POLITECHNIKA KRAKOWSKA IM. TADEUSZA KOŚCIUSZKI

WYDZIAŁ MECHANICZNY



Identyfikacja stopnia zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnych kotła parowego

Marcin Trojan

Praca doktorska pod kierunkiem prof. dr hab. inż. Jana Talera

Kraków 2009

Spis treści

Wykaz	ważniejszych oznaczeń	1
1. Dot	tychczasowy stan zagadnienia	2
2. Cel	i zakres pracy	5
3. Cha lotnym j	arakterystyka żużlowania ścian komory paleniskowej kotła i zaniecz popiołem powierzchni rur przegrzewacza	zyszczania 7
3.1.	Charakterystyka objawów zanieczyszczenia ścian komory paleniskow	vej kotła. 7
3.2.	Charakterystyka objawów zanieczyszczenia rur przegrzewacza	
3.3. palen	Charakterystyka objawów jednoczesnego zanieczyszczenia ściar iskowej kotła i rur przegrzewacza	1 komory 13
4. Oblogrzewa	liczenia cieplne komory paleniskowej i konwekcyjnych po alnych kotła	wierzchni 14
4.1. C	Obliczenia komory paleniskowej kotła	14
4.2.	Obliczenia powierzchni konwekcyjnych kotła	
4.2.1.	Obliczanie współczynnika przenikania ciepła	
5. Mo	nitorowanie lokalnego stopnia zanieczyszczenia	
6. Spr	awność kotła	
6.1.	Sposób I wyznaczania strat	
6.2.	Sposób II obliczania strat	
7. Mo	del matematyczny parownika kotła	
8. Wy	znaczanie strumieni masy powietrza, spalin i paliwa	41
8.1.	Strumień masy paliwa w warunkach ustalonej pracy kotła	
8.2.	Wyznaczanie strumienia masy powietrza i spalin	
9. Mo	delowanie przegrzewaczy pary	
9.1.	Równanie bilansu energii dla pary	
9.2.	Równanie bilansu energii dla spalin	
9.3.	Wyznaczanie temperatury ścianki	
9.4.	Model matematyczny przegrzewacza grodziowego	51
9.5.	Model matematyczny festonu II	
9.6.	Model matematyczny I stopnia przegrzewacza pary	
9.7.	.7. Model matematyczny II stopnia przegrzewacza pary	
9.8.	Model matematyczny III stopnia przegrzewacza pary	
9.9.	Model matematyczny powierzchniowego schładzacza pary	
9.10.	Model matematyczny wtryskowych schładzaczy pary I i II	

10. kotła	Ocena stopnia zanieczyszczenia ścian komory paleniskowej i przegrzewaczy
11. zaniec	Wyznaczanie w trybie on-line parametrów charakteryzujących stopień zyszczenia ścian komory paleniskowej kotła i rur przegrzewacza
12. pomoc	Ocena lokalnego stopnia zanieczyszczenia ścian komory paleniskowej kotła za cą wstawek termometrycznych
13. przegr	Symulacja procesów zanieczyszczani ścian komory paleniskowej i zewaczy
14.	Zalecenia dotyczące częstotliwości załączania zdmuchiwaczy żużla i popiołu. 113
15.	Wnioski i uwagi końcowe116
Litera	tura

Wykaz ważniejszych oznaczeń

- *A* pole powierzchni, m²
- a współczynnik absorpcji, 1/m
- *Bo* stała Boltzmanna,
- *c* ciepło właściwe, J/(kgK)
- *h* entalpia właściwa, J/kg
- *k* współczynnik przenikania ciepła, W/(m²K)
- *M* współczynnik charakteryzujący miejsce występowania maksymalnej temperatury płomienia w komorze,
- *m* masa, kg
- p ciśnienie, Pa
- \dot{Q} strumień ciepła, W
- \dot{q} obciążenie cieplne powierzchni ogrzewalnej, W/m²
- *r* udział objętościowy składnika w mieszaninie
- s zastępcza grubość promieniującej warstwy gazu, m
- *s*₁, *s*₂ odpowiednio prostopadła i równoległa do kierunku przepływu spalin podziałka rozstawienia rur, m
- *T* temperatura, K
- t czas, s

1. Dotychczasowy stan zagadnienia

W przypadku opalania węglem, stosunkowo mała ilość popiołu powoduje problemy z odkładaniem się zanieczyszczeń na powierzchniach ogrzewalnych kotłów [1]. Żużel i osady popiołowe odkładają się zazwyczaj na ścianach komory paleniskowej oraz przegrzewaczach grodziowych. Zmusza to użytkowników kotłów do częstego oczyszczania ścian komór paleniskowych i rur przegrzewaczy. W przypadku kotła opalanego weglem brunatnym opisanego w pracy [1] przegrzewacz grodziowy oczyszczany jest za pomocą zdmuchiwaczy parowych od 4 do 5 razy w ciągu jednego dnia. Z ankiety przeprowadzonej w elektrowniach niemieckich [2] wynika, że problem żużlowania ścian komór paleniskowych kotłów i zanieczyszczania popiołem przegrzewaczy stanowi poważny problem dla użytkowników kotłów. Analizowanych było 55 bloków energetycznych, w tym 56% kotłów opalanych węglem brunatnym oraz 42% weglem kamiennym. Problem zanieczyszczania powierzchni ogrzewalnych nabrał jeszcze większego znaczenia z uwagi na konieczność współ-spalania biomasy w kotłach energetycznych opalanych pyłem węglowym lub fluidalnych. Zgodnie ze zobowiązaniami przyjętymi przez Polskę udział energii ze źródeł odnawialnych powinien wynosić 20% w roku 2015 [3]. Zobowiązanie to w chwili obecnej realizowane jest głównie przez współ-spalanie trocin, zrębków oraz odpadów z przemysłu drzewnego w kotłach opalanych pyłem węgla kamiennego. Współ-spalanie biomasy powoduje nie tylko przyspieszoną korozję rur kotła [4], ale także intensyfikuje procesy zanieczyszczania powierzchni ogrzewalnych kotła [5]. Ze względu na różnice w występujacych mechanizmach zanieczyszczania, rozróżnia się dwa rodzaje osadzania się popiołu na powierzchniach rur: żużlowanie i zanieczyszczanie popiołem [6, 7]. Warunki zażużlowania i zanieczyszczania stanowią krytyczne czynniki wpływające na efektywność cieplną i dyspozycyjność komory spalania i przegrzewaczy w kotle. Mechanizmy żużlowania i odkładania się zanieczyszczeń popiołowych na powierzchni przegrzewacza są przedmiotem wielu prac [2, 8-10]. W pracy [2] przedstawiono wyniki badań zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnych przeprowadzone na 55 kotłach energetycznych. Analizie poddano 15 kotłów opalanych weglem kamiennym (w tym 6 kotłów z ciekłym odprowadzeniem żużla) i 27 kotłów opalanych węglem brunatnym. W wiekszości były to kotły pyłowe, z wyjatkiem 6 kotłów fluidalnych (w tym 2 opalanych węglem kamiennym i 4 węglem brunatnym). Głównym celem pracy było opracowanie metody laboratoryjnej pozwalającej ocenić skłonność danego węgla do żużlowania i tworzenia twardych osadów popiołowych na powierzchniach rur przegrzewacza. Metoda rozwinięta przez profesora Żelkowskiego we współpracy z profesorem Otsem [2] polega na określaniu zmian wytrzymałości próbki wykonanej z popiołu, która przez około 12 godzin wygrzewana była w piecu o wysokiej temperaturze. Z popiołu zawartego w węglu wytwarzana jest sprasowana próbka o wymiarach: średnica 6,5mm, wysokość 7mm. Następnie próbka wygrzewana jest w piecu w atmosferze powietrza lub spalin. Po ochłodzeniu przeprowadzane sa badania mikroskopowe oraz wyznaczana jest gęstość i wytrzymałość na ściskanie. Dodatkowo wyznaczana jest przewodność i opór pojemnościowy próbki w czasie jej nagrzewania,

