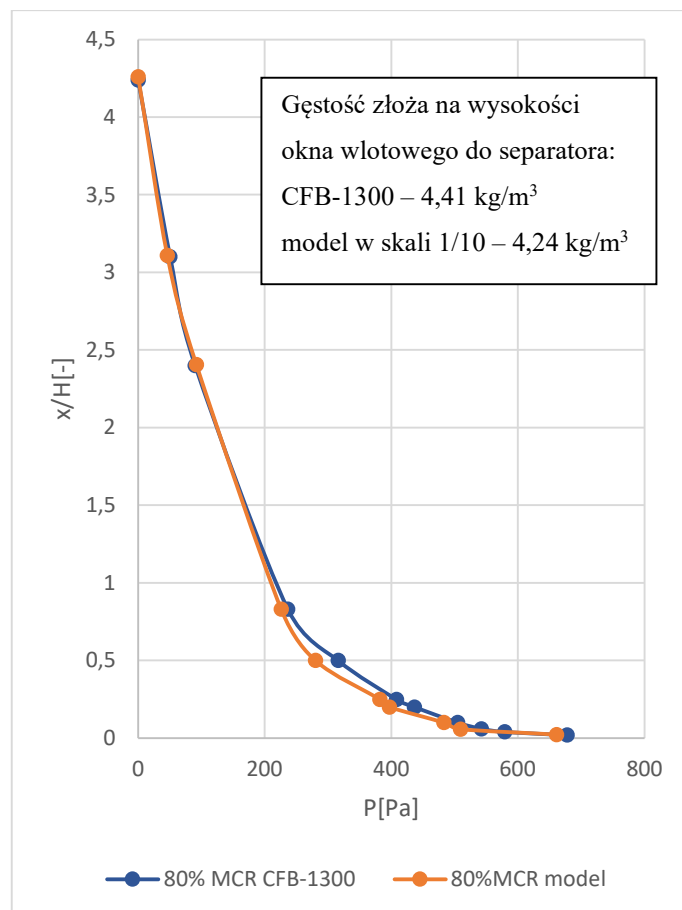
Bilans materiału cyrkulującego dla 60 % MCR				
$\dot{m}_{zew}$ - pomiar [kg/s]	$\dot{m}_{zew}$ - obliczeniowy [kg/s]	$\dot{m}_t$ - obliczeniowy [kg/s]	$\dot{m}_{wew}$ - obliczeniowy [kg/s]	Udział % $\dot{m}_{zew}$
0,96	0,97	1,22	0,25	80

Tab. 27. Bilans materiału cyrkulującego dla obciążenia 60 % MCR.

Różnica między wartościami zmierzonymi a obliczonymi dla materiału z cyrkulacji zewnętrznej wynika z tych samych powodów jak w przypadku obciążenia 40 % MCR. Zmniejszanie się gęstości materiału warstwy wraz z magazynowaniem materiału cyrkulującego w nodze opadowej. W porównaniu do 40 % MCR przy 60 % MCR widać znaczący wzrost udziału materiału z cyrkulacji zewnętrznej w całkowitym strumieniu materiału zasilającego komorę wymiennika Intrex.

9.1.3. Zmiana przepływu materiału cyrkulującego dla 80 % MCR

Analogicznie do poprzednich przypadków procedura pomiarowa rozpoczęła się od ustalenia krzywej rozkładu ciśnienia. Porównanie krzywych rozkładu dla modelu w skali 1/10 oraz kotła CFB-1300 wzdłuż wysokości komory paleniskowej przedstawiono na rys. 53 Następnie wykonano pomiary dla każdej z konfiguracji A2 i B2. Tabelaryczne zestawienie wyników pomiarów, obliczeń mocy i współczynnika wymiany ciepła dla konfiguracji A2 przedstawiono w tab. 28. Prędkość w komorze spalania powyżej części stożkowej wynosiła 1,3 m/s, a gęstość na wysokości okna wlotowego do separatora wynosiła 4,23 kg/m³. Zestawienie tabelaryczne wyników pomiarów oraz obliczeń mocy i współczynnika wymiany ciepła dla konfiguracji B2 przedstawiono w tab. 29. Prędkość w komorze spalania powyżej części stożkowej wynosiła 1,3 m/s, a gęstość złoża na wysokości okna wlotowego do separatora wynosiła 4,26 kg/m³.



Rys. 53. Rozkład profili ciśnienia dla 80 % MCR.

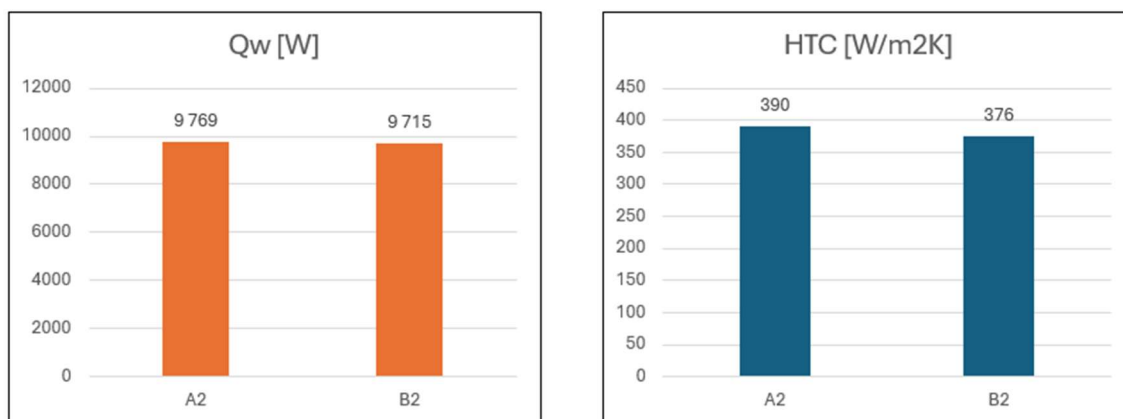
Konfiguracja A2 80 % MCR									
Przepływ wody [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	T _{MAT} [°C]	T _{LF} [°C]	dT Intrex [°C]	dT CM [°C]	Q _w [W]	HTC [W/m²K]	Q _p [W]
5,00	97,20	69,07	37,23	44,24	28,13	7,01	9822,29	392,74	161,22
5,00	99,11	70,33	37,87	45,01	28,78	7,15	10049,48	393,63	166,45
4,97	96,20	69,02	37,69	44,14	27,18	6,45	9433,99	383,62	161,50
Średnia							9768,59	390,00	163,05

Tab. 28. Zestawienie wartości mierzonych dla konfiguracji A2 przy kotła 80 % MCR wraz z wartościami obliczonymi mocy i współczynnika wymiany ciepła.

Konfiguracja B2 80 % MCR									
Przepływ wody [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	T _{MAT} [°C]	T _{LF} [°C]	dT Intrex [°C]	dT CM [°C]	Q _w [W]	HTC [W/m²K]	Q _p [W]
5,05	97,95	69,97	36,51	43,83	27,98	7,32	9867,62	381,98	143,28
5,05	98,76	70,69	37,12	44,42	28,07	7,30	9900,06	381,84	146,49
5,00	97,83	70,97	37,36	44,10	26,86	6,74	9378,62	364,05	144,87
Średnia							9715,43	375,96	144,88

Tab. 29. Zestawienie wartości mierzonych dla konfiguracji B2 przy mocy 80 % MCR wraz z wartościami obliczonymi mocy i współczynnika wymiany ciepła.

Porównanie danych pomiarowych i obliczeniowych dla konfiguracji A2 i B2 obrazuje zmianę mocy wymiennika poniżej 1 % a zmianę w wielkości współczynnika wymiany ciepła wynoszącą 3,6 %. Porównanie mocy wymiennika i wartości współczynnika wymiany ciepła dla obu konfiguracji przedstawiono na rys. 54.



Rys. 54. Zmiana mocy i współczynnika wymiany ciepła dla konfiguracji A2 i B2 przy 80 % MCR.

Temperatury materiału cyrkulującego opuszczającego komorę Intrex dla obu konfiguracji są zbliżone a różnica temperatur między T_{MAT} i T_{LF} jest nieznacznie wyższa dla konfiguracji B2. Świadczy to o bardzo dużym udziale materiału cyrkulującego, pochodzącego z cyrkulacji zewnętrznej w całkowitym strumieniu materiału zasilającego komorę Intrex. Udział cyrkulacji zewnętrznej w całości strumienia materiału zasilającego komorę Intrex wynosi 96 %. Potwierdzają to dane pomiarowe strumienia masy materiału cyrkulującego oraz wyliczenia cyrkulacji zewnętrznej z bilansu cieplnego wymiennika. Dane pomiarowe i obliczeniowe przedstawiono w tab. 30.

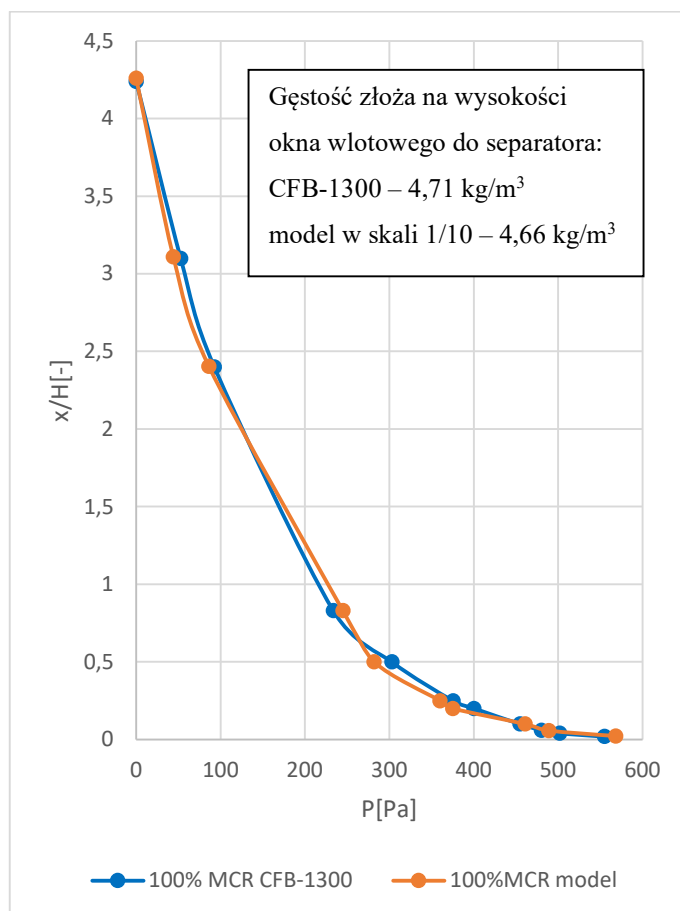
Bilans materiału cyrkulującego dla 80 % MCR				
m_{zew} - pomiar [kg/s]	m_{zew} - obliczeniowy [kg/s]	m_t - obliczeniowy [kg/s]	m_{wew} - obliczeniowy [kg/s]	Udział % m_{zew}
1,80	1,82	1,89	0,07	96

Tab. 30. Bilans materiału cyrkulującego dla obciążenia 80 % MCR.

9.1.4. Zmiana przepływu materiału cyrkulującego dla 100 % MCR

Ustalono rozkład ciśnienia wzdłuż komory paleniskowej zgodnie z krzywą przedstawioną na rys. 31 analogicznie do poprzednich przypadków. Następnie wykonano 3 serie pomiarów, dla każdej z konfiguracji zasilania komory Intrex. Tabelaryczne zestawienie wyników pomiarów i obliczeń mocy wymiennika Intrex oraz współczynnika

wymiany ciepła przedstawiono w tab. 31 dla konfiguracji A2, a w tab. 32 dla konfiguracji B2. Prędkość w komorze paleniskowej powyżej części stożkowej dla konfiguracji A2 wynosiła 1,64 m/s, a gęstość na wysokości okna wlotowego 4,52 kg/m³. Dla konfiguracji B2 gęstość złoża na wysokości wlotu do separatora wynosiła 4,79 kg/m³, a prędkość powyżej części stożkowej 1,65 m/s.



Rys. 55. Rozkład profili ciśnienia dla 100 % MCR.