co pozwala wykryć tworzenie się stopionych kropel popiołu, które w większej liczbie prowadzą do mięknięcia popiołu. Osadzanie się cząstek popiołu na rurach można również modelować z wykorzystaniem komputerowej mechaniki płynów (CFD) [8, 9]. W pracach [8, 9] analizowany był kształt tworzących się osadów oraz ich wpływ na spadek strumienia ciepła przekazywanego od spalin do pary. Przedmiotem pracy [10] jest próba stworzenia modelu odkładania się zanieczyszczeń popiołowych oraz żużla, a także określenia ich współczynnika przewodzenia ciepła. Miarą stopnia zażużlowania ścian komory paleniskowej jest również lokalny współczynnik sprawności cieplnej określany jako gęstość strumienia ciepła absorbowanego przez ścianę do strumienia ciepła padającego na nią [11]. Współczynnik ten określany był za pomocą przenośnych sond. Warunki cieplne i aerodynamiczne odkładania się żużla na takich sondach sa jednak inne ścianie komory paleniskowej. Stopień zanieczyszczenia powierzchni niż na ogrzewalnych kotła można również oceniać na podstawie zmniejszania sie wartości współczynnika przenikania ciepła wraz ze wzrostem stopnia zanieczyszczenia [12 – 14]. Najwięcej systemów monitorowania stopnia zanieczyszczenia ścian komór na miernikach lokalnego obciażenia cieplnego, paleniskowych kotła bazuje usytuowanych w kilkudziesięciu punktach rozmieszczonych na wszystkich ścianach kotła [14 – 16]. Do pomiaru lokalnego obciążenia cieplnego stosowane sa zwykle mierniki gęstości strumienia ciepła przyspawane do rur ekranowych [18]. Stanowią one miejsce, na którym osadza się stopiony żużel w znacznie większym stopniu niż na gładkiej ekranowych. odpowiednie powierzchni rur Bardziej konstrukcje wstawek termometrycznych, na których warunki osadzania się żużla są zbliżone do warunków występujących na ścianach komory i odznaczających się bardzo dobrą trwałością, przedstawiono w pracach [19 – 21, 32]. Zaleta układów monitorowania wykorzystujących mierniki lokalnego obciążenia cieplnego jest duża dokładność wykrywania zanieczyszczeń, a wadą duży koszt z uwagi na bardzo dużą liczbę mierników. Wadą tego sposobu oceny stopnia zanieczyszczenia ścian komory paleniskowej jest również brak globalnej oceny zanieczyszczenia, wyrażającej się spadkiem strumienia ciepła przejmowanego przez parownik, poszczególne stopnie przegrzewacza oraz spadkiem sprawności kotła.

Firma Clyde Bergemann opracowała ostatnio system pomiarowy oparty na czujnikach tensometrycznych, umożliwiający wykrycie odkładania się osadów żużlowych i popiołowych na wiszących przegrzewaczach pary [22 – 26]. System wykorzystuje czujniki tensometryczne do pomiaru odkształcenia prętów, na których wiszą przegrzewacze pary. Zwiększony ciężar przegrzewacza, ze względu na nawarstwianie się osadów popiołowych, powoduje większe odkształcenia prętów, które rejestrowane są przez tensometry. Osady na powierzchniach wymiany ciepła prowadzą do znacznego obniżenia przejmowanego przez nie strumienia cieplnego. Ten sposób oceny stopnia zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnych od strony spalin odpowiedni jest tylko do przegrzewaczy o konstrukcji wiszącej. Trudniej je zastosować do komór spalania czy przegrzewaczy o konstrukcji leżącej.

Stopień zanieczyszczenia ścian komory kotła stanowi jedną z najtrudniejszych do ilościowego określenia zmiennych. Zdmuchiwacze żużla i popiołu stanowią podstawowy środek utrzymania czystości opromieniowanych ścian komory paleniskowej i konwekcyjnych powierzchni ogrzewalnych kotła. W przypadku stosowania metod tradycyjnych, operatorzy kotłów często nie są w stanie wykryć krytycznych narostów osadów na określonych powierzchniach ogrzewalnych kotła.

W rozprawie doktorskiej zaprezentowany zostanie system monitorowania narastania osadów w paleniskach kotła i przegrzewaczach pary zainstalowany na kotle nr 8 w Elektrowni Skawina. Sprawność kotła energetycznego obliczana jest przy zastosowaniu pośredniej metody opartej na bilansie energii dla kotła. Następnie obliczany jest strumień masowy paliwa \dot{m}_F . Obliczenie parametrów komory spalania w trybie on-line umożliwia określenie strumienia ciepła, przepływającego do ekranów kotła. W oparciu o bilans energetyczny parownika kotła, wyznaczany jest strumień masy pary przegrzanej z uwzględnieniem strumieni wody wtryskiwanych w schładzaczach pary przegrzanej. Poprzez porównanie obliczonej i zmierzonej wartości strumienia masy pary przegrzanej wyznaczany jest współczynnik sprawności cieplnej ekranów komory paleniskowej w trybie on-line. Stopień zanieczyszczenia ścian paleniska ζ_f oraz przegrzewacza ζ_{sup} wyznaczane są w oparciu o dane pomiarowe. Pomiary w trybie on-line odkładania się osadów popiołu mogą być wykorzystane do sterowania pracą komorze paleniskowej i zdmuchiwaczy zdmuchiwaczy żużla W popiołu w przegrzewaczach pary. Dzięki temu, opracowany system monitorowania stopnia zanieczyszczenia kotła przyczynia się do zmniejszenia zużycia paliwa w kotle, zmniejszenia zużycia wody lub pary używanej do zdmuchiwania odpowiednio żużla i popiołu oraz zwiększenia trwałości ścian komory paleniskowej kotła i rur przegrzewaczy.

2. Cel i zakres pracy

W pracy zaproponowany zostanie nowy sposób sterowania pracą zdmuchiwaczy żużla i popiołu. Wprowadzone zostana parametry charakteryzujące stopień zażużlowania ścian komory paleniskowej oraz stopień zanieczyszczenia rur przegrzewacza. Po osiagnieciu przez te parametry wartości dopuszczalnych uruchamiane będą zdmuchiwacze żużla lub popiołu, lub też zdmuchiwacze żużla i popiołu równocześnie. Przedstawiony w pracy komputerowy układ oceny stopnia zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnych kotła bazuje na pomiarach ciśnienia, temperatury, strumienia masy czynnika roboczego oraz pomiarze składu chemicznego i temperatury spalin. Na podstawie mierzonych wielkości wyznaczane są wskaźniki charakteryzujące niezależnie stopień zanieczyszczenia ścian komory paleniskowej i rur przegrzewacza. Decyzja o włączeniu zdmuchiwaczy podejmowana będzie na podstawie zmian w czasie następujących wielkości: temperatury spalin za przegrzewaczem pary (przed ekonomizerem), temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej, sprawności kotła, strumienia masy pary przegrzanej (wydajności kotła), strumienia ciepła przejmowanego przez parownik (ściany komory paleniskowej), współczynnika sprawności cieplnej ścian komory paleniskowej, współczynnika efektywności cieplnej przegrzewaczy. Ponadto wyznaczanych jest wiele innych wielkości w trybie on-line, takich jak: strumień masy paliwa, współczynnik nadmiaru powietrza, strumień masy powietrza, strumień masy spalin mokrych i suchych, poszczególne straty cieplne i strumień cieplny przejmowany przez przegrzewacz.

Oprócz globalnych wskaźników zanieczyszczenia charakteryzujących zanieczyszczenie wszystkich ścian komory paleniskowej oraz wszystkich stopni przegrzewacza monitorowane będzie lokalne obciążenie cieplne ścian komory paleniskowej za pomocą wstawek termometrycznych. Wstawki umożliwiają niezawodną rejestrację spadku lokalnego obciążenia cieplnego, gdy na ścianach komory paleniskowej odkłada się żużel.

Należy podkreślić, że do tej pory zdmuchiwacze uruchamiane są w stałych odstępach czasowych, przy czym odstęp czasowy między kolejnymi zdmuchiwaniami jest dobierany na podstawie bliżej nieokreślonych kryteriów. W badanym kotle o wydajności 210 t/h zdmuchiwacze żużla i popiołu włączane były w stałych odstępach czasowych równych 8 godzin. Tak częste uruchamianie zdmuchiwaczy, jak pokazują przeprowadzone badania, jest niepotrzebne. W wyniku zbyt częstego uruchamiania zdmuchiwaczy występują straty wody lub pary używanej do zdmuchiwania, następuje przyspieszone zużycie erozyjne rur ścian komory paleniskowej i przegrzewacza oraz zwiększone zużycie oleju opałowego używanego do stabilizacji spalania pyłu węglowego w czasie przeprowadzania zdmuchiwania żużla i popiołu.

Teza pracy jest następująca:

Możliwe jest sterowanie załączaniem zdmuchiwaczy żużla lub popiołu na podstawie oceny stopnia zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnych kotła przeprowadzanej w trybie on-line.

Wyniki pomiarów i obliczeń charakteryzujących stopień zanieczyszczenia ścian komory paleniskowej i rur przegrzewacza prezentowane są na bieżąco na ekranie monitora na dziewięciu wykresach. Na monitorze przedstawiane są przebiegi czasowe wielkości zmierzonych i obliczonych, które umożliwiają operatorowi łatwą ocenę stopnia zanieczyszczenia ścian komory paleniskowej i rur przegrzewacza.

Wdrożenie wyników pracy w układach nadzoru eksploatacji dużych kotłów energetycznych przyczyni się do podwyższenia sprawności kotła, a tym samym do zmniejszenia zużycia paliwa na wyprodukowanie 1 kWh energii elektrycznej.

Dzięki uruchamianiu zdmuchiwaczy tylko wtedy, gdy zachodzi potrzeba wydłużona zostanie trwałość rur parownika i przegrzewacza kotła.

Na podkreślenie zasługuje również wdrożenie opracowanego układu do nadzoru eksploatacji kotła w jednej z elektrowni krajowych.



3. Charakterystyka żużlowania ścian komory paleniskowej kotła i zanieczyszczania lotnym popiołem powierzchni rur przegrzewacza

Żużel i zanieczyszczenia popiołowe mogą odkładać się równomiernie na całej powierzchni ogrzewalnej kotła lub lokalnie, tworząc często nawisy o dużej masie. Procesy żużlowania ścian komory paleniskowej oraz zanieczyszczania popiołem powierzchni przegrzewaczy mają istotny wpływ na pracę kotła, prowadząc do obniżenia jego sprawności, podwyższania lub obniżania temperatury pary za poszczególnymi stopniami przegrzewacza oraz zmniejszania strumienia masy pary wytwarzanej w kotle. W następnych trzech paragrafach omówione zostaną dokładniej skutki zanieczyszczania powierzchni ogrzewalnych kotła.

3.1. Charakterystyka objawów zanieczyszczenia ścian komory paleniskowej kotła

Przykłady żużlowania ścian komory paleniskowej kotła OP-650 w Elektrowni Łaziska przedstawiono na rysunkach 3.1 - 3.4





Rejon zanieczyszczenia

Rys. 3.1. Ściana boczna komory paleniskowej, widoczna zanieczyszczona duża powierzchnia rur ekranowych.







Rys. 3.2. Bardzo mocno zanieczyszczona tylna ściana parownika, oraz dysze OFA, poziom około 25 metrów.



Rys. 3.3. Zalepiony żużlem palnik nr 4 w drugim rzędzie oraz zażużlowany fragment ściany parownika, dolna część palnika oraz końcówka lancy palnika mazutowego i dyszy parowej są silnie zarośnięte żużlem.



Rys. 3.4. Zażużlowany zimny lej kotła, żużel rozciąga się równomiernie od dołu kotła do wysokości połowy palników nr 3 i 4 usytuowanych w pierwszym rzędzie.

Rysunki 3.1 i 3.2 ilustrują prawie równomierne osadzanie się żużla na ścianach komory paleniskowej podczas, gdy na rysunkach 3.3 i 3.4 pokazane są miejscowe zażużlowania odpowiednio palnika i leja żużlowego.

W przypadku czystych powierzchni przegrzewaczy i żużlowania ścian komory paleniskowej, niezależnie czy ma ono charakter lokalny, czy równomierny, obserwuje się następujące zjawiska:

- spadek współczynnika sprawności cieplnej ekranów,
- spadek strumienia ciepła przejmowanego przez ściany komory paleniskowej (parownik) oraz wzrost strumienia ciepła przejmowanego przez przegrzewacz,
- spadek strumienia masy pary przegrzanej (spadek wydajności kotła),
- wzrost temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej, co w konsekwencji może prowadzić do intensyfikacji zanieczyszczania przegrzewaczy w wyniku przekroczenia temperatury mięknięcia popiołu,
- wzrost temperatury pary przegrzanej na wylocie z poszczególnych stopni przegrzewaczy, co pociąga za sobą wzrost strumieni masy wody wtryskiwanej do schładzaczy pary,
- wzrost temperatury spalin za przegrzewaczami i na wylocie z kotła,
- spadek sprawności kotła.

Operator kotła może rozpoznać, że ściany komory paleniskowej ulegają zanieczyszczaniu obserwując strumienie wody wtryskowej. Są one znacznie większe



w porównaniu ze strumieniami wody wtryskowej przy czystych ścianach komory paleniskowej.

3.2. Charakterystyka objawów zanieczyszczenia rur przegrzewacza

W przypadku zanieczyszczania powierzchni przegrzewaczy przy czystych ścianach komory paleniskowej obserwuje się następujące zjawiska:

- spadek strumienia ciepła przejmowanego przez przegrzewacz,
- spadek temperatury pary przegrzanej za poszczególnymi stopniami przegrzewaczy, co w konsekwencji prowadzi do zmniejszania strumieni masy wody wtryskiwanej do schładzaczy pary,
- wzrost temperatury spalin za przegrzewaczami,
- spadek sprawności kotła.





Rejon zanieczyszczenia

Rys. 3.5. Zanieczyszczony II stopień przegrzewacza pary świeżej, umieszczony na przedniej ścianie parownika.





Rejon zanieczyszczenia

Rys. 3.6. Silnie zapylony II ciąg kotła, kanał obejściowy, mocno zanieczyszczone wężownice górnego pęczka IV stopnia przegrzewacza pary świeżej.



Rys. 3.7. Zanieczyszczone popiołem wężownice w II ciągu kotła, kanał główny II ciągu, przegrzewacz I stopnia pary wtórnej.





Rejon zanieczyszczenia

Rys. 3.8. Zażużlowany, III stopień przegrzewacza pary świeżej grodziowy, widać jak żużel zwisa na ścianę parownika, oraz jak zdeformowane są wężownice grodzi.

Z analizy zanieczyszczeń przegrzewaczy przedstawionych na rysunkach 3.5 – 3.8 widać, że w obszarze wyższych temperatur spalin popiół ulega stopieniu i odkłada się jako żużel na rurach przegrzewacza (rys. 3.5 i rys. 3.8). W przypadku niższej temperatury spalin zanieczyszczenia popiołowe są sypkie (rys. 3.6) lub spieczone (rys. 3.7). Zanieczyszczenia przegrzewaczy zmniejszają nie tylko strumień ciepła przepływający od spalin do rur, ale także powodują większy spadek ciśnienia na drodze przepływu spalin przyczyniając się do większego zużycia energii przez wentylator wyciągowy spalin.

3.3. Charakterystyka objawów jednoczesnego zanieczyszczenia ścian komory paleniskowej kotła i rur przegrzewacza

W przypadku jednoczesnego zanieczyszczania ścian komory paleniskowej i powierzchni przegrzewaczy obserwuje się następujące zjawiska:

- spadek współczynnika sprawności cieplnej ekranów,
- spadek strumienia ciepła przejmowanego przez ściany komory paleniskowej (parownik) oraz wzrost strumienia ciepła przejmowanego przez przegrzewacz,
- spadek strumienia masy pary przegrzanej (spadek wydajności kotła),
- wzrost temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej, co w konsekwencji może prowadzić do intensyfikacji zanieczyszczania przegrzewaczy w wyniku przekroczenia temperatury mięknięcia popiołu,
- wzrost temperatury spalin za przegrzewaczami,
- spadek sprawności kotła,
- temperatura pary przegrzanej za poszczególnymi stopniami przegrzewacza i strumienie wody wtryskowej do schładzaczy pary mogą pozostawać na stałym poziomie; może to wprowadzić w błąd operatora kotła i sugerować mu, że kocioł nie jest zanieczyszczony.

Zadaniem opracowanego układu do identyfikacji stopnia zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnych kotła parowego jest oddzielna ocena stopnia zanieczyszczenia parownika i przegrzewacza, jak również kontrola w trybie on–line sprawności kotła, która jest miarą globalnego stopnia zanieczyszczenia kotła. Lokalne zażużlowanie ścian komory paleniskowej oceniane będzie na podstawie obniżania się w czasie lokalnej gęstości strumienia ciepła przejmowanego przez ścianę w miejscu odkładania się żużla.