Konfiguracja A2 100 % MCR									
Przepływ wody [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	T _{MAT} [°C]	T _{LF} [°C]	dT Intrex [°C]	dT CM [°C]	Q _w [W]	HTC [W/m ² K]	Q _p [W]
5,02	98,32	69,03	37,34	42,92	29,29	5,57	10267,07	399,76	149,57
5,03	98,23	69,42	37,98	43,50	28,81	5,53	10119,61	398,25	153,44
5,02	98,60	69,80	38,34	43,86	28,79	5,52	10093,30	397,03	155,56
Średnia							10159,99	398,35	152,85

Tab. 31. Zestawienie wartości mierzonych dla konfiguracji A2 przy mocy 100 % MCR wraz z wartościami obliczonymi mocy i współczynnika wymiany ciepła.

Dla przypadku 100 % MCR należy zwrócić uwagę, że dla konfiguracji B2 w porównaniu do konfiguracji A2 wyższa jest moc wymiennika oraz wartość

współczynnika wymiany ciepła. Moc zwiększa się o 1 % a współczynnik wymiany ciepła o 0,5 %.

Konfiguracja B2 100 % MCR									
Przepływ wody [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	T _{MAT} [°C]	T _{LF} [°C]	dT Intrex [°C]	dT CM [°C]	Q _w [W]	HTC [W/m ² K]	Q _p [W]
5,04	98,25	68,75	37,10	42,20	29,51	5,09	10385,40	401,54	147,42
5,01	98,19	68,97	37,57	42,80	29,22	5,22	10224,22	399,42	150,17
5,03	97,87	68,94	37,67	42,96	28,93	5,29	10161,06	399,77	151,03
Średnia							10256,90	400,24	149,54

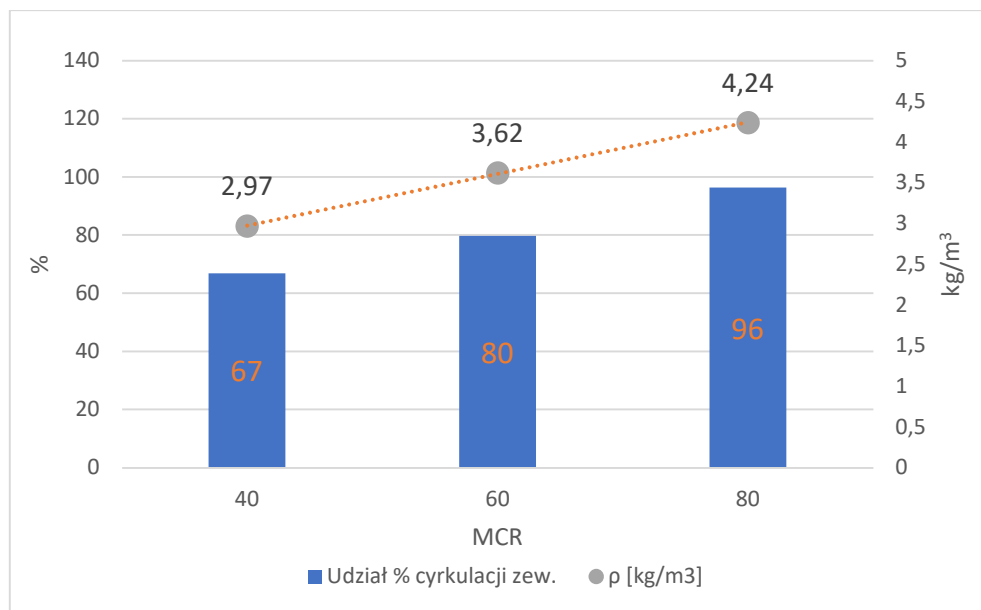
Tab. 32. Zestawienie wartości mierzonych dla konfiguracji B2 przy mocy 100 % wraz z wartościami obliczonymi mocy i współczynnika wymiany ciepła.

Mimo, iż są to wartości pomijalne w tego typu pomiarach – zmienność warunków, może być to spowodowane większą gęstością na wysokości wlotu do separatora w przypadku konfiguracji B2. Zestawienie tabelaryczne danych pomiarowych materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex oraz danych obliczeniowych z bilansu cieplnego wymiennika Intrex przedstawiono w tab. 33.

Bilans materiału cyrkulującego dla 100 % MCR				
m _{zew} - pomiar [kg/s]	m _{zew} - obliczeniowy [kg/s]	m _t - obliczeniowy [kg/s]	m _{wew} - obliczeniowy [kg/s]	Udział % m _{zew}
2,61	2,63	2,44	-0,19	108

Tab. 33. Bilans materiału cyrkulującego dla obciążenia 100 % MCR.

Ujemna wartość cyrkulacji wewnętrznej wynika z wspomnianej powyżej różnicy gęstości w górnej części komory paleniskowej modelu kotła dla konfiguracji B2, w porównaniu do konfiguracji A2. Mając na uwadze zestawienie danych gęstości złoża na wysokości okna wlotowego i jego wpływu na procentowy udział cyrkulacji zewnętrznej w całkowitym strumieniu materiału zasilającego komorę Intrex rys. 56, z obserwacji trendu dla obciążeń 40-80 % MCR podstawnym jest przyjęcie założenia, iż w przypadku 100 % MCR udział cyrkulacji wewnętrznej jest pomijalny i 100 % materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex pochodzi z cyrkulacji zewnętrznej. Różnica w mocy wymiennika i wartości współczynnika wymiany ciepła pochodzi bezpośrednio z różnicy gęstości warstwy cyrkulacyjnej na wysokości okna wlotowego.



Rys. 56. Udział procentowy cyrkulacji zewnętrznej w całkowitym strumieniu masy zasilającej komorę Intrex w odniesieniu do gęstości złoża na wysokości okna wlotowego do separatora.

9.2. Zmiana prędkości fluidyzacji – ograniczenie zużycia powietrza sprężonego na potrzeby własne. Badania przemysłowe na obiekcie CFB-1300

W aktualnej konfiguracji powietrze do fluidyzacji komór Intrex oraz zamknięć syfonowych na obiekcie CBF-1300, dostarczane jest przez 3 dmuchawy firmy Cegielski, każda o mocy 570 kW. Dmuchawy pracują w układzie szeregowym dwie pozostają w ruchu, a jedna w rezerwie. Ilość powietrza dostarczanego do układu fluidyzacji jest większa niż wymagana, dlatego stosuje się upust technologiczny do układu powietrza pierwotnego.

W celu ustalenia dokładnego wpływu zmniejszenia prędkości fluidyzacji na pracę wymiennika Intrex oraz płynące z tego oszczędności w postaci zmniejszenia zużycia powietrza na potrzeby własne kotła, przeprowadzono testy na obiekcie CFB-1300 zmieniając prędkość fluidyzacji z 0,56 m/s – aktualne warunki pracy, do 0,3 m/s – wartości projektowe. Testy przeprowadzono jednocześnie dla Intrex 5-8 pracujących jako ostatni stopień przegrzewu pary zgodnie ze schematem rys. 8 i rys. 9 oznaczonych jako SH IV.

Prędkość fluidyzacji komory Intrex [m/s]	P.pary	T.mat-przed IX5	T.mat-przed IX6	T.mat-przed IX7	T.mat-przed IX8	T.mat za IX5	T.mat za IX6	T.mat za IX7	T.mat za IX8	T.Pary przed IX5	T.Pary przed IX6	T.Pary przed IX7	T.Pary przed IX8	T.Pary za IX5	T.Pary za IX6	T.Pary za IX7	T.Pary za IX8	$\dot{m}_p$ [kg/s]	Wtrysk wody
0,56	151	773	775	761	765	750	733	733	712	505	505	507	507	558	562	554	566	39,75	22%(3 kg/s)
0,3	154	778	771	760	774	728	712	687	695	505	505	500	500	559	561	554	565	40,50	22%(3 kg/s)

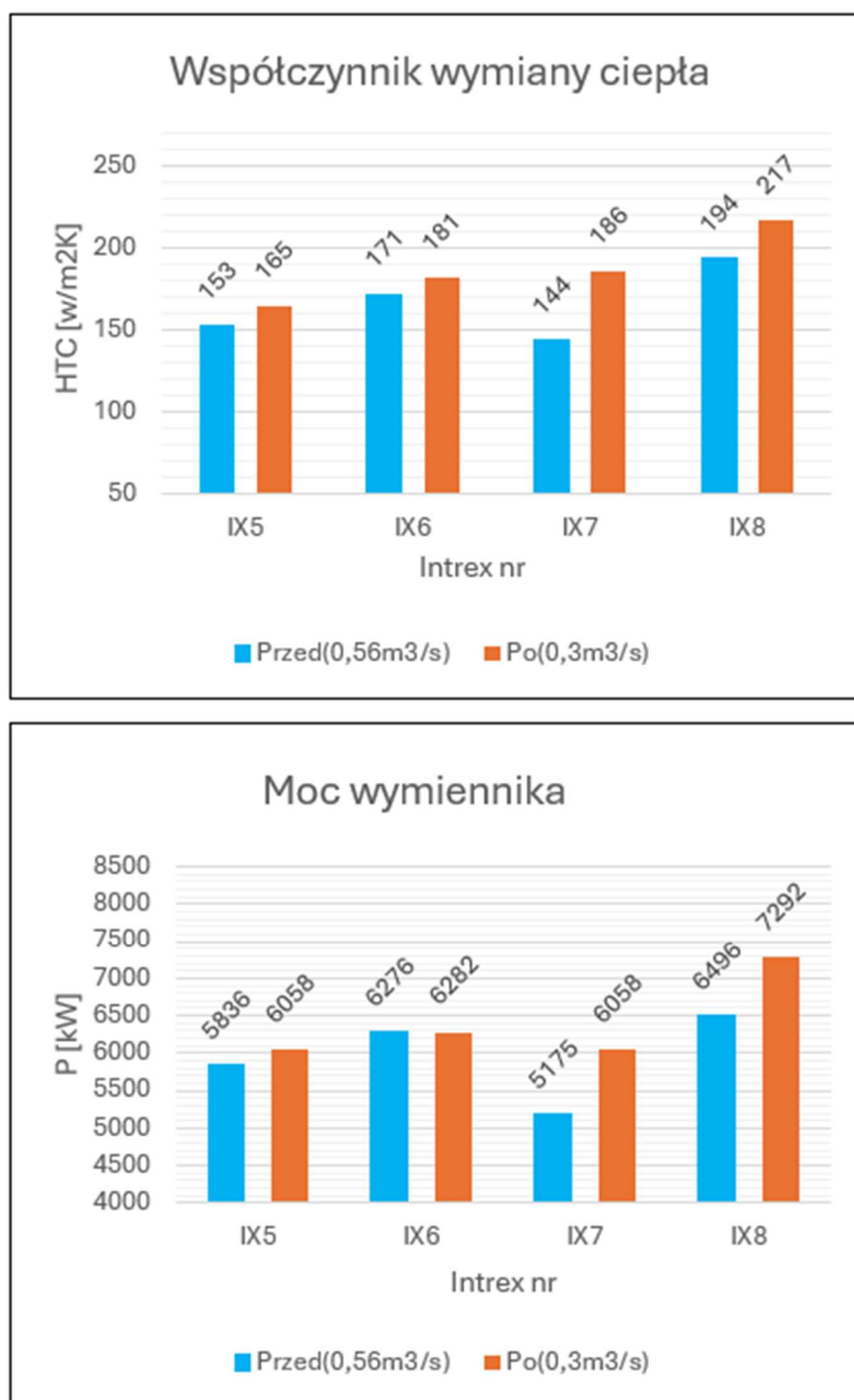
Tab. 34. Parametry pracy wymiennika Intrex przed i po zmianie prędkości fluidyzacji komory Intrex.

Testy przeprowadzono dla mocy kotła $\sim 45\%$ MCR przepływ pary świeżej 159 kg/s. W tab. 34 zestawiono główne parametry procesowe pracy wymiennika Intrex tj. temperatura materiału zasilającego komorę Intrex – T.mat. przed IX5 (IX oznacza wymiennik Intrex a liczba numer wymiennika), T.mat. za IX – temperatura materiału opuszczającego komorę Intrex, T.Pary przed IX – temperatura pary na wejściu do wymiennika Intrex, T.Pary za IX – Temperatura pary za wymiennikiem Intrex, $\dot{m}_p$ – przepływ pary świeżej przez wymiennik Intrex, Wtrysk wody – ilość wody wtryskiwanej przed wymiennikiem Intrex w celu regulacji temperatury pary.