4. Obliczenia cieplne komory paleniskowej i konwekcyjnych powierzchni ogrzewalnych kotła

Przedstawione zostanie wyznaczanie temperatury spalin wylotowych z komory paleniskowej oraz strumienia ciepła przejmowanego przez ściany komory paleniskowej. Wyznaczone również zostaną wzory do obliczania spadku temperatury spalin w festonie z uwzględnieniem konwekcyjnego i radiacyjnego współczynnika wnikania ciepła.

4.1. Obliczenia komory paleniskowej kotła

Stopień zanieczyszczenia ścian komory paleniskowej kotła można ocenić wyznaczając w trybie on–line temperaturę spalin na wylocie z komory paleniskowej T_{fe} , strumień ciepła przejmowany przez ściany komory paleniskowej \dot{Q}_r oraz współczynnik sprawności cieplnej ścian komory paleniskowej ψ .

Przyjmuje się, że komorę paleniskową wypełnia płomień o polu powierzchni A_{pl} i emisyjności ε_{pl} . Temperatura płomienia w całej jego objętości jest równomierna i wynosi T_{pl} Strumień ciepła \dot{Q}_k przepływa od płomienia do ścian o polu powierzchni A_{sc} , temperaturze T_z i emisyjności ε_z (rys. 4.1).



Rys.4.1. Wymiana ciepła przez promieniowanie w komorze paleniskowej kotła; a) wymiana ciepła między płomieniem a ścianami komory paleniskowej, b) uproszczony schemat wymiany ciepła między płomieniem a ścianami komory paleniskowej.

Strumień ciepła \dot{Q}_r przepływający od spalin do ścian komory paleniska można obliczyć za pomocą wzoru (rys.4.1)

$$\dot{Q}_{r} = \frac{\sigma A_{pl} \left(T_{pl}^{4} - T_{z}^{4} \right)}{\frac{1}{\varepsilon_{pl}} + \frac{1 - \varepsilon_{z}}{\varepsilon_{z}} \frac{A_{pl}}{A_{sc}}} , \qquad (4.1)$$

gdzie $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K}^4)$ oznacza stałą Stefana – Boltzmanna.

Po uwzględnieniu, że w kotłach pyłowych płomień wypełnia całą komorę paleniskową można przyjąć, że pole powierzchni płomienia A_{pl} jest równe polu powierzchni ścian A_{sc} . Uwzględniając, że $A_{pl} = A_{sc}$ wzór (4.1) upraszcza się do postaci (rys. 4.1b):

$$\dot{Q}_r = \frac{\sigma A_{sc} \left(T_{pl}^4 - T_z^4 \right)}{\frac{1}{\varepsilon_{pl}} + \frac{1}{\varepsilon_z} - 1} \quad . \tag{4.2}$$

Efektywny strumień ciepła przekazywany od ściany komory do paleniska wynosi:

$$\dot{q}_{sc,ef} = \varepsilon_z \sigma T_z^4 + (1 - \varepsilon_z) \dot{q}_{pad}, \qquad (4.3)$$

gdzie: \dot{q}_{pad} jest gęstością strumieniem ciepła padającym na ściany komory paleniskowej.

Strumień ciepła przejmowany przez ściany komory paleniskowej jest określony wzorem:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}_r}{A_{sc}},\tag{4.4}$$

gdzie \dot{Q}_r określone jest wzorem (4.2).

Po wprowadzeniu współczynnika sprawności cieplnej ścian komory paleniskowej kotła ψ :

$$\psi = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{pad}} = \frac{\dot{q}_{pad} - \dot{q}_{sc,ef}}{\dot{q}_{pad}} = 1 - \frac{\dot{q}_{sc,ef}}{\dot{q}_{pad}}, \qquad (4.5)$$

efektywny strumień ciepła $\dot{q}_{sc,ef}$ wynosi:

$$\dot{q}_{sc,ef} = (1 - \psi) \dot{q}_{pad} . \tag{4.6}$$

Po podstawieniu wzoru (4.3) do (4.6) mamy:

$$\varepsilon_z \sigma T_z^4 + (1 - \varepsilon_z) \dot{q}_{pad} = (1 - \psi) \dot{q}_{pad} , \qquad (4.7)$$

skąd otrzymuje się:

$$\varepsilon_z \sigma T_z^4 = \varepsilon_z \dot{q}_{pad} - \psi \dot{q}_{pad} \,. \tag{4.8}$$

Po podstawieniu $\dot{q} = \psi \dot{q}_{pad}$, $\varepsilon_z \sigma T_z^4$ określonego wzorem (4.8) oraz \dot{Q}_r określonego wzorem (4.2) do wzoru (4.4) otrzymuje się po prostych przekształceniach następujące równanie:

$$\psi \dot{q}_{pad} = \frac{-\varepsilon_{pl} \left(\varepsilon_{z} \dot{q}_{pad} - \psi \dot{q}_{pad}\right) + \varepsilon_{z} \varepsilon_{pl} \sigma T_{pl}^{4}}{\varepsilon_{pl} + \varepsilon_{z} - \varepsilon_{z} \varepsilon_{pl}}.$$
(4.9)

Wykonując odpowiednie przekształcenia otrzymuje się ze wzoru (4.9) następujące wyrażenie:

$$\varepsilon_{pl} = \frac{1}{1 + \frac{1}{\psi} \left(\frac{\sigma T_{pl}^4}{\dot{q}_{pad}} - 1 \right)}.$$
 (4.10)

Z definicji emisyjności paleniska:

$$\varepsilon_{pal} = \frac{\dot{q}_{pad}}{\sigma T_{pl}^4} \tag{4.11}$$

mamy:

$$\frac{\sigma T_{pl}^4}{\dot{q}_{pad}} = \frac{1}{\varepsilon_{pal}}.$$
(4.12)

Po podstawieniu wyrażenia (4.12) do wzoru (4.10) otrzymuje się:

$$\varepsilon_{pl} = \frac{1}{1 + \frac{1}{\psi} \left(\frac{1}{\varepsilon_{pal}} - 1\right)},\tag{4.13}$$

skąd po przekształceniach otrzymuje się wzór na emisyjność paleniska:

$$\varepsilon_{pal} = \frac{\varepsilon_{pl}}{\varepsilon_{pl} + \psi(1 - \varepsilon_{pl})}.$$
(4.14)

Strumień ciepła \dot{Q}_r przejmowany przez ściany komory paleniskowej wynosi:

$$\dot{Q}_r = A_k \, \dot{q} = A_k \, \dot{q}_{pad} \, \psi = \varepsilon_{pal} \, \psi \, \sigma \, A_k T_{pl}^4 \,. \tag{4.15}$$

W celu obliczenia temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej T_{fe} zapisane zostanie równanie bilansu energii dla komory paleniskowej kotła:

$$\dot{Q}_{r} = \dot{Q} - \dot{m}_{sp} c_{p,sp} \Big|_{0}^{T_{fe} - 273,15} \left(T_{fe} - 273,15 \right), \tag{4.16}$$

gdzie T_{fe} oznacza temperaturę spalin na wylocie z paleniska w K.

Zgodnie z przyjętym modelem obliczeń radiacyjnej wymiany ciepła w komorze paleniskowej, temperatura spalin w całej komorze jest jednakowa. Można więc przyjąć, że $T_{fe} = T_{pl}$, gdzie T_{fe} i T_{pl} wyrażone są w K.

Strumień energii \dot{Q} doprowadzany do paleniska z paliwem i powietrzem wynosi:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{pal} \left(W_d + h_{pal} \right) + \dot{m}_{pow} c_{p,pow} \Big|_0^{T_{pow} - 273,15} \left(T_{pow} - 273,15 \right)$$
(4.17)

gdzie entalpia paliwa h_{pal} określona jest wzorem:

$$h_{pal} = c_{p,pal} \Big|_{0}^{T_{pal} - 273, 15} \left(T_{pal} - 273, 15 \right).$$
(4.18)

Strumień ciepła doprowadzany do paleniska \dot{Q} można wyrazić za pomocą adiabatycznej temperatury spalania $(T_{ad} - 273, 15)$:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{sp} c_{p,sp} \Big|_{0}^{T_{ad} - 273,15} \left(T_{ad} - 273,15 \right), \tag{4.19}$$

gdzie adiabatyczna temperatura spalania T_{ad} określona jest wzorem:

$$T_{ad} = 273,15 + \frac{\dot{m}_{pal} \left(W_d + h_{pal} \right) + \dot{m}_{pow} c_{p,pow} \Big|_0^{T_{pow} - 273,15} \left(T_{pow} - 273,15 \right)}{\dot{m}_{sp} c_{p,sp} \Big|_0^{T_{ad} - 273,15} \left(T_{ad} - 273,15 \right)}.$$
 (4.20)

Po podstawieniu wzoru (4.15) i (4.19) do wzoru (4.16) otrzymuje się:

$$A_{k} \varepsilon_{pal} \psi \sigma T_{fe}^{4} = \dot{m}_{sp} c_{p,sp} \Big|_{0}^{T_{ad} - 273,15} \left(T_{ad} - 273,15 \right) - \dot{m}_{sp} c_{p,sp} \Big|_{0}^{T_{e} - 273,15} \left(T_{fe} - 273,15 \right).$$
(4.21)

Po wprowadzeniu średniego ciepła właściwego spalin:

$$\overline{c}_{p,sp} = c_{p,sp} \Big|_{T_{fc}-273,15}^{T_{ad}-273,15}$$
(4.22)

gdzie:

$$c_{p,sp}\Big|_{T_{fe}-273,15}^{T_{ad}-273,15} = \frac{c_{p,sp}\Big|_{0}^{T_{ad}-273,15} \left(T_{ad}-273,15\right) - c_{p,sp}\Big|_{0}^{T_{fe}-273,15} \left(T_{fe}-273,15\right)}{T_{ad}-T_{fe}}$$
(4.23)

równanie (4.21) przekształcone zostanie do postaci:

$$A_k \,\varepsilon_{pal} \,\psi \,\sigma T_e^4 = \dot{m}_{sp} \,\overline{c}_{p,sp} \left(T_{ad} - T_{fe} \right). \tag{4.24}$$

Z równania (4.24) otrzymuje się po przekształceniach:

$$\frac{T_{fe}}{T_{ad}} = 1 - \frac{\varepsilon_{pal}}{Bo} \left(\frac{T_{fe}}{T_{ad}}\right)^4, \qquad (4.25)$$

gdzie symbol Bo oznacza liczbę Boltzmanna:

$$Bo = \frac{\dot{m}_{sp} \overline{c}_{p,sp}}{\sigma \psi A_k T_{ad}^3}.$$
(4.26)

Z analizy wzoru (4.25) wynika ze temperatura spalin T_{fe} jest funkcją liczby Boltzmanna *Bo* i emisyjności komory paleniskowej ε_{pal} . Wzór o podobnej strukturze stosowany jest w normach [2]. Na podstawie danych eksperymentalnych otrzymanych z badań dużych kotłów energetycznych zaproponowany został nowy wzór zawierający parametr *M* charakteryzujący miejsce występowania maksymalnej temperatury płomienia w komorze [2]:

$$\frac{T_{fe}}{T_{ad}} = \frac{Bo^{0.6}}{M\varepsilon_{pal}^{0.6} + Bo^{0.6}}$$
(4.27)

Parametr *M* występujący we wzorze (4.27) jest funkcją rodzaju paliwa (olej, gaz lub węgiel) oraz względnej wysokości położenia palników [2,4]. Po obliczeniu temperatury T_{fe} ze wzoru (4.27) można obliczyć ze wzoru (4.16) strumień ciepła \dot{Q}_r przejmowany przez ściany komory paleniskowej. Stopień zażużlowania ścian komory paleniskowej można ocenić wyznaczając współczynnik sprawności cieplnej ekranów ψ . Z analizy wzoru (4.5) wynika, że współczynnik ψ będzie się obniżał w miarę odkładania się żużla na ścianach komory paleniskowej. Jeżeli ściany komory paleniskowej pokryte są warstwą żużla, to wówczas temperatura powierzchni żużla jest wysoka i gęstość strumienia ciepła \dot{q} absorbowanego przez ścianę (tj. obciążenie cieplne ściany) jest znacznie mniejsza niż w przypadku ściany czystej. Przy zażużlowanych ścianach komory paleniskowej temperatura wylotowa spalin T_{fe} wzrasta, a strumień ciepła przejmowany przez ściany komory paleniskowej \dot{Q}_r obniża się.

4.2. Obliczenia powierzchni konwekcyjnych kotła

Strumienie ciepła przejmowane przez konwekcyjne powierzchnie ogrzewalne kotła, tj. przegrzewacze pary i ewentualnie podgrzewacze wody obliczane są na podstawie pomiaru strumienia masy pary lub wody i różnicy temperatur czynnika na wylocie i wlocie z danego wymiennika:

$$\dot{Q}_{k,i} = \dot{m}_i c_p \Big|_{T_i^{'}}^{T_i^{''}} \left(T_i^{''} - T_i^{'} \right)$$
(4.28)

gdzie:

 $\dot{Q}_{k,i}$ - strumień ciepła przejmowany przez *i-ty* wymiennik (stopień przegrzewacza) w W,

- $c_p \Big|_{T_i^{'}}^{T_i^{'}}$ średnie ciepło właściwe czynnika w przedziale temperatur od $T_i^{'}$ do $T_i^{''}$ w J/(kg K),
- $T_i, T_i^{"}$ odpowiednio temperatura czynnika na wlocie i wylocie z wymiennika ciepła w K.

Ten sam strumień ciepła $\dot{Q}_{k,i}$ odbierany jest od spalin:

$$\dot{Q}_{k,i} = \dot{m}_{sp,i} c_{p,sp} \Big|_{T^{*}_{sp,i}}^{T^{*}_{sp,i}} \left(T^{'}_{sp,i} - T^{"}_{sp,i} \right)$$
(4.29)

gdzie:

 $c_p \Big|_{T_{sp,i}^{r}}^{T_{sp,i}}$ - średnie ciepło właściwe spalin w przedziale temperatur od $T_{sp,i}^{"}$ do $T_{sp,i}^{'}$ w J/(kg K),

 $T_{sp,i}^{'}, T_{sp,i}^{'}$ - odpowiednio temperatura spalin na wylocie i wlocie z wymiennika ciepła w K.

Strumień ciepła $\dot{Q}_{k,i}$ może być obliczany również ze wzoru:

$$\dot{Q}_{k,i} = \varepsilon \cdot k_{z,i} \cdot A_{z,i} \cdot \Delta T_{\dot{s}r,i}$$
(4.30)

gdzie współczynnik przenikania ciepła $k_{z,i}$ odniesiony do pola zewnętrznej powierzchni rur, określony jest wzorem:

$$\frac{1}{k_{z,i}} = \frac{1}{\alpha_{sp,i}} + \frac{r_{z,i}}{\lambda_{oz,i}} \ln \frac{r_{z,i} + \delta_{oz,i}}{r_{z,i}} + \frac{r_{z,i}}{\lambda_{w,i}} \ln \frac{r_{z,i}}{r_{w,i}} + \frac{r_{z,i}}{\lambda_{ow,i}} \ln \frac{r_{w,i}}{r_{w,i} - \delta_{ow,i}} + \frac{r_{z,i}}{r_{w,i} - \delta_{ow,i}} \frac{1}{\alpha_{cz,i}}.$$
 (4.31)

We wzorze (4.31) przyjęto następujące oznaczenia:

- $\alpha_{sp,i}$ współczynnik wnikania ciepła od spalin do zewnętrznej powierzchni rur w W/(m²K),
- $r_{z,i}, r_{w,i}$ odpowiednio promień powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej rury w m,
- $\delta_{oz,i}$ grubość warstwy zanieczyszczeń zewnętrznych w m,
- δ_{owi} grubość warstwy osadów wewnętrznych w m,
- $\lambda_{w,i}$ współczynnik przewodzenia ciepła materiału rury w W/(mK),
- $\lambda_{ow,i}$ współczynnik przewodzenia ciepła osadów wewnętrznych w W/(mK),
- $\alpha_{cz,i}$ współczynnika wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rur w W/(m²K),
- A_{z_i} pole zewnętrznej powierzchni rur w *i-tym* wymienniku ciepła w m²,
- $\Delta T_{sr,i}$ średnia logarytmiczna różnica temperatury między spalinami i czynnikiem przepływającym wewnątrz rur w K.

Pole zewnętrznej powierzchni rur w i-tym wymienniku można obliczyć ze wzoru:

$$A_{z,i} = n_{r,i} \cdot \pi d_{z,i} \cdot L_i \tag{4.32}$$

gdzie:

 $n_{r,i}$ - liczba równoległych rur wymienników,

 $d_{z,i} = 2r_{z,i}$ - średnica powierzchni zewnętrznej rury w m,

 L_i - długość pojedynczej rury w m.