Na podstawie powyższych danych dokonano obliczeń mocy wymiennika i współczynnika wymiany ciepła dla obu przypadków przy założeniu c_p pary 2,77 kJ/kgK. Zestawienie tabelaryczne wyników pomiarów przedstawiono w tab. 35.

Nr wymiennika	Prędkość fluidyzacji 0,56 m/s		Prędkość fluidyzacji 0,3 m/s	
	$\dot{Q}_w$ [kW]	HTC [W/m ² K]	$\dot{Q}_w$ [kW]	HTC [W/m ² K]
IX5	5835,7	152,6	6058,0	165,0
IX6	6276,1	171,3	6282,4	181,4
IX7	5175,1	143,7	6058,0	185,6
IX8	6496,3	193,6	7292,0	217,3
Średnia	5945,8	165,3	6422,6	187,3

Tab. 35. Moc i współczynnik wymiany ciepła dla Intrex przy 45 % MCR z różnymi poziomami fluidyzacji komory Intrex.



Rys. 57. Zestawienie współczynnika wymiany ciepła i mocy dla poszczególnych wymienników Intrex.

Jak można zaobserwować przy zmianie prędkości fluidyzacji z 0,56 m/s do 0,3 m/s wzrósł strumień ciepła przejmowany przez wymiennik w ujęciu średnim oraz zwiększył się współczynnik wymiany ciepła. Średni przyrost strumienia ciepła wynosi 8 %, a średni przyrost współczynnika wymiany ciepła 13 %.

Zestawienie tych wartości przedstawiono na rys. 57. Z przedstawionych danych wynika, że zmiana prędkości fluidyzacji nie wpływa na wszystkie wymienniki Intrex w

tym samym stopniu. Należy również zauważyć, iż przed zmianą prędkości fluidyzacji parametry pracy wymienników pod względem przejmowanego strumienia ciepła i współczynnika wymiany ciepła, również nie są na tym samym poziomie. Wynika to z różnej ilości materiału cyrkulującego płynącego przez komorę Intrex danego wymiennika, co jest spowodowane dynamiczną charakterystyką złoża fluidalnego (lokalne fluktuacje złoża spowodowane np. dystrybucją i jakością paliwa oraz dystrybucją powietrza). Uwzględnić należy również konfigurację wymienników Intrex 5-8 zgodnie z rys. 9, ich praca w układzie równoległym może powodować różne wartości przepływu spowodowane lokalnymi warunkami wymiany ciepła (wpływ na dynamiczny współczynnik lepkości – spadek lub wzrost zależny od temperatury powodujący wzrost lub spadek strat przepływu). Dlatego do dalszych rozważań przyjęto wartości uśrednione dla wszystkich badanych wymienników.

Wzrost strumienia ciepła przejmowanego przez wymienniki oraz wzrost współczynnika wymiany ciepła podyktowany jest zmianą warunków wymiany ciepła w komorze wymiennika Intrex, przy zmniejszeniu prędkości fluidyzacji. Zgodnie z danymi literaturowymi wraz ze zmianą prędkości fluidyzacji w danym zakresie wzrasta współczynnik wymiany ciepła, podyktowany zmianą udziału konwekcji gazowej na rzecz konwekcji emulsji cząstek złoża fluidalnego. Wartość współczynnika wymiany ciepła konwekcji ziaren materiału złoża jest kilkukrotnie większa niż współczynnika wymiany ciepła konwekcji gazowej. Zmniejsza się również wielkość pęcherzy gazu fluidyzacyjnego przepływających przez złożo, co powoduje zwiększenie powierzchni kontaktu między ziarnami materiału cyrkulującego, a powierzchnią wymiennika. Wzrasta też gęstość złoża – z danych pomiarowych obliczona gęstość złoża dla prędkości fluidyzacji komory Intrex 0,56 m/s wynosi 869 kg/m^3 , a dla prędkości fluidyzacji 0,3 m/s wzrasta do 917 kg/m^3 . Przekłada się to na wzrost całkowitego współczynnika wymiany ciepła.

9.2.1 Wpływ zmiany prędkości fluidyzacji na zmniejszenie zapotrzebowania powietrza na potrzeby własne

Jak wspomniano we wcześniejszym rozdziale powietrze do fluidyzacji komór wymienników Intrex oraz zamknięć syfonowych dostarczane jest przez dmuchawy Cegielskiego. Jednocześnie w układzie transportu mączki kamienia wapiennego pracuje

6 dmuchaw firmy ARZEN o mocy 22 kW każda i 4 dmuchawy również firmy ARZEN do transportu popiołu lotnego o mocy 45 kW każda.

Dmuchawy Cegielskiego dostarczają nadmiar powietrza, dlatego zastosowano upust technologiczny do powietrza pierwotnego. Zmiana ilości podawanego powietrza do komór wymienników Intrex spowoduje oszczędności w ilości powietrza, które mogą zostać wykorzystane zamiast powietrza dostarczanego przez 10 dmuchaw firmy ARZEN wykorzystywanych do transportu pneumatycznego. Zapotrzebowanie powietrza do transportu kamienia wapiennego i popiołu, które pokrywają dmuchawy ARZEN wynosi $3 \text{ m}^3/\text{s}$. W tabeli zestawiono ilości powietrza jakie niesie za sobą zmiana prędkości fluidyzacji z $0,56 \text{ m/s}$ do $0,3 \text{ m/s}$ dla jednej komory wymiennika Intrex.

	Prędkość fluidyzacji [m/s]	Wydatek powietrza [m ³ /s]
Przed	0,56	1,07
Po	0,30	0,57
Zmiana	0,26	0,50

Tab. 36. Zmiana prędkości fluidyzacji i wydatku powietrza dla jednej komory Intrex.

Dane pochodzą z systemu DCS kotła CFB-1300. Jak widać oszczędność powietrza pochodząca ze zmiany prędkości fluidyzacji wynosi $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$ dla jednego wymiennika Intrex. W układzie kotła CFB-1300 pracuje 8 takich wymienników: 4 w układzie pary świeżej i 4 w układzie pary wtórnej. Zmiana prędkości fluidyzacji dla wszystkich 8 wymienników niesie za sobą oszczędność w powietrzu fluidyzacyjnym na poziomie $4 \text{ m}^3/\text{s}$. Wynika z tego, że oszczędność na powietrzu fluidyzacyjnym jest w stanie zaspokoić w całości ilość powietrza potrzebnego do transportu pneumatycznego kamienia wapiennego oraz popiołu lotnego, co pozwoli na wyłączenie całkowicie z eksploatacji 10 dmuchaw firmy ARZEN.

Kalkulacja potencjalnych oszczędności na przykładzie $\sim 75\%$ WMT (moc w paliwie $\sim 800 \text{ MW}$) przedstawiona jest w tab. 37. Założenia przyjęte do kalkulacji: cena węgla zgodnie z danymi publikowanymi przez Agencja Rozwoju Przemysłu S.A na stornie internetowej POLSKI RYNEK WĘGLA, średnia moc w paliwie 75% jest to moc w zakresie, której najczęściej w ostatnim okresie czasu pracuje jednostka CFB-1300, wartość opałow przyjęta na podstawie średniej z analiz paliwa. Poniższa kalkulacja przedstawia jedynie oszczędności pochodzące z konsumpcji energii do zasilania

dmuchaw ARZEN, nie uwzględnia ona dodatkowych oszczędności z tytułu przeglądów, serwisów, awarii czy materiałów eksploatacyjnych.

Ilość godzin pracy bloku	h	7900
Cena węgla	PLN/tona	336
Moc kotła w paliwie - ~75 % WMT	MW	800
Zmniejszenie energii na potrzeby własne:		
Dmuchawy ARZEN (6x22kW;4x45kW)	MW	0,312
Sprawność obiegu dla obciążenia 75 % WMT	%	43
Zmniejszenie zapotrzebowania na energię w paliwie	MW	0,726
Wartość opałowa paliwa	MJ/kgK	21
Zmniejszenie strumienia paliwa	kg/s	0,035
Zmniejszenie strumienia paliwa	t/h	0,127
Roczne zmniejszenie zużycia węgla	t	983
Roczne oszczędności	PLN	330288

Tab. 37. Kalkulacja potencjalnych oszczędności przy zmniejszeniu prędkości fluidyzacji.

Kalkulacja nie uwzględnia również kosztów modyfikacji układów doprowadzenia powietrza w przypadku wyłączenia z eksploatacji dmuchaw firmy ARZEN.

10. Predykcja wpływu zmiany obiegu materiału cyrkulującego na pracę wymiennika Intrex w CFB-1300

W celu oszacowania wpływu zmiany obiegu materiału cyrkulującego na parametry pracy wymiennika Intrex przyjęto następujące założenia wynikające z przeprowadzonych testów na modelu badawczym oraz testów zmiany prędkości fluidyzacji na obiekcie przemysłowym CFB-1300. Zmiana poziomu wymiany ciepła dla wymiennika Intrex dla każdego testowanego obciążenia przy wykluczeniu cyrkulacji zewnętrznej, została przyjęta z badań modelowych laboratoryjnych. Predykcja uwzględnia również wzrost poziomu wymiany o 8 %, który zaobserwowano w trakcie badań zmiany prędkości fluidyzacji na obiekcie przemysłowym. Z badań na obiekcie przemysłowym wynika, iż poziom wymiany ciepła w ścianach komory Intrex przy

zmianie prędkości fluidyzacji z 0,56 m/s do 0,3 m/s pozostał na takim samym poziomie dla obu przypadków. Rozdział materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex z cyrkulacji zewnętrznej i wewnętrznej przyjęty został z bilansu wymiennika Intrex dla każdego obciążenia z badań laboratoryjnych. Ciepło właściwe materiału cyrkulującego przyjęto na podstawie danych literaturowych $c_{pm} = 1 \text{ kJ/kgK}$ [64] [65]. Aby przenieść ilość materiału cyrkulującego z warunków „zimnych” modelowych do warunków panujących w obiekcie przemysłowym odniesiono się do skali stanowiska oraz współczynnika uwzględniającego stosunek prędkości unosu modelu w skali i obiektu rzeczywistego zgodnie z poniższym równaniem:

$$X_s = \frac{U_{m_{mod}} - U_{unos_{mod}}}{U_m - U_{unos}} = 3,3$$

gdzie: $U_{m_{mod}}$ - prędkość w stanowisku badawczym, $U_{unos_{mod}}$ - prędkość opadania dla d50 PSD materiału w stanowisku badawczym, U_m - prędkość w komorze spalania kotła CFB-1300, U_{unos} - prędkość opadania dla d50 PSD materiału w konturze kotła CFB-1300.

Dane pomiarowe temperatury wody na zasilaniu ścian komory Intrex i na wylocie z wymiennika oraz przepływ masowy z systemu DCS kotła pozwoliły na wyznaczenie mocy cieplnej $\dot{Q}_s$. Analogicznie dane pomiarowe temperatury pary zasilającej wymiennik Intrex oraz opuszczającej wymiennik, a także przepływ masowy pozwoliły na wyznaczanie mocy cieplnej $\dot{Q}_w$.

Zmiana temperatury powietrza fluidyzującego obliczona została jako różnica temperatur powietrza za dmuchawami Cegielskiego a temperaturą materiału zasilającego komorę Intrex z cyrkulacji zewnętrznej. Wydatek masowy obliczony został z prędkości fluidyzacji i pola przekroju komory Intrex, co pozwoliło na wyliczenie strumienia cieplnego przejmowanego przez powietrze fluidyzacyjne $\dot{Q}_p$.

10.1. Wpływ zmiany obiegu materiału cyrkulującego dla mocy 40 % MCR

Dane pomiarowe ilości materiału cyrkulującego oraz bilans cieplny wymiennika Intrex na stanowisku badawczym uwzględniający reguły skalowania pozwoliły na wyznaczenie strumieni masy materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex. Wartość strumieni masy cyrkulacji zewnętrznej i wewnętrznej przedstawiono w tab. 38.