Przegrzewacze pary lub podgrzewacz wody usytuowane są w kanale konwekcyjnym, którego ściany pokryte są rurami przegrzewaczy. Powierzchnie te przejmują również ciepło od spalin przepływających przez *i-ty* wymiennik ciepła. Utrudnia to obliczenie strumienia ciepła $\dot{Q}_{k,i}$ za pomocą wzoru (4.29). Bardziej

wygodny w obliczeniach jest wzór (4.28), w którym można uwzględnić również strumień ciepła przejmowany nie tylko przez rury umieszczone w kanale spalinowym, ale również strumień ciepła przejmowany przez przegrzewacze naścienne. Ponadto temperatury pary przed i za danymi stopniami przegrzewaczy oraz strumień masy pary są mierzone w trakcie normalnej eksploatacji kotła. Po wyznaczeniu strumienia ciepła $\dot{Q}_{k,i}$ przejmowanego przez *i-ty* wymiennik można ze wzoru (4.29) obliczyć spadek temperatury spalin w danym wymienniku. Na podstawie pomiaru temperatury spalin za przegrzewaczami pary, przed kotłowym podgrzewaczem wody można wyznaczyć temperaturę spalin za poszczególnymi stopniami przegrzewacza, łącznie z temperaturą spalin na wylocie z komory paleniskowej. Porównując temperaturę spalin na wylocie z komory paleniskowej wyznaczoną na podstawie pomiaru temperatury spalin za przegrzewaczami z temperaturą otrzymaną z obliczeń komory paleniskowej można kontrolować poprawność obliczeń cieplnych powierzchni ogrzewalnych kotła. Wzór (4.28) nie jest odpowiedni do obliczania strumienia ciepła przejmowanego przez powierzchnie ogrzewalną kotła, wewnątrz której przepływa czynnik o stałej temperaturze, na przykład w festonie kotła. Feston kotła stanowi przejście rur ekranowych kotła przez kanał spalinowy do walczaka. Wewnątrz rur przepływa mieszanina pary i wody o temperaturze nasycenia odpowiadającej ciśnieniu w walczaku kotła. W celu obliczenia spadku temperatury spalin w festonie zapisane zostanie równanie bilansu energii dla obszaru kontrolnego:

$$\dot{m}_{sp,r}h_{sp}\Big|_{x} = \dot{m}_{sp,r}h_{sp}\Big|_{x+\Delta x} + \Delta x \cdot L \cdot k_{z} \cdot \left(T_{sp}\Big|_{x+\frac{\Delta x}{2}} - T_{cz}\right),$$
(4.33)

gdzie:

$$\dot{m}_{sp,r} = \frac{\dot{m}_{sp}}{n_f}$$
 (4.34)

We wzorach (4.33) i (4.34) przyjęto następujące oznaczenia:

- $\dot{m}_{\rm sp,r}$ strumień masy spalin przypadający na jedną rurę w pierwszym rzędzie festonu, kg/s
- \dot{m}_{sp} strumień masy spalin wypływający z komory paleniskowej, kg/s
- n_f liczba rur w pierwszym rzędzie festonu
- $h_{sp}|_{x}$ entalpia spalin na wlocie do obszaru kontrolnego, J/kg
- $h_{sp}\Big|_{x+\Delta x}$ entalpia spalin na wylocie z obszaru kontrolnego, J/kg
- L długość rur festonu, m
- $\Delta x\,$ długość obszaru kontrolnego, m

- k_z współczynnik przenikania ciepła odniesiony do zewnętrznej powierzchni rury, W/(m²K)
- $T_{cz}\,$ temperatura czynnika wewnątrz rury, $^{\rm o}{\rm C}$
- $T_{sp}\Big|_{x+\frac{\Delta x}{2}}$ temperatura spalin w środku obszaru kontrolnego, °C.

a)



b)



Rys. 4.2. Schemat ilustrujący wyznaczanie pola temperatury spalin w festonie;

a) podział festonu na obszary kontrolne,b) temperatury czynników i elementarny obszar kontrolny dla równania bilansu energii.

Po podzieleniu obydwu stron równania (4.33) przez Δx otrzymuje się:

$$\dot{m}_{sp,r} \frac{h_{sp} \Big|_{x+\Delta x} - h_{sp} \Big|_{x}}{\Delta x} + Lk_{z} \Big(T_{sp} - T_{cz} \Big) = 0.$$
(4.35)

S

Zakładając, że $\Delta x \rightarrow 0$ ze wzoru (4.35) otrzymuje się:

$$\dot{m}_{sp,r} \frac{dh_{sp}}{dx} + Lk_z \left(T_{sp} - T_{cz} \right) = 0 , \qquad (4.36)$$

który po uwzględnieniu, że:

$$\frac{dh_{sp}}{dT_{sp}} = c_{p,sp} \tag{4.37}$$

można przekształcić do postaci:

$$\dot{m}_{sp,r} c_{p,sp} \frac{d(T_{sp} - T_{cz})}{dx} + Lk_z (T_{sp} - T_{cz}) = 0.$$
(4.38)

Ponadto znana jest temperatura spalin T_{sp} przed festonem, to jest warunek brzegowy ma postać:

$$T_{sp}\Big|_{x=0} = T'_{sp} \tag{4.39}$$

Po wprowadzeniu nowej zmiennej:

$$\theta = T_{sp} - T_{cz} \tag{4.40}$$

i rozdzieleniu zmiennych we wzorze (4.38) a następnie scałkowaniu otrzymuje się:

$$\int \frac{d\theta}{\theta} = -\int \frac{Lk_z}{\dot{m}_{sp,r} c_{p,sp}} dx + C, \qquad (4.41)$$

$$\ln\theta = -\frac{Lk_z}{\dot{m}_{sp,r}c_{p,sp}}x + C \tag{4.42}$$

$$\theta = \exp\left(-\frac{Lk_z}{\dot{m}_{sp,r}c_{p,sp}}x + C\right) = C_1 \exp\left(-\frac{Lk_z}{\dot{m}_{sp,r}c_{p,sp}}x\right)$$
(4.43)

Po wyznaczeniu stałej C_1 z warunku brzegowego (4.39) i ponownym podstawieniu do (4.43) oraz uwzględnieniu zależności (4.34) otrzymuje się:

$$\theta = \left(T_{sp} - T_{cz}\right) \exp\left(-\frac{n_f L k_z}{\dot{m}_{sp} c_{p,sp}} x\right)$$
(4.44)

Temperaturę spalin na wylocie z festonu $T_{sp}^{"}$ łatwo wyznaczyć ze wzoru (4.44) przyjmując x = s:

23

$$T_{sp}^{"} = T_{cz} + (T_{sp}^{'} - T_{cz}) \exp\left(-\frac{n_f L k_z}{\dot{m}_{sp} c_{p,sp}}s\right)$$
(4.45)

Po uwzględnieniu, że pole powierzchni zewnętrznej festonu określone jest wyrażeniem:

$$A_f = n_f \, s \, L = n_f \, \pi d_z \, L \tag{4.46}$$

wzór (4.45) sprowadza się do postaci:

$$T_{sp}^{"} = T_{cz} + \left(T_{sp}^{'} - T_{cz}\right) \exp\left(-\frac{k_{z} A_{f}}{\dot{m}_{sp} c_{p,sp}}\right).$$
(4.47)

4.2.1. Obliczanie współczynnika przenikania ciepła

Współczynnik przenikania ciepła obliczany jest ze wzoru (4.31), w którym występuje współczynnik wnikania ciepła od strony pary α_{cz} oraz od strony spalin α_{sp} .

Współczynnik wnikania ciepła od strony spalin α_{sp} jest sumą konwekcyjnego α_k i radiacyjnego α_r współczynnika wnikania ciepła:

$$\alpha_{sp} = \alpha_k + \alpha_r \tag{4.48}$$

 $\alpha_{\scriptscriptstyle sp}\,$ - współczynnik wnikania ciepła od spalin do ścianki rury, W/(m²K)

- α_r współczynnik wnikania ciepła przez promieniowanie (radiacyjny współczynnik wnikania ciepła), W/(m²K)
- α_k konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła, W/(m²K).

Konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła obliczany jest z korelacji na liczbę Nusselta Nu_k:

$$Nu_{sp} = C_{sp} \operatorname{Re}_{sp}^{a} \operatorname{Pr}_{sp}^{0,33}$$
(4.49)

gdzie:

$$Nu_{sp} = \frac{\alpha_k d_z}{\lambda_{sp}}$$
, $\operatorname{Re}_{sp} = \frac{w_{sp} d_z}{v_{sp}}$, $\operatorname{Pr}_{sp} = \frac{c_{p,sp} \eta_{sp}}{\lambda_{sp}}$ oznaczają odpowiednio liczbę Nusselta,
Reynoldsa i Prandtla dla spalin; d_z - średnica zewnętrzna rury, m; λ_{sp} - współczynnik
przewodzenia ciepła spalin, W/(mK); w_{sp} - prędkość przepływu spalin w najmniejszym

24

przekroju, m/s; v_{sp} - współczynnik lepkości kinematycznej spalin, m²/s; η_{sp} - współczynnik lepkości dynamicznej spalin, Ns/m², $c_{p,sp}$ - ciepło właściwe spalin przy stałym ciśnieniu, J/(kgK).

Stałe C_{sp} i *a* są różne dla przestawnego i szeregowego układu rur. Obliczony ze wzoru (4.49) konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła jest następnie korygowany ze względu na liczbę rzędów rur i ich podziałki rozstawienia [28].

Radiacyjny współczynnik wnikania ciepła α_r uwzględnia promieniowanie gazów trójatomowych CO₂, H₂O, SO₂ oraz sadzy i popiołu zawartych w spalinach. Współczynnik α_r zdefiniowany jest następująco:

$$\alpha_r = \frac{\dot{q}_r}{T_{sp} - T_z} \tag{4.50}$$

gdzie:

 T_{sp}, T_z - temperatura spalin i temperatura zewnętrznej ścianki z uwzględnieniem zanieczyszczenia osadami, ^oC

 \dot{q}_r - ilość ciepła przejęta przez 1 m² powierzchni ogrzewalnej na skutek promieniowania.

Radiacyjny współczynnik wnikania ciepła można obliczyć ze wzorów podanych w pracach [27, 28].

Dla zapylonego strumienia spalin α_r oblicza się ze wzoru:

$$\alpha_r = 4,9 \cdot 10^{-8} \frac{a_z + 1}{2} a T_{sp}^3 \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{sp}}} \quad .$$
(4.51)

Dla niezapylonego strumienia spalin α_{pr} oblicza się ze wzoru:

$$\alpha_r = 4,9 \cdot 10^{-8} \frac{a_z + 1}{2} a T_{sp}^3 \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{sp}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_{sp}}}$$
(4.52)

gdzie:

 a_z - stopień czerni (emisyjność) ścian przejmujących ciepło przez promieniowanie T_z - temperatura zewnętrznej powierzchni ścianki uwzględniająca zanieczyszczenia a - stopień czerni (emisyjność) strumienia spalin w temperaturze T_{sp} .



Rys. 4.3. Rozmieszczenie rur w przegrzewaczach i podgrzewaczach wody; a) szeregowe, b) przestawne.

Temperatury we wzorach (4.51) i (4.52) wyrażone są w K. Do obliczania radiacyjnego współczynnika wnikania ciepła może być również zastosowany wzór wyprowadzony w pracach [29, 30]

$$\alpha_r = \frac{2as\sigma\varepsilon_z}{2as+\varepsilon_z\left(2-as\right)} \frac{\overline{T}_{sp}^4 - T_z^4}{\overline{T}_{sp} - T_z}$$
(4.53)

gdzie: a – współczynnik absorpcji promieniowania przez spaliny, \overline{T}_{sp} - średnia temperatura spalin na danym rzędzie rur.

Zastępczą grubość warstwy promieniującej określa się ze wzoru:

$$s = 3, 6\frac{V}{A} \tag{4.54}$$

gdzie: V – objętość spalin przypadająca na jedną rurę o polu powierzchni A.

Zarówno dla szeregowego jak i przestawnego układu rur (rys. 4.3) otrzymuje się ten sam wzór:

$$s = 3, 6\frac{d}{4} \left(\frac{4}{\pi} \frac{s_1 s_2}{d^2} - 1\right)$$
(4.55)

Wzory (4.51) i (4.53) dają podobne wyniki.

5. Monitorowanie lokalnego stopnia zanieczyszczenia

W komorze paleniskowej występuje żużlowanie ścian, które może mieć charakter lokalny (rys. 5.1) lub obejmować duże pole powierzchni ścian (rys. 5.2). Na rysunku 5.3 przedstawiono lokalne zanieczyszczenie przegrzewacza grodziowego. Lokalne nawisy żużla są niebezpieczne, gdyż po oderwaniu się od przegrzewacza spadają z dużą prędkością na rury leja żużlowego powodując ich uszkodzenia.



Rys. 5.1. Nawisy żużla na palniku drugiego rzędu numer 2, zażużlowana gardziel palnika, oraz nawisy w dolnej części palnika schodzące na ścianę parownika.



Rys. 5.2. Silnie zażużlowany zimny lej, żużel z zimnego leja podchodzi aż pod palniki pierwszego rzędu nr 3 i 4, na tylnej ścianie parownika widać podobne zażużlowanie do poziomu palników pierwszego rzędu.





Rejon zanieczyszczeń

Rys. 5.3. Zażużlowany, przegrzewacz grodziowy (III stopień przegrzewacza pary świeżej). Widać jak żużel zwisa na ścianę parownika, oraz jak odkształcone są wężownice grodzi.

28

Miejsca intensywnego żużlowania w komorze paleniskowej można wykryć w czasie remontu kotła. Jednym z bardziej efektywnych sposobów wykrywania i zapobiegania tworzeniu się lokalnych zanieczyszczeń ścian komory paleniskowej kotła jest lokalny pomiar gęstości strumienia ciepła przejmowanego przez ścianę kotła. W obszarze, na którym odkłada się żużel montowane są mierniki gęstości strumienia ciepła. W przypadku czystej ściany gęstość strumienia ciepła przejmowanego przez miernik jest wysoka. Jeżeli na powierzchni ściany odkłada się żużel, to gęstość strumienia ciepła przejmowanego przez miernik gwałtownie obniża się. Poprzez pomiar gęstości strumienia ciepła za pomocą kilku lub kilkunastu czujników usytuowanych w strategicznych obszarach, o podwyższonej skłonności do żużlowania, można sterować włączaniem zdmuchiwaczy wodnych lub parowych służących do usuwania żużla. Zdmuchiwacze są włączane tylko wtedy, gdy występuje znaczne obniżenie gęstości strumieni cieplnych przejmowanych przez mierniki gęstości.

W badanym kotle OP-210M do pomiaru gęstości strumienia ciepła zastosowano wstawki termometryczne (rys. 5.4) opracowane w Katedrze Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Krakowskiej (Taler et al., 2008).

Przejmowany strumień cieplny (obciążenie cieplne) wyznaczane jest na podstawie pomiaru temperatury wstawki w czterech punktach usytuowanych w czołowej jej części (rys. 5.4). Temperatura mierzona jest za pomocą czterech termoelementów Ni-NiCr o zewnętrznej średnicy płaszcza równej $d_z = 1 mm$ umieszczonych w otworach równoległych do osi wstawki, tak aby uniknąć błędów spowodowanych przewodzeniem ciepła wzdłuż osi termoelementów. Przy takim położeniu otworów (rys. 5.4) temperatura termoelementu na całej długości otworu jest stała i ciepło nie dopływa ani nie odpływa od punktu, w którym mierzona jest temperatura. Termoelementy wyprowadzone są na zewnątrz z tyłu rury. Rowek o szerokości 20 mm, w którym ułożone są termoelementy jest przykryty za pomocą żaroodpornej blachy o grubości 3 mm.



Rys. 5.4. Przekrój poprzeczny wstawki pomiarowej; 1 – rura ekranowa, 2 – wstawka pomiarowa



Rys.5.5. Wstawka do pomiaru obciążenia cieplnego; 1 – rura mimośrodowa, 2 – nakładka blaszana, 3 – rura do odprowadzenia termoelementów na zewnątrz kotła

Wstawka wykonana jest ze stali 20G, której współczynnik przewodzenia ciepła λ określony jest zależnością:

$$\lambda(T) = 53,26 - 0,02376224 \cdot T - 8,67133 \cdot 10^{-6} \cdot T^2$$
(5.1)

gdzie współczynnik przewodzenia ciepła λ wyrażony jest w W/(mK), a temperatura T w °C.