Bilans materiału cyrkulującego		
m_{zew} [kg/s]	m_{wew} [kg/s]	m_t [kg/s]
181	89	270

Tab. 38. Bilans materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex dla obciążenia kotła 40 % MCR.

Dane z systemu DCS dotyczące temperatury i przepływu dla ścian komory Intrex oraz wymiennika rurowego Intrex umożliwiły na wyliczenie mocy cieplnej, jaką przejmują poszczególne powierzchnie wymiany z materiału zasilającego objętość komory wymiennika. Obliczeń dokonano dla aktualnej konfiguracji z zasilaniem z obu strumieni cyrkulacji wewnętrznej i zewnętrznej. Korzystając z zależności (23) przy założeniu, że $\dot{Q}_t = \dot{Q}_m$ wyznaczono dT materiału cyrkulującego. Mając z danych pomiarowych temperaturę materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex, możemy obliczyć temperaturę materiału opuszczającego komorę Intrex. Zestawienie parametrów pracy wymiennika Intrex i składowych mocy cieplnej w układzie wymiennika przedstawiono w tab. 39.

Prędkość fluidyzacji 0,56 m/s, praca z cyrkulacją wewnętrzną							
$\dot{Q}_p$ [MW]	$\dot{Q}_s$ [MW]	$\dot{Q}_w$ [MW]	$\dot{Q}_t$ [MW]	$dT_{mat\ cyrk}$ [°C]	T_{MAT} [°C]	T_{LF} [°C]	t_{rt} [s]
1,17	1,99	6,22	9,39	34,7	706	671	38

Tab. 39. Bilans mocy cieplnej i parametrów materiału cyrkulującego - aktualne warunki pracy dla obciążenia 40 % MCR.

Mając na uwadze wzrost strumienia ciepła przejmowanego przez wymiennik podczas testów zmniejszenia prędkości fluidyzacji (obniżenie prędkości fluidyzacji jest jednym z założeń planowanej modyfikacji) przyjęto w obliczeniach 8 % wzrost strumienia ciepła przejmowanego przez wymiennik. Z badań laboratoryjnych na modelu w skali dla mocy 40 % MRC jednoznacznie wynika spadek mocy cieplnej przejmowanej przez wymiennik spowodowany zamknięciem cyrkulacji wewnętrznej o 6 %. Wartości te odniesiono do strumienia ciepła przejmowanego przez wymiennik dla konfiguracji z cyrkulacją wewnętrzną, obrazując stan dla konfiguracji z zamkniętą cyrkulacją wewnętrzną oraz zmniejszoną prędkością fluidyzacji komory Intrex. Dodatkowo zmianie uległa ilość ciepła przejmowana przez powietrze fluidyzacyjne z powodu zmniejszenia strumienia masowego powietrza, dla prędkości fluidyzacji 0,3 m/s. Na podstawie mocy cieplnych poszczególnych składowych i strumienia masy materiału cyrkulującego pochodzącego tylko z cyrkulacji zewnętrznej obliczono, zmianę dT materiału

cyrkulującego zasilającego komorę wymiennika Intrex. Dane składowych strumieni ciepła przejmowanego przez wymiennik i parametrów pracy dla modyfikacji obiegu i zmniejszenia prędkości fluidyzacji przedstawiono w tab. 40.

Prędkość fluidyzacji 0,3 m/s, praca bez cyrkulacji wewnętrznej							
$\dot{Q}_p$ [MW]	$\dot{Q}_s$ [MW]	$\dot{Q}_w$ [MW]	$\dot{Q}_t$ [MW]	$dT_{\text{mat cyrk}}$ [°C]	T_{MAT} [°C]	T_{LF} [°C]	t_{rt} [s]
0,58	1,99	6,35	8,93	49,2	706	657	59

Tab. 40. Bilans mocy cieplnej i parametrów materiału cyrkulującego - zmiana obiegu materiału i prędkości fluidyzacji dla obciążenia 40 % MCR.

Całkowita ilość ciepła przejmowanego od materiału zasilającego wymiennik Intrex zmniejszyła się o ~5 % natomiast ilość ciepła przejmowana przez wymiennik Intrex poprzez zmianę obiegu materiału i prędkość fluidyzacji komory Intrex zwiększyła się o 2 %. Zmniejszenie całkowitej ilości ciepła $\dot{Q}_t$ podyktowane jest zmianą ilości powietrza do fluidyzacji komory Intrex. Zmianie uległa też różnica temperatur materiału zasilającego komorę Intrex dT o 14,5 °C. Wynika to ze zmniejszenia strumienia materiału cyrkulującego zasilającego komorę wymiennika Intrex, powodując dłuższy czas przebywania cząsteczek materiału złoża w objętości wymiennika, co wpływa na ich większe wychłodzenie. Średni czas pobytu cząsteczki materiału cyrkulującego t_{rt} zmienił się z 38 s do 59 s – obliczenia uwzględniają zmianę gęstości złoża wraz ze zmianą prędkości fluidyzacji dla wszystkich analizowanych przypadków. Rozważając dotrzymanie parametrów pary za ostatnim stopniem przegrzewu jakim jest SH IV zgodnie ze schematem rys. 8 na ścieżce pary przed przegrzewaczem Intrex znajduje się wtrysk wody DSH II chłodzącej, który dla aktualnej konfiguracji z otwartą cyrkulacją wewnętrzną obniża temperaturę pary średnio o 20 °C. Dodatkowo przed wymiennikiem SH III również znajduje się wtrysk wody DSH I obniżający temperaturę pary przed wymiennikiem średnio o 40 °C.

10.2. Wpływ zmiany obiegu materiału cyrkulującego dla mocy 60 % MCR

Zestawienie strumieni materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex wyznaczonych na podstawie badań modelowych przedstawiono w tab. 41. Dla mocy 60 % MCR udział procentowy cyrkulacji wewnętrznej jest znacznie mniejszy niż w przypadku 40 % MCR i wynosi 20 % całkowitego strumienia masy materiału.

Bilans materiału cyrkulującego		
m_{zew} [kg/s]	m_{wew} [kg/s]	m_t [kg/s]
290	73	363

Tab. 41. Bilans materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex dla obciążenia 60 % MCR.

Analogicznie jak dla przypadku 40 % MCR z danych procesowych kotła i bilansu materiału cyrkulującego obliczono strumień ciepła przejmowanego z materiału cyrkulującego przez wszystkie odbiory.

Prędkość fluidyzacji 0,56 m/s, praca z cyrkulacją wewnętrzną							
$\dot{Q}_p$ [MW]	$\dot{Q}_s$ [MW]	$\dot{Q}_w$ [MW]	$\dot{Q}_t$ [MW]	$dT_{mat\ cyrk}$ [°C]	T_{MAT} [°C]	T_{LF} [°C]	t_{rt} [s]
1,32	2,57	11,57	15,46	42,6	788	745	28

Tab. 42. Bilans mocy cieplnej i parametrów materiału cyrkulującego - aktualne warunki pracy dla obciążenia 60 % MCR.

Wartości poszczególnych strumieni ciepła oraz parametry materiału cyrkulującego zestawiono w tab. 42. Dla konfiguracji 60 % MCR przyjęto wzrost strumienia ciepła przejmowanego przez wymiennik Intrex o 8 %, wynikający z badań zmiany prędkości fluidyzacji oraz spadek mocy cieplnej wymiennika Intrex o 4,5 %, wynikający z rezultatów badań laboratoryjnych na modelu badawczym w skali. Zestawienie obliczeń zmian strumieni ciepła poszczególnych odbiorników i parametrów materiału cyrkulującego przedstawiono w tab. 43

Prędkość fluidyzacji 0,3 m/s, praca bez cyrkulacji wewnętrznej							
$\dot{Q}_p$ [MW]	$\dot{Q}_s$ [MW]	$\dot{Q}_w$ [MW]	$\dot{Q}_t$ [MW]	$dT_{mat\ cyrk}$ [°C]	T_{MAT} [°C]	T_{LF} [°C]	t_{rt} [s]
0,66	2,57	11,93	15,16	52,3	788	736	37

Tab. 43. Bilans mocy cieplnej i parametrów materiału cyrkulującego - zmiana obiegu materiału i prędkości fluidyzacji dla obciążenia 60 % MCR.

Całkowity strumień ciepła odbieranego od materiału cyrkulującego zmniejszył się o ~2 %. Strumień ciepła przejmowany przez wymiennik Intrex zwiększył się o ~3 %. Zmniejszenie strumienia materiału cyrkulującego powoduje zwiększenie różnicy temperatur między temperaturą materiału zasilającego i opuszczającego komorę wymiennika Intrex. Zwiększa się też średni czas pobytu cząsteczki złoża w objętości wymiennika z 28 s do 37 s, czyli o 32 %, co wpływa na większe wychłodzenie materiału cyrkulującego. Również w tym przypadku na ścieżce pary świeżej wtrysk wody

chłodzącej z DSH I i DSH II obniża w aktualnej pracującej konfiguracji temperaturę pary przed wymiennikami SH III i SH IV odpowiednio średnio o 30 °C i 20 °C.

10.3. Wpływ zmiany obiegu materiału cyrkulującego dla mocy 80 % MCR

Bilans materiału cyrkulującego dla mocy 80 % MCR przedstawiono w tab. 44. Dla rozpatrywanego przypadku udział cyrkulacji wewnętrznej w całkowitym strumieniu materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex wynosi jedynie 4 %.

Bilans materiału cyrkulującego		
m_{zew} [kg/s]	m_{wew} [kg/s]	m_t [kg/s]
545	23	568

Tab. 44. Bilans materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex dla obciążenia 80 % MCR.

Dane procesowe kotła z systemu DCS oraz bilans materiału cyrkulującego pozwoliły na wyliczenie strumieni ciepła przejmowanych przez poszczególne media oraz wyliczenie spadku temperatury materiału zasilającego komorę wymiennika Intrex. Zestawienie tych danych przedstawia tab. 45 .

Prędkość fluidyzacji 0,56 m/s, praca z cyrkulacją wewnętrzną							
$\dot{Q}_p$ [MW]	$\dot{Q}_s$ [MW]	$\dot{Q}_w$ [MW]	$\dot{Q}_t$ [MW]	$dT_{mat\ cyrk}$ [°C]	T_{MAT} [°C]	T_{LF} [°C]	t_{rt} [s]
1,40	2,93	15,10	19,43	34,2	829	795	18

Tab. 45. Bilans mocy cieplnej i parametrów materiału cyrkulującego - aktualne warunki pracy przy obciążeniu 80 % MCR.

Analogicznie do poprzednich przypadków przyjęto wzrost strumienia ciepła przejmowanego przez wymiennik o 8 % z danych eksperymentalny zmiany prędkości fluidyzacji oraz spadek mocy cieplnej wymiennika z badań laboratoryjnych o 1 %. Składowe strumieni ciepła przejmowanych przez wymiennik Intrex oraz parametry materiału cyrkulującego zestawiono w tab. 46

Prędkość fluidyzacji 0,3 m/s, praca bez cyrkulacji wewnętrznej							
$\dot{Q}_p$ [MW]	$\dot{Q}_s$ [MW]	$\dot{Q}_w$ [MW]	$\dot{Q}_t$ [MW]	$dT_{mat\ cyrk}$ [°C]	T_{MAT} [°C]	T_{LF} [°C]	t_{rt} [s]
0,70	2,93	16,15	19,78	36,3	829	793	20

Tab. 46. Bilans mocy cieplnej i parametrów materiału cyrkulującego - zmiana obiegu materiału i prędkości fluidyzacji dla obciążenia 80 % MCR.

Całkowity strumień ciepła przejmowany przez wszystkie media zwiększył się o ~2 %, mimo zmniejszenia strumienia ciepła pobieranego na podgrzewanie powietrza fluidyzacyjnego. Moc cieplna wymiennika Intrex zwiększyła się o ~7 %, a czas przebywania cząsteczki materiału cyrkulującego w objętości wymiennika zwiększył się z 18 s do 20 s, czyli o 11 % - przekłada się to na nieznacznie większy spadek temperatury materiały cyrkulującego za wymiennikiem Intrex. Dla konfiguracji 80 % MCR woda chłodząca z DHS I i DSH II obniża temperaturę pracy przed SH III i SH IV odpowiednio średnio o 25 °C i 20 °C.

10.4. Wpływ zmiany obiegu materiału cyrkulującego dla mocy 100 % MCR

Zgodnie z założeniami przyjętymi w rozdziale 14.1.4. bilans materiału cyrkulującego dla rozpatrywanego obciążenia przedstawiono w strumień masy materiału pochodzącego z cyrkulacji wewnętrznej wynosi 0. Do kalkulacji w obu przypadkach przyjęto strumień całkowity materiału zasilającego komorę wymiennika Intrex jako strumień z cyrkulacji zewnętrznej.

Bilans materiału cyrkulującego		
m_{zew} [kg/s]	m_{wew} [kg/s]	m_t [kg/s]
787	0	787

Tab. 47. Bilans materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex dla obciążenia kotła 100 % MCR.

Zestawienie strumieni ciepła przejmowanych przez poszczególne media oraz parametrów warstwy fluidyzacyjnej, wyliczonych na podstawie danych procesowych kotła oraz bilansu materiału cyrkulującego przedstawiono w tab. 48.

Prędkość fluidyzacji 0,56 m/s, praca z cyrkulacją wewnętrzną							
$\dot{Q}_p$ [MW]	$\dot{Q}_s$ [MW]	$\dot{Q}_w$ [MW]	$\dot{Q}_t$ [MW]	$dT_{mat\ cyrk}$ [°C]	T_{MAT} [°C]	T_{LF} [°C]	t_{rt} [s]
1,49	3,30	18,77	23,56	29,9	882	852	13

Tab. 48. Bilans mocy cieplnej i parametrów materiału cyrkulującego - aktualne warunki pracy dla obciążenia 100 % MCR

Do predykcji przyjęto analogicznie, jak w poprzednich przypadkach 8 % wzrostu mocy cieplnej wymiennika oraz założono na podstawie testów modelowych brak zmiany w strumieniu ciepła przejmowanego przez wymiennik, podyktowany zamknięciem cyrkulacji wewnętrznej zasilającej wymiennik Intrex. Zestawienie składowych mocy

cieplnych wymiennika oraz parametrów materiału cyrkulującego przedstawiono w tab. 49.

Prędkość fluidyzacji 0,3 m/s, praca z cyrkulacji wewnętrzną							
$\dot{Q}_p$ [MW]	$\dot{Q}_s$ [MW]	$\dot{Q}_w$ [MW]	$\dot{Q}_t$ [MW]	$dT_{\text{mat cyrk}}$ [°C]	T_{MAT} [°C]	T_{LF} [°C]	t_{rt} [s]
0,75	3,30	20,27	24,32	30,9	882	851	14

Tab. 49. Bilans mocy cieplnej i parametrów materiału cyrkulującego - zmiana obiegu materiału i prędkości fluidyzacji dla obciążenia 100 % MCR.

Całkowity strumień ciepła odbierany przez wszystkie media zwiększył się o 3 % pomimo zmiany ilości ciepła przejmowanego przez powietrze fluidyzacyjne dla 100 % MCR nie zaobserwowano spadku mocy cieplnej wymiennika Intrex, dlatego całkowity strumień ciepła przejmowany przez wszystkie media również wzrósł. Moc cieplna wymiennika Intrex zwiększyła się o 8 %. Średni czas przebywania cząsteczki materiału złoża w objętości wymiennika zmienił się z 13 s do 14 s, przy tej samej ilości materiału cyrkulującego zasilającego wymiennik Intrex. Wpływ na to miała zmiana gęstości złoża fluidalnego, podyktowana zmianą prędkości fluidyzacji w komorze Intrex. Dla mocy kotła 100 % wtryski wody DSH I i DSH II obniżają temperaturę pary odpowiednio o 5 °C i 20 °C.

11. Podsumowanie i wnioski

Podsumowanie:

1. Przeprowadzano badania na modelu kotła CFB-1300 Łagisza w skali 1:10 z zastosowaniem reguł skalowania, pozwalające na ustalenie wpływu zmiany obiegu materiału cyrkulującego na pracę wymiennika Intrex.
2. Przeprowadzono badania zmiany prędkości fluidyzacji komory Intrex na obiekcie przemysłowym CFB-1300 Łagisza należącym do Tauron Wytwarzanie S.A. Ustalono wpływ zmniejszenia prędkości fluidyzacji na wymianę ciepła w wymienniku Intrex.
3. Uzasadniono możliwość pełnego zamknięcia połączenia między komorą spalania a komorą Intrex. Wskazano spadek współczynnika erozji oraz przedstawiono korzyści płynące z ograniczenia prędkości fluidyzacji.

Mając powyższe na uwadze sformułowano poniższe wnioski:

Wnioski:

1. Przeprowadzone badania modelowe pozwoliły na wyznaczenie trendów jakościowych i ilościowych, opisujących zmiany parametrów wymiany ciepła w wymienniku Intrex przy zmianie obiegu materiału cyrkulującego (udział obiegu wewnętrznego i zewnętrznego), w analizowanym zakresie obciążeń i przy zachowanym podobieństwie hydrodynamicznym.
2. Zastosowanie badań na modelu w skali z zachowaniem zasad podobieństwa hydrodynamicznego oraz wyłączenie z użycia kanału Over Flow, pozwoliło na wyznaczenie spójnego bilansu strumieni materiału cyrkulującego $\dot{m}_{zew}$, $\dot{m}_{wew}$, $\dot{m}_t$ potwierdzonego dodatkowo pomiarami strumienia cyrkulacji zewnętrznej na modelu w skali.
3. Badania przeprowadzone na obiekcie przemysłowym CFB-1300 Łagisza mające na celu ustalenie wpływu zmiany prędkości fluidyzacji na proces wymiany ciepła w wymienniku Intrex, potwierdziły dane literaturowe – wraz ze zmniejszeniem prędkości fluidyzacji wzrasta współczynnik wymiany ciepła (w danym zakresie prędkości fluidyzacji), co spowodowane jest zmniejszeniem udziału składowej współczynnika wymiany ciepła, pochodzącej od konwekcji gazu, a wzrostem składowej konwekcji cząsteczek materiału złoża oraz zwiększeniem powierzchni kontaktu materiału złoża ze ścianami wymiennika Intrex.
4. Zestawienie wyników badań modelowych (spadek mocy wymiennika i współczynnika wymiany ciepła) i wyników zmiany prędkości fluidyzacji na obiekcie przemysłowym CFB-1300 Łagisza (wzrost mocy wymiennika i współczynnika wymiany ciepła przy niższej prędkości fluidyzacji) wskazuje, że wprowadzenie wykluczenia cyrkulacji wewnętrznej przy jednoczesnej optymalizacji prędkości fluidyzacji (zmniejszenie prędkości w komorze Intrex) nie spowoduje pogorszenia warunków wymiany ciepła, a co za tym idzie parametrów pary za ostatnim stopniem przegrzewu pary. Dodatkowo na ścieżce pary świeżej kotła CFB-1300 przed przegrzewaczami SH III i SH IV znajdują się wtryski wody chłodzącej do regulacji temperatury pary, które w aktualnej konfiguracji obniżają łącznie temperaturę pary średnio o 60 °C dla 40 % MCR a dla 100 % MCR o 25 °C. Oznacza to, iż układ regulacji dysponuje buforem temperaturowym, który w razie zmiany zasilania komory Intrex i związanego z nią spadku temperatury może zostać

wykorzystany przez redukcję ilości wtryskiwanej wody chłodzącej. Mając na uwadze, że wykluczenie cyrkulacji wewnętrznej miało największy wpływ na poziom wymiany ciepła dla przypadku 40 % MCR dostępny bufor 60 °C zapewnia realną rezerwę regulacyjną.

5. Uzyskane wyniki wskazują, że przy optymalizacji procesu fluidyzacji i wykorzystaniu istniejącego bufora temperaturowego na wtryskach wody chłodzącej, możliwe jest wprowadzenie pełnego zamknięcia połączenia (wykluczenie cyrkulacji wewnętrznej) między komorą spalania a komorą wymiennika Intrex. Wyeliminuje to ryzyko przedostawania się cząsteczek paliwa do komory Intrex i otwiera możliwość wprowadzenia do współspalania paliw alternatywnych (w tym także paliw zaliczanych do grupy paliwa odnawialnych). Dopuszczalny udział tych paliw należy ustalić indywidualnie w zależności od ich właściwości, gdyż dla części paliw konieczne może być obniżenie parametrów pary. Wybór konkretnego paliwa pozostaje w gestii właściciela kotła i będzie determinowany dostępnością rynkową oraz uwarunkowaniami ekonomicznymi takimi jak: koszty zakupu, przygotowania czy logistyki.
6. Obniżenie prędkości fluidyzacji zmniejsza energię kinetyczną ziaren materiału złoża, co ogranicza erozję i ryzyko mechanicznego uszkodzenia pęczka rur wymiennika Intrex. Zmniejsza to możliwość wystąpienia potencjalnej awarii i odstawienia kotła tym samym zwiększa jego żywotność. Zgodne z danymi literaturowymi zmiana prędkości z 0,56 m/s na 0,3 m/s powoduje prawie 5-krotny spadek współczynnika erozji [66].
7. Ograniczenie prędkości fluidyzacji w komorach Intrex skutkuje oszczędnościami powietrza wysokoprężnego w ilości pozwalającej na zagospodarowanie go do celów transportu pneumatycznego kamienia wapiennego i popiołu lotnego. Stwarza to możliwość zastąpienia (odstawienia) dmuchaw wysokoprężnych ARZEN wykorzystywanych dotychczas do wytwarzania powietrza transportowego, co generuje oszczędności z tytułu zużycia energii elektrycznej na potrzeby własne, kosztów serwisowych i części eksploatacyjnych.

Spis tabel

Tab. 1. Parametry techniczne kotła CFB-1300 Łagisza.	19
Tab. 2. Parametry techniczne wymiennika Intrex SH/RH dla CFB1300.	23
Tab. 3. Punkty charakterystyczne rozkładu ziarnowego materiału cyrkulującego kotła CFB1300.	24
Tab. 4. Punkty charakterystyczne rozkładu ziarnowego materiału złoża z 2 m nad rusztem kotła CFB1300.	25
Tab. 5. Parametry pracy wymiennika Intrex SH IV kotła CFB1300. MCR 100 %.	26
Tab. 6. Minimalna prędkość fluidyzacji dla wybranych wielkości cząsteczek materiału złoża.	32
Tab. 7. Zestawienie głównych parametrów kotła CFB1300 oraz modelu w skali zgodnie z regułami skalowania (5) i równaniami (6)-(9).	43
Tab. 8. Zestawienie podstawowych parametrów wymiennika.	46
Tab. 9. Rozmieszczenie punktów pomiarowych na kotle CFB1300 oraz modelu w skali 1/10.	51
Tab. 10. Prędkość fluidyzacji i rozdział powietrza pierwotnego i wtórnego w trakcie prowadzonych badań.	56
Tab. 11. Klasa tolerancji czujników temperatury Pt100 Aplisens [57]	56
Tab. 12. Dane techniczne przepływomierza turbinowego Hoffer. [58]	57
Tab. 13. Dane techniczne przetwornika ciśnienia APR-200ALW. [57]	57
Tab. 14. Parametry techniczne wagi WTC 3000 Radwag.	58
Tab. 15. Wartości niepewności pomiaru dla mierzonych wielkości parametrów pracy wymiennika Intrex.	59
Tab. 16. Dane statystyczne pomiaru ciśnienia - punkty P1-P10.	63
Tab. 17. Dane statystyczne pomiaru strumienia masy materiału cyrkulującego.	65
Tab. 18. Dane statystyczne pomiaru masy próbki do wyznaczenia gęstości nasypowej materiału cyrkulującego.	66
Tab. 19. Dane statystyczne niepewności pomiaru wagowego.	66
Tab. 20. Dane pomiarowe wpływu pracy kanału Over Flow na współczynnik wymiany ciepła wymiennika Intrex dla konfiguracji A1/A2 oraz B1/B2.	71
Tab. 21. Strumień masowy cyrkulacji zewnętrznej w zależności od mocy kotła.	74
Tab. 22. Zestawienie wartości mierzonych dla konfiguracji A2 przy mocy 40 % MCR wraz z wartościami obliczonymi mocy i współczynnika wymiany ciepła.	75