Na podstawie obliczeń za pomocą programu Fluent opracowano wzór na obliczanie obciążenia cieplnego. Można je wyrazić następującą funkcją:

$$q = a + b\,\Delta T \tag{5.2}$$

gdzie

$$\Delta T = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{T_3 + T_4}{2} \tag{5.3}$$

Stałe a i b są zależne od współczynnika wnikania ciepła α_w na wewnętrznej powierzchni wstawki i wynoszą:

$$a=5081,6434 \text{ W/m}^2$$
; $b=5623,3465 \text{ W/(m}^2\text{K}) \text{ dla } \alpha_w=1000 \text{ W/(m}^2\text{K})$,

a=8367,9549 W/m²; b=5357,8165 W/(m²K) dla
$$\alpha_w$$
=5000 W/(m²K),
a=6800,9790 W/m²; b=5432,89 W/(m²K) dla α_w =10000 W/(m²K),
a=4899,67 W/m²; b=5519,0615 W/(m²K) dla α_w =50000 W/(m²K).

Z analizy wyników obliczeń widać, że współczynnik wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rury ma niewielki wpływ na wartość obciążenia cieplnego q wyznaczanego na podstawie zmierzonej różnicy temperatur ΔT . Do obliczeń w trybie on-line można przyjąć zależność $q = q(\Delta T)$ wyznaczoną dla $\alpha = 10000$ W/(m²K), tj.

$$q = 6800,979 + 5432,89\Delta T \tag{5.4}$$

Wzór (5.4) można stosować dla współczynników wnikania ciepła α z przedziału: 1000 W/(m²·K)< α <50000 W/(m²·K).

6. Sprawność kotła

Sprawność kotła obliczana jest w trybie on-line. Operator kotła ma możliwość obserwowania zmian sprawności kotła w czasie, a także oceny wpływu wybranych parametrów na eksploatację kotła, (np. strumienia masy powietrza doprowadzanego do paleniska kotła) na jego sprawność. Opracowane zostały dwa różne sposoby wyznaczania sprawności cieplnej kotła. Pierwsza z nich bazuje na wartości opałowej węgla, a druga na analizie składu chemicznego węgla, spalanego w kotle. Analiza składu paliwa określa udziały masowe węgla, siarki, wodoru, azotu, tlenu i popiołu, a także względne ilości wilgoci zawartej w paliwie. Sprawność cieplna kotła wyznaczana jest przy zastosowaniu metody pośredniej

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{h}}{\dot{Q}_{h}} = \frac{\dot{Q}_{h} - \dot{Q}_{l}}{\dot{Q}_{h}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{l}}{\dot{Q}_{h}}$$
(6.1)

gdzie:

 \dot{Q}_n – strumień ciepła użytecznego przejmowany przez czynnik roboczy (woda i para),

 \dot{Q}_h - strumień ciepła wchodzącego do kotła z węglem i powietrzem,

 \dot{Q}_l - straty cieplne (przepływ ciepła do otoczenia).

Wyrażenie (6.1) można zapisać w postaci

$$\eta = 1 - \sum_{i=1}^{n} S_i \tag{6.2}$$

gdzie S_i oznacza następujące straty, wyrażone w formie bezwymiarowej: S_1 - strata wylotowa, S_2 - strata spowodowana obecnością CO w gazach spalinowych, S_3 - strata wynikająca z obecności części palnych w lotnym popiele, S_4 - strata wynikająca z obecności części palnych w żużlu, S_5 - strata promieniowania i inne trudne do obliczenia straty, S_6 - straty ciepła jawnego w żużlu i popiele spadającym ze ścian paleniska.

Dane wejściowe i wyniki obliczeń dla kotła zostały zaprezentowane w Tabeli 6.1.

Dane wejściowe	Wynik
Strumień masy pary \dot{m}_s , t/h	Sprawność kotła η , %

Tabela 6.1. Dane wejściowe i wyniki obliczeń dla kotła



Strumień masy wody chłodzącej do wtryskiwacza nr 1 \dot{m}_{w1} , t/h	Strata S_1 , %
Strumień masy wody chłodzącej do wtryskiwacza nr 2, \dot{m}_{w2} t/h	Strata S_2 , %
Strumień masy odsolin \dot{m}_b , t/h	Strata S ₃ , %
Ciśnienie w walczaku p_d , MPa	Strata S_4 , %
Temperatura wody wtryskowej T_{ws} , °C	Strata S_5 , %
Ciśnienie pary świeżej p, MPa	Współczynnik nadmiaru powietrza λ
Temperatura pary świeżej T , ^o C	Moc cieplna kotła \dot{Q}_n , MW
Temperatura pary przegrzanej T_1 , T_2 , T_3 and T_4 , °C	Strumień masy paliwa \dot{m}_F , kg/s
Temperatura powietrza t_{pow} , °C	Temperatura spalin \dot{m}_g , kg/s
Temperatura wody T_{fwc} przed ekonomizerem, ^o C	Strumień objętości spalin \dot{V}_g , m ³ /s
Temperatura wody T_{fwh} za ekonomizerem, ^o C	Współczynnik efektywności cieplnej ścian komory paleniskowej ζ_{ev}
Temperatura spalin za przegrzewaczem T_{gs} , ^o C	Współczynnik efektywności cieplnej przegrzewacza ζ_{sup}
Temp. wylotowa spalin T_{ge}^{o} C	Współczynnik sprawności cieplnej ekranów ψ
Zapotrzebowanie na powietrze, %	
O ₂ zawartość tlenu	
Wartość opałowa $\overline{W_d}$, kJ/kg	
Zawartość popiołu w paliwie, %	
Zawartość części palnych w lotnym popiele U , %	
CO zawartość tlenku węgla w spalinach, %	
Części palne w żużlu c_{sl} , %	
---------------------------------------	--
Prędkość wody w rurach opadowych, m/s	

6.1. Sposób I wyznaczania strat

Największa spośród strat to strata wylotowa S_1 wyrażająca straty ciepła zawartego w spalinach przepływających do komina.

Strata S_1 obliczana jest za pomocą wzoru Siegerta

$$S_{1} = k_{1} \frac{t_{sp} - t_{pow}}{CO_{2} + CO}$$
(6.3)

gdzie: t_{sp} – temperatura spalin wylotowych w °C, t_{pow} – temperatura otoczenia w °C, CO₂ – objętościowy udział dwutlenku węgla w spalinach w %, CO – objętościowy udział tlenku węgla w spalinach w %, stała k_1 zależy od rodzaju paliwa i zawartości (CO₂ + CO) w spalinach. Stała k_1 dla węgla wyznaczona została przez Hassensteina. Wyniki aproksymacji tej stałej za pomocą programu TableCurve 3D [34] przedstawiono na rysunku 6.1.

Strata wylotowa jest duża, gdy temperatura spalin t_{sp} jest wysoka i gdy współczynnik nadmiaru powietrza λ jest duży. Z uwagi na ciągły pomiar udziału objętościowego tlenu O₂ w spalinach współczynnik nadmiaru powietrza λ obliczany jest ze wzoru

$$\lambda = \frac{21}{21 - O_2}.\tag{6.4}$$

Udział CO₂ w spalinach obliczany jest ze wzoru

$$CO_2 = \frac{(21 - O_2)CO_{2max}}{21},$$
 (6.5)

gdzie $CO_{2\text{max}} = 18,75\%$ oznacza maksymalną zawartość dwutlenku węgla przy spalaniu węgla kamiennego bez nadmiaru powietrza przy $\lambda = 1$.



Rys. 6.1. Stała k_1 we wzorze Siegerta w funkcji udziału objętościowego (CO₂+CO) oraz udziału wody w paliwie Z wystarczającą dokładnością można dla węgla kamiennego przyjąć $k_1 = 0,7$ [5].

Następna strata S_2 spowodowana jest występowaniem tlenku węgla CO w spalinach i obliczana jest ze wzoru:

$$S_2 = f \frac{CO}{CO + CO_2}, \tag{6.6}$$

gdzie dla węgla kamiennego f = 60.

Stratę niecałkowitego spalania S_3 w żużlu S_{z} i lotnym S_l popiele oblicza się ze wzoru:

$$S_3 = S_z + S_l \ [\%]. \tag{6.7}$$

We wzorze (6.9) uwzględnia się, że popiół zawarty w paliwie przechodzi w części do żużla, a w części do popiołu. Stratę spowodowaną obecnością części palnych w żużlu określa się ze wzoru

$$S_{\pm} = \frac{33790\dot