Tab. 23. Zestawienie wartości mierzonych dla konfiguracji B2 przy mocy 40 % MCR wraz z wartościami obliczonymi mocy i współczynnika wymiany ciepła.	76
Tab. 24. Bilans materiału cyrkulującego dla obciążenia 40 % MCR.	77
Tab. 25. Zestawienie wartości mierzonych dla konfiguracji A2 przy mocy 60 % MCR wraz z wartościami obliczonymi mocy i współczynnika wymiany ciepła.	78
Tab. 26. Zestawienie wartości mierzonych dla konfiguracji B2 przy mocy 60 % MCR wraz z wartościami obliczonymi mocy i współczynnika wymiany ciepła.	79
Tab. 27. Bilans materiału cyrkulującego dla obciążenia 60 % MCR.	80
Tab. 28. Zestawienie wartości mierzonych dla konfiguracji A2 przy kotła 80 % MCR wraz z wartościami obliczonymi mocy i współczynnika wymiany ciepła.	81
Tab. 29. Zestawienie wartości mierzonych dla konfiguracji B2 przy mocy 80 % MCR wraz z wartościami obliczonymi mocy i współczynnika wymiany ciepła.	81
Tab. 30. Bilans materiału cyrkulującego dla obciążenia 80 % MCR.	82
Tab. 31. Zestawienie wartości mierzonych dla konfiguracji A2 przy mocy 100 % MCR wraz z wartościami obliczonymi mocy i współczynnika wymiany ciepła.	83
Tab. 32. Zestawienie wartości mierzonych dla konfiguracji B2 przy mocy 100 % wraz z wartościami obliczonymi mocy i współczynnika wymiany ciepła.	84
Tab. 33. Bilans materiału cyrkulującego dla obciążenia 100 % MCR.	84
Tab. 34. Parametry pracy wymiennika Intrex przed i po zmianie prędkości fluidyzacji komory Intrex.	86
Tab. 35. Moc i współczynnik wymiany ciepła dla Intrex przy 45 % MCR z różnymi poziomami fluidyzacji komory Intrex.	86
Tab. 36. Zmiana prędkości fluidyzacji i wydatku powietrza dla jednej komory Intrex.	89
Tab. 37. Kalkulacja potencjalnych oszczędności przy zmniejszeniu prędkości fluidyzacji.	90
Tab. 38. Bilans materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex dla obciążenia kotła 40 % MCR.	92
Tab. 39. Bilans mocy cieplnej i parametrów materiału cyrkulującego - aktualne warunki pracy dla obciążenia 40 % MCR.	92
Tab. 40. Bilans mocy cieplnej i parametrów materiału cyrkulującego - zmiana obiegu materiału i prędkości fluidyzacji dla obciążenia 40 % MCR.	93
Tab. 41. Bilans materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex dla obciążenia 60 % MCR.	94

Tab. 42. Bilans mocy cieplnej i parametrów materiału cyrkulującego - aktualne warunki pracy dla obciążenia 60 % MCR.	94
Tab. 43. Bilans mocy cieplnej i parametrów materiału cyrkulującego - zmiana obiegu materiału i prędkości fluidyzacji dla obciążenia 60 % MCR.	94
Tab. 44. Bilans materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex dla obciążenia 80 % MCR.	95
Tab. 45. Bilans mocy cieplnej i parametrów materiału cyrkulującego - aktualne warunki pracy przy obciążeniu 80 % MCR.	95
Tab. 46. Bilans mocy cieplnej i parametrów materiału cyrkulującego - zmiana obiegu materiału i prędkości fluidyzacji dla obciążenia 80 % MCR.	95
Tab. 47. Bilans materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex dla obciążenia kotła 100 % MCR.	96
Tab. 48. Bilans mocy cieplnej i parametrów materiału cyrkulującego - aktualne warunki pracy dla obciążenia 100 % MCR.	96
Tab. 49. Bilans mocy cieplnej i parametrów materiału cyrkulującego - zmiana obiegu materiału i prędkości fluidyzacji dla obciążenia 100 % MCR.	97

Spis rysunków

Rys. 1. Natężenie strumienia masy cyrkulującego materiału sypkiego w układzie stanowiska w funkcji skuteczności separacji cyklonu. [2]	9
Rys. 2. Zmiana ilości materiału cyrkulującego pochodzącego z cyrkulacji zewnętrznej w zależności od obciążenia kotła.....	10
Rys. 3. Zakres paliwowy dla kotłów CFB. [8]	14
Rys. 4. Propagacja złoża fluidalnego wraz ze wzrostem prędkości fluidyzacji. [10].....	15
Rys. 5. Rozkład gęstości złoża fluidalnego wzdłuż wysokości komory spalania. [11]..	16
Rys. 6. Rozkład gęstości złoża fluidalnego w komorze kotła CFB. [12]	17
Rys. 7. Schemat kotła CFB-1300 Łagisza - przekrój.	17
Rys. 8. Układ wymienników Intrex na ścieżce woda para kotła CFB1300. [15]	20
Rys. 9. Układ wymienników Intrex dla przegrzewacza końcowego pary świeżej SH IV.	20
Rys. 10. Wymiennik Intrex typu dolnego. [17]	21
Rys. 11. Schematyczny układ wymiennika Intrex w konfiguracji dolnej o górnej.	22
Rys. 12. Rozkład ziarnowy materiału złoża z cyrkulacji zewnętrznej.	24
Rys. 13. Rozkład ziarnowy materiału cyrkulującego z komory paleniskowej. Punkt poboru 2 m od rusztu kotła.	24
Rys. 14. Rozkład temperatury wzdłuż wysokości komory kotła CFB 1300 oraz temperatura materiału cyrkulującego zasilającego komorę Intrex.	25
Rys. 15. Schemat styku cząsteczki materiału złoża z powierzchnią wymiennika.....	27
Rys. 16. Przepływ gazu przez stacjonarne złożo fluidalne z zanurzonym wymiennikiem ciepła.....	27
Rys. 17. Przepływ warstwy złoża fluidalnego wokół pojedynczej rurki wymiennika. ...	28
Rys. 18. Współczynnik wymiany ciepła w funkcji prędkości fluidyzacji. Punkty - dane eksperymentalne, Linie - dane predykcyjne na podstawie równania (3). [30]	30
Rys. 19. Wpływ prędkości fluidyzacji na współczynnik wymiany ciepła. A - [32] , B - [33].....	31
Rys. 20. Grubość filmu gazowego dla różnych wielkości cząsteczek materiału złoża. .	32
Rys. 21. Wielkość konwekcyjnego współczynnika wymiany ciepła w funkcji średniej wielkości cząsteczki materiału złoża. [27]	33
Rys. 22. Wielkość radiacyjnego współczynnika wymiany ciepła w funkcji średniej wielkości cząstki materiału złoża. [27]	34

Rys. 23. Wartość maksymalna współczynnika wymiany ciepła dla poszczególnych materiałów złoża w funkcji wielkości cząsteczki materiału. [34]	35
Rys. 24. Chwilowy współczynnik wymiany ciepła w funkcji czasu [36].	36
Rys. 25. Zmiana współczynnika wymiany ciepła w funkcji średniej średnicy materiału złoża. [37]	37
Rys. 26. Zmiana współczynnika wymiany ciepła w funkcji prędkości fluidyzacji. [12]	38
Rys. 27. Wpływ prędkości fluidyzacji na częstotliwość tworzenia się pęcherzy gazu - a, wpływ częstotliwości tworzenia się pęcherzy gazu na lokalny współczynnik wymiany ciepła. [33]	39
Rys. 28. Czas kontaktu fazy emulsyjnej z powierzchnią wymiennika w funkcji prędkości fluidyzacji - (a), lokalny współczynnik wymiany ciepła w funkcji czasu kontaktu fazy emulsyjnej z powierzchnią wymiany ciepła - (b). [33]	40
Rys. 29. Wpływ prędkości fluidyzacji na wielkość pęcherzy gazu fluidyzacyjnego:	41
Rys. 30. Wpływ prędkości fluidyzacji na współczynnik wymiany ciepła dla różnych wielkości cząsteczek materiału złoża fluidalnego. [30].....	41
Rys. 31. Zestawienie rozkładów ziarnowych materiału cyrkulującego dla modelu w skali 1/10 oraz CFB1300.	44
Rys. 32. Schemat modelu kotła CFB1300 w skali 1/10.	45
Rys. 33. Połączenie komory spalania z komorą Intrex - cyrkulacja wewnętrzna. Obiekt rzeczywisty i model w skali.	45
Rys. 34. Model fizyczny wymiennika Intrex modelu w skali 1/10.	47
Rys. 35. Układ rur modelu wymiennika Intrex.	47
Rys. 36. Umieszczenie wymiennika w konturze kotła.	48
Rys. 37. Połączenie komory Intrex z komorą spalania: A - aktualna konfiguracja, B - modyfikacja połączenia z wykluczeniem cyrkulacji wewnętrznej.	49
Rys. 38. Rotametry pomiarowe powietrza sprężonego do fluidyzacji materiału warstwy.	50
Rys. 39. Schemat połączenia stanowiska badawczego z wentylatorami i powietrzem sprężonym.	51
Rys. 40. Schemat układu pomiarowego rozkładu ciśnienia w komorze spalania modelu kotła.	52
Rys. 41. Schemat połączenia modelu wymiennika Intrex w układzie pomiarowym.	53
Rys. 42. Liniał na boku nogi opadowej w celu kontroli wysokości słupa gromadzącego się materiału cyrkulującego.	54

Rys. 43. Rozkład gromadzącego się materiału cyrkulującego w nodze opadowej pod separatorem.	55
Rys. 44. Zmiana wartości temperatury i przepływu w czasie.	60
Rys. 45. Przebieg rozkładu ciśnienia w czasie dla punktu pomiarowego P1.	64
Rys. 46. Przebieg rozkładu ciśnienia w czasie dla punktu P10	65
Rys. 47. Schemat przepływu materiału cyrkulującego przez wymiennik Intrex z uwzględnieniem konfiguracji testowych dla wpływu kanału Over Flow na wymianę ciepła.	70
Rys. 48. Schemat przepływu materiału cyrkulującego przez komorę wymiennika Intrex przy zablokowanym kanale Over Flow.	72
Rys. 49. Rozkład profili ciśnienia dla 40 % MCR.	75
Rys. 50. Zmiana mocy i współczynnika wymiany ciepła dla konfiguracji A2 i B2 przy 40 % MCR.	76
Rys. 51. Rozkład profili ciśnienia dla 60 % MCR.	78
Rys. 52. Zmiana mocy i współczynnika wymiany ciepła dla konfiguracji A2 i B2 przy 60 % MCR.	79
Rys. 53. Rozkład profili ciśnienia dla 80 % MCR.	81
Rys. 54. Zmiana mocy i współczynnika wymiany ciepła dla konfiguracji A2 i B2 przy 80 % MCR.	82
Rys. 55. Rozkład profili ciśnienia dla 100 % MCR.	83
Rys. 56. Udział procentowy cyrkulacji zewnętrznej w całkowitym strumieniu masy zasilającej komorę Intrex w odniesieniu do gęstości złoża na wysokości okna wlotowego do separatora.	85
Rys. 57. Zestawienie współczynnika wymiany ciepła i mocy dla poszczególnych wymienników Intrex.	87

Bibliografia

- [1] U. Lelek-Borkowska, *Korozja i ochrona przed korozją*, Kraków: Open AGH e-podręczniki - treść dostępna na licencji CC BY-SA, 2025.
- [2] M. Andrzejczyk, *Wpływ odpylania w separatorze na emisję zanieczyszczeń NO_x SO_x*, Częstochowa: Politechnika Częstochowska - Rozprawa Doktorska, 2006.
- [3] W. Nowak i P. Mirek, *Circulating fluidized bed combustion (CFBC)*, 2013: Woodhead Publishing Limited.
- [4] J. Wheeldon i D. Thimsen, *Fluidized bed technologies for near-zero emission combustion and gasification. Chapter 13. Economic evaluation of circulating fluidized bed combustion (CFBC) power generation*, F. Scala, Red., Woodhead Publishing Series in Energy: Number 59, 2013.
- [5] W. Nowak, *Clean coal fluidized-bed technology in Poland.*, Applied Energy 74 (405-413), 2003.
- [6] F. Alobaid, N. Mertens, R. Starkloff, T. Lanz, C. Heinze i B. Epple, *Progress in dynamic simulation of thermal power plants*, Progress in Energy and Combustion Science Volume 59, March 2017, 2013.
- [7] E. C. Zabetta, J. Kovacs i T. Eriksson, *Role and challenges of CFB in changing energy market*, Kraków: Proceedings of 12th International Conference on Fluidized Bed Technology, 2017.
- [8] J. Koornneef, M. Junginger i A. Faaij, *Development of fluidized bed combustion - An overview of trends, performance and cost.*, Progress in Energy and Combustion Science 33 (2007) 19–55, 2006.
- [9] S. Kruczek, *Kotły. Konstrukcje i obliczenia.*, Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2001.
- [10] Z. Bis, *Aerodynamika cyrkulacyjnej warstwy fluidalnej.*, Monografie Politechniki Częstochowskiej nr 21, 1991.

- [11] R. Sekret, *Warunki ciepłno-przepływowe i emisje zanieczyszczeń w kotłach cyrkulacyjną warstwą fluidalną dużej mocy*, Gliwice: Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, 2005.
- [12] P. Basu i F. A. Scott, *Combustion and Gasification in Fluidized Beds*, New York: Taylor and Francis Group, 2006.
- [13] T. Jantti, *Circulating fluidized-bed boilers for large-scale power generation with supercritical state-of-the-art technology*, Johannesburg: IFSA 2005 Industrial Fluidization South Africa: pp. 97-105, 2005.
- [14] W. Nowak i M. Bednarek, *Czysto i ekonomicznie. Działania Polski w zakresie spalania w cyrkulacyjnej warstwie fluidalnej cz.1.*, Energetyka Ciepła i Zawodowa nr 43/2013.
- [15] A. Hotta i A. Kettunen, *Development of ultra supercritical CFB technology to meet the challenge of climate change*, Power-Gen ASIA 21-23 October 2008 Kuala Lumpur, Malaysia.
- [16] T. Blomberg, M. Hiltunen i P. Makkonen, *Modern CFB Concept for Combustion of Recovered Fuels: Design for Improved Availability*, Proceedings of the 16th International Conference on Fluidized Bed Combustion - FCB01, 2001.
- [17] *Materiały wewnętrzne szkoleniowe*, Sumitomo SHI FW.
- [18] Q. Zhu, *Development in circulating fluidised bed combustion*, ISBN 978-92-9029-539-6 copyright © IEA Clean Coal Centre, April 2013.
- [19] L. Donfang, K. Xiwei, Z. Man, Y. Hairui, J. Sungmook, A. Seokgi i J. Chung-Hwan, *A comprehensive mass balance model of a 550 MWe ultrasupercritical CFB boiler with internal circulation*, Energy Volume 206, 2020.
- [20] J. P. Holman, *Heat transfer, Tenth Edition*, Mc Graw Hill Higher Education.
- [21] I. Bolea, L. M. Romeo i D. Pallares, *The role of external heat exchangers in oxy-fuel circulating fluidized bed.*, Applied Energy 94 (215-223), 2012.

- [22] J. Grace, A. Avidan i T. Knowlton, *Cyrculating Fluidized Beds*, Blackie Academic & Professional, 1997.
- [23] F. Di Natale i R. Nigro, *Fluidized bed technologies for near-zero emission combustion and gasification. Chapter 5. Heat and mass transfer in fluidized bed combustion and gasification systems.*, Woodhead Publishing Series in Energy: Number 59, 2013.
- [24] S. Saxena, N. Grewal i J. Gabor, *Heat Transfer between a Gas Fluidized Bed and Immeresed Tubes*, Academic Press INC., 1978.
- [25] S. Saxena, *Heat Transfer between Immersed Surfaces and Gas-Fluidized Beds*, Academic Press Inc., 1989.
- [26] A. Błaszczuk i S. Jagodzik, *Progonozowanie współczynnika przejmowania ciepła we fluidalnym wymienniku ciepła.*, Częstochowa: Politechnika Częstochowska - Czysta energia i środowisko., 2023.
- [27] D. Pidwerbecki i J. R. Welty, *Heat Transfer to a Horizontal Tube in the Splash Zone od a Bubling Fluidized Bed, an Experimental Study of Particle Size Effects.*, Experimental Thermal and Fluid Science 10:307-317, 1995.
- [28] J. Chul Lee, G. Young Han i C. Keun Yi, *Heat transfer in high temperature fluidized bed.*, Taejon, Korea: Korean J. Chem. Eng. 16; 260-264.
- [29] S. Zabrodsky, *Compound heat exchange between a high temperature gaas fluidized bed and solid surface.*, Internationa Journal of Heat and Mass Transfer p.241-148, 1973.
- [30] O. Molerus, A. Burschka i S. Dietz, *Particle migration at solid surface and heat transfer in bubbling fluidized beds - II prediction of heat transfer in Bubbling fluidized beds*, Chemical Engineering Science Vol. 50 (879-885), 1995.
- [31] R. Cai, M. Zhang, R. Ge, X. Zhang, J. Cai, Y. Zhang, Y. Huang, H. Yang i J. Lyu, *Experimental study on local heat transfer and hydrodynamics with single tube and tube bundles in an external heat exchanger.*, Applied Thermal Engineering 149 (924-938), 2019.

- [32] F. Di Natale, A. Lancia i R. Nigro, *A single particle model for surface-to-bed heat transfer in fluidized beds*, Powder Technology 187 (68-78), 2008.
- [33] S. Won Kim, J. Yeul Ahn, S. Done Kim i D. Hyun Lee, *Heat transfer and bubble characteristics in fluidized bed with immersed horizontal tube bundle.*, International Journal of Heat and Mass Transfer 46 (399-409), 2003.
- [34] L. Wang, P. Wu, Y. Zhang, J. Yang, L. Tong i X. Ni, *Effect of solid particle properties on heat transfer between high-temperature gas fluidized bed and immersed surface.*, Applied Thermal Engineering 24 (2145-2156), 2004.
- [35] Z. Bao, L. Duan, K. Wu i C. Zhao, *An investigation on the heat transfer model for immersed horizontal tube bundles in a pressurized fluidized bed.*, Applied Thermal Engineering 170, 2020.
- [36] D. Kunii i O. Levenspiel, *Fluidization Engineering Second Edition*, Butterworth-Heinemann, 1991.
- [37] X. Y. Ji, X. F. Lu, L. Yang i H. Z. Liu, *The experimental study on heat transfer characteristic of the external heat exchanger*, Springer. Proceeding of the 20th International Conference on Fluidized Bed Combustion, 2009.
- [38] D. Li, K. Kyeongho, K. Minwoo, Y. Zeng, Z. Yang, S. Lee, X. Lu i C.-H. Jeon, *Effect of particle size on bed-to-surface heat transfer in bubbling fluidized bed heat exchangers of 550 MWe ultra-supercritical CFB boiler.*, Energy 222 (2021) 119889, 2021.
- [39] F. Oppong, *Recent studies of heat transfer mechanisms in fluidized bed*, R & D Journal of the South African Institution of Mechanical Engineering 2018, 34, 72-82, 2018.
- [40] J. C. Chen, J. R. Grace i M. R. Golriz, *Heat transfer in fluidized bed: design methods.*, Powder Technology 150 (123-132), 2005.
- [41] S. S. Sunderesan i N. N. Clark, *Local Heat Transfer Coefficient on the Circumference of a Tube in a Gas Fluidized Bed*, International Journal of Multiphase Flow Vol.21, No.6 1003-1024, 1995.

- [42] C. J. McIntyre, R. T. Symonds, D. Y. Lu, S. Champagne, A. Macchi i P. Mehrani, *Experimental evaluation of hydrodynamics and tube-to-bed heat transfer of fluidized Ilmenite ore particles at elevated pressures*, Powder Technology 376 (2020) 697-707, 2020.
- [43] J. Ngoh i W. C. Lim, *Effects of particle size and bubbling behavior on heat transfer in gas fluidized beds.*, Applied Thermal engineering 105 (225-242), 2016.
- [44] E. Talebi, L. Morgenstern, M. Wurth, F. Kersch i H. Spliethoff, *Effect of particle size distribution on heat transfer in bubbling fluidized beds applied in thermochemical energy storage.*, Fuel 344 (2023) 128060, 2023.
- [45] V. Stenberg, F. Lind i M. Ryden, *Measurement of bed-to-tube surface heat transfer coefficient to a vertical immersed u-tube in bubbling loop seal of a CFB boiler.*, Powder Technology 381 (652-664), 2021.
- [46] Z. Bao, Y. Huang, L. Duan i Y. Duan, *Heat transfer characteristic of horizontal tubes in the dilute phase of the pressurized fluidized bed.*, International Communications in Heat and Mass Transfer, 2021.
- [47] A. Błaszczuk i S. Jagodzik, *Heat transfer characteristic of an external tube heat exchanger in a 1296t/h circulating fluidized bed boiler.*, Research and development in power engineering, 2019.
- [48] Y. Huang, Z. Bao, L. Duan i Y. Duan, *Bed-to-tube heat transfer characteristics with an immersed horizontal tube in the pressurised fluidized bed at high temperature.*, International Communications in Heat and Mass Transfer 124 (2021) 105270, 2021.
- [49] H. Vogtenhuber, D. Pernsteiner i R. Hofmann, *Experimental and Numerical Investigation on Heat Transfer of Bare Tubes in a Bubbling Fluidized Bed with Respect to Better Heat Integration in Temperature Swing Adsorption Systems*, Energies 12(14), 2646, 2019.
- [50] Y. Huang, S. Hu, X. Wang, M. Liu, Y. Duan i L. Duan, *A particle-to-tube heat transfer model integrating single particle motion and packet renewal in fluidized beds*, Applied Thermal Engineering 266 (2025) 125777, 2025.

- [51] Y. Huang, X. Bao, L. Li, Y. Duan, D. Fang i L. Duan, *Heat transfer behaviors of an immersed tube with sCO₂ working fluid in hot fluidized bed under pressure*, Chalmers University of Technology Sweden: Fluidized Bed Conversion Conference 2022, May, 2022.
- [52] S. W. Kim i S. D. Kim, *Heat transfer characteristics in a pressurized fluidized bed of fine particles with immersed horizontal tube bundle.*, International Journal of Heat and Mass Transfer 64 (269-277), 2013.
- [53] P. Mirek, *A simplified methodology for scaling hydrodynamic data from Lagisza 460MWe supercritical CFB boiler.*, Chemical and Process Engineering 2011, 32(4), 245-253, 2011.
- [54] P. Mirek i M. Klajny, *Experimental verification of the scaling laws for cfb boilers of different designs.*, Chemical and Process Engineering 2016, 37(2), 281-291, 2016.
- [55] P. Mirek i J. Ziaja, *The influence of sampling point on solid suspension density applied in scaling of the hydrodynamics of a supercritical CFB boiler*, Chemical and Process Engineering 32(4) 391-399, 2011.
- [56] P. Mirek, *The impact of scaling rules on parameters of the cyclone working with CFB boilers*, Fuel Processing Technology 169 (2018) 71-76, 2018.
- [57] Aplsens, „Katalog 2025-2026,” 2025. [Online]. Available: <https://aplisens.pl/download/katalog/katalog-2025-2026.pdf>. [Data uzyskania dostępu: 03 08 2025].
- [58] Heffer, „lo-co,” 03 08 2025. [Online]. Available: <https://hofferflow.com/wp-content/uploads/2016/08/lo-co.pdf>. [Data uzyskania dostępu: 03 08 2025].
- [59] T. Telejko, *Wstęp do metod opracowania wyników pomiarów z przykładami*, Kraków: Wydawnictwa AGH, 1999.
- [60] A. Zięba, „Jagiellońska Biblioteka Cyfrowa,” 2011.11.13. [Online]. Available: <http://www.ftj.agh.edu.pl/zdf/danepom.pdf>. [Data uzyskania dostępu: 31 07 2025].

- [61] M. Aghajani, H. Muller-Steinhagem i M. Jamialahmadi, *New design equations for liquid/solid fluidized bed heat exchangers*, Heat and Mass Transfer, 2005 (317-329).
- [62] V. Stenberg, M. Ryden i F. Lind, *Evaluation of bed-to-tube heat transfer in a fluidized bed heat exchanger in a 75MWth CFB boiler for municipal solid waste fuels.*, Fuel 339 (2023) 127375, 2023.
- [63] Q. Wang, Z. Luo, M. Fang, M. Ni i K. Cen, *Development of a new external heat exchanger for circulating fluidized bed boiler.*, Chemical Engineering and Processing 42 (2003) 327-335, 2003.
- [64] P. Regucki, R. Krzyżyńska i Z. Szeliga, *Mathematical model for single screw ash cooler of a circulating fluidized bed boiler.*, 2022, pp. 50-58.
- [65] R. I. Singh i K. Ghule, *Design, development, experimental and CFD of a prototype fluidized bed stripper ash cooler.*, 2016, pp. 1077-1090.
- [66] J. X. Bouillard i R. W. Lyczkowski, *On the erosion of heat exchanger tube in fluidized bed combustor*, Miami Beach, Florida, 1988.
- [67] „POLSKI RYNEK WĘGLA - Indeks PSCMI 1,” [Online]. Available: <https://polskirynekwegla.pl/indeks-pscmi-1>. [Data uzyskania dostępu: 12 09 2025].

Streszczenie

W niniejszej rozprawie doktorskiej przedstawiono badania modelowe oraz badania na obiekcie przemysłowym mające na celu ustalenie wpływu zmiany obiegu materiału cyrkulującego zasilającego komorę wymiennika Intrex, a także predykcję możliwości wprowadzenia tych zmian na obiekcie przemysłowym.

Badania zostały zainicjowane potrzebą opracowania poprawy warunków pracy wymienników Intrex poprzez zamianę obiegu materiału cyrkulującego i zmniejszenie prędkości fluidyzacji komór Intrex, co w późniejszym etapie pozwoli na zamknięcie połączenia między komorą Intrex a komorą spalania i wprowadzanie do miks paliwowego biomas i paliw alternatywnych.

Przeprowadzono badania modelowe na modelu kotła CFB-1300 Łagisza w skali 1:10. Hydrodynamika warstwy fluidalnej została odwzorowana zgodnie z regułami skalowania co pozwoliło na przeniesienie w późniejszym etapie otrzymanych wyników do skali przemysłowej. Badania przeprowadzono dla zakresu mocy 40%-100% MCR (ang. Maximum Continuous Rating – maksymalna moc ciągła) uwzględniając dwie konfiguracje zasilania komory Intrex materiałem cyrkulującym. Pierwsza konfiguracja przedstawiała aktualny stan pracy, gdzie komora Intrex zasilana jest dwoma strumieniami materiału cyrkulującego pochodzącego zarówno z cyrkulacji wewnętrznej (materiał złoża pochodzący bezpośrednio z komory spalania) jak i zewnętrznej (materiał odseparowany w separatorach cyklonowych i zawrócony do obiegu kotła). Druga konfiguracja uwzględniała zasilanie komory Intrex tylko materiałem cyrkulującym pochodzącym z cyrkulacji zewnętrznej. Rejestrowane dane pomiarowe pozwoliły na wyznaczenie dla każdego z przedziałów obciążenia kotła i badanej konfiguracji, zmiany mocy wymiennika oraz współczynnika wymiany ciepła. Analiza wyników potwierdziła wpływ cyrkulacji wewnętrznej na proces wymiany ciepła w następującym zakresie:

1. Dla obciążenia 40 % MCR spadek mocy cieplnej wymiennika wyniósł ~6 %, a współczynnika wymiany ciepła ~5 %,
2. Dla obciążenia 60 % MCR spadek mocy cieplnej wymiennika wyniósł ~4,5 %, a współczynnika wymiany ciepła ~3,5 %,
3. Dla obciążenia 80 % MCR spadek mocy cieplnej wyniósł poniżej 1 %, a współczynnika wymiany ciepła ~3,6 %.

4. Dla konfiguracji 100 % MCR zaobserwowano wzrost mocy cieplnej wymiennika i współczynnika wymiany ciepła. Moc wymiennika zwiększyła się $<1\%$, a współczynnik wymiany ciepła $<0,5\%$ dla konfiguracji z zamkniętą cyrkulacją wewnętrzną. Zmiana tej wartości wynika z nieznacznie większej gęstości w górnej części komory paleniskowej modelu kotła w trakcie testu, co za tym idzie większemu strumieniowi materiału cyrkulującego.

Przeprowadzone badania na obiekcie przemysłowym kotle CFB-1300 elektrowni Łagisza (Tauron S.A.), polegały na zmianie prędkości fluidyzacji komory Intrex z dotychczasowych 0,56 m/s do wartości 0,3 m/s. Badania przeprowadzono dla 4 wymienników Intrex pracujących na ścieżce pary świeżej. Zebrane dane pomiarowe dały obraz wpływu zmniejszenia prędkości fluidyzacji komory Intrex. Średnia moc wszystkich wymienników zwiększyła się o 8 %, a średnia wartość współczynnika wymiany ciepła wzrosła o 13 %. Kierunek tej zmiany potwierdzają dane literaturowe – wraz ze zmniejszeniem prędkości fluidyzacji zwiększa się udział współczynnika wymiany ciepła konwekcji cząstek materiału złoża w stosunku do współczynnika wymiany ciepła konwekcji gazowej powodując wzrost całkowitego współczynnika wymiany ciepła.

Zmiana prędkości fluidyzacji skutkuje oszczędnością powietrza wysokoprężnego, które może zostać zagospodarowane na potrzeby transportu pneumatycznego kamienia wapiennego i popiołu lotnego. Spowoduje to możliwość wyłączenia dmuchaw dotychczas wykorzystywanych do zapewnienia powietrza transportowego co generuje oszczędności z tytułu zużycia energii elektrycznej oraz kosztów serwisu, części i materiałów eksploatacyjnych. Dodatkowo zmiana prędkości fluidyzacji zmniejsza ryzyko wystąpienia awarii poprzez zmniejszenie współczynnika erozji.

Zestawienie otrzymanych wyników z badań laboratoryjnych i przemysłowych pozwoliło na opracowanie predykcji wpływu zmiany obiegu materiału cyrkulującego na pracę wymiennika Intrex i płynące z tego korzyści przedstawione poniżej:

1. Zamknięcie połączenia między komorą spalania i komorą wymiennika Intrex jest możliwe. Spadek poziomu wymiany ciepła spowodowany zamknięciem cyrkulacji wewnętrznej kompensowany jest przez wzrost mocy i współczynnika wymiany ciepła wynikający z optymalizacji prędkości fluidyzacji komór Intrex. Dodatkowo na ścieżce pary świeżej istnieje bufor temperaturowy w postaci

wtrysków wody chłodzącej do regulacji temperatury pary, który dla obciążenia 40 % w aktualnej konfiguracji obniża łącznie temperaturę pary przed ostatnim stopniem przegrzewu pary jakim są wymienniki Intrex (SH IV) o 60 °C, natomiast dla obciążenia 100 % obniża temperaturę pary o 25 °C łącznie przed przegrzewaczem SH IV.

2. Zmiana prędkości fluidyzacji komór wymienników Intrex powoduje oszczędności na powietrzu wysokoprężnym pozwalające na wykorzystanie go na cele transportu pneumatycznego i generację oszczędności wynikających z tytułu wyłączenia z eksploatacji dotychczas używanych do tego celu urządzeń.
3. Zmiana prędkości fluidyzacji niesie ze sobą zmniejszenie ryzyka wystąpienia awarii z powodu redukcji współczynnika erozji.
4. Zamknięcie połączenia między komorą spalania a komorą wymiennika Intrex otwiera możliwość do wprowadzenia biomas i paliw alternatywnych (również tych zaliczanych do paliw odnawialnych) do miksu paliwowego. Udział paliw w mieszance należy ustalić indywidualnie w zależności od wyboru konkretnego paliwa co leży w gestii właściciela kotła CFB-1300 Łagisza.

Abstract

This doctoral dissertation presents both model-scale and full-scale industrial studies aimed at determining the effect of changing the circulation loop of solids feeding the Intrex heat-exchanger chamber and at predicting the feasibility of implementing these changes on the industrial unit.

The research was initiated by the need to improve Intrex operating conditions by altering the solids circulation path and reducing the Intrex chamber fluidization velocity, which in a subsequent step would enable closing the connection between the Intrex chamber and the furnace and introducing biomass and alternative fuels into the fuel mix.

Model tests were conducted on a 1:10 scale model of the Łagisza CFB-1300 boiler. The hydrodynamics of the fluidized bed were reproduced in accordance with scaling rules, allowing the transfer of findings to the industrial scale. Tests covered the 40%–100% MCR load range (MCR, Maximum Continuous Rating) and considered two modes of feeding the Intrex chamber with circulating solids. The first reflected the current operating state, where the Intrex chamber is supplied by two solids streams: internal circulation (bed material coming directly from the combustion chamber) and external circulation (material separated in cyclone separators and recirculated to the boiler loop). The second mode supplied the Intrex chamber exclusively with solids from the external circulation. Recorded measurements made it possible, for each boiler load band and configuration, to determine changes in exchanger heat duty and heat-transfer coefficient. The analysis confirmed the influence of internal circulation on heat transfer, as follows:

1. At 40% MCR, exchanger heat duty decreased by ~6%, and the heat-transfer coefficient by ~5%.
2. At 60% MCR, heat duty decreased by ~4.5%, and the heat-transfer coefficient by ~3.5%.
3. At 80% MCR, heat duty decreased by <1%, and the heat-transfer coefficient by ~3.6%.
4. At 100% MCR, an increase in both heat duty and heat-transfer coefficient was observed: heat duty rose by <1% and the heat-transfer coefficient by <0.5% with internal circulation closed. This change is attributed to a slightly higher solids density in the upper part of the model furnace during the test, and thus a higher circulating solids flux.

Industrial tests on the CFB-1300 boiler at the Łagisza power plant (Tauron S.A.) involved reducing the Intrex chamber fluidization velocity from 0.56 m/s to 0.30 m/s. Four Intrex exchangers on the live-steam path were tested. The data revealed the effect of lowering the fluidization velocity: the average heat duty of all exchangers increased by 8%, and the average heat-transfer coefficient increased by 13%. Literature data confirm this trend—decreasing fluidization velocity increases the contribution of particle-to-surface convection relative to gas-phase convection, thereby increasing the overall heat-transfer coefficient.

Changing the fluidization velocity reduces the consumption of high-pressure air, which can then be allocated to pneumatic conveying of limestone and fly ash. This enables shutting down blowers previously used to supply conveying air, generating savings in electricity use as well as service, parts, and consumables. Additionally, reducing the fluidization velocity lowers the risk of failures by reducing the erosion coefficient.

Combining the laboratory and industrial results enabled a prediction of how changing the solids circulation loop would affect Intrex operation and the resulting benefits are:

1. Closing the connection between the furnace and the Intrex chamber is feasible. The reduction in heat transfer caused by eliminating internal circulation is offset by the increase in heat duty and heat-transfer coefficient resulting from optimizing Intrex chamber fluidization velocity. In addition, on the live-steam path there is a temperature buffer in the form of desuperheating water injections used for steam-temperature control, which in the current configuration lowers the steam temperature upstream of the last superheating stage - Intrex (SH IV) - by a total of 60 °C at 40 % load and by 25 °C at 100 % load.
2. Adjusting the fluidization velocity of the Intrex chambers yields savings in high-pressure air that can be used for pneumatic conveying, and it generates savings by allowing shutdown of the equipment previously used for this purpose.
3. Lower fluidization velocity reduces the risk of failures due to a lower erosion coefficient.
4. Closing the connection between the furnace and the Intrex chamber opens the possibility of introducing biomass and alternative fuels (including those classified

as renewable) into the fuel mix. The shares of individual fuels in the blend should be determined on a case-by-case basis depending on the selected fuel and remain at the discretion of the owner of the Łagisza CFB-1300 boiler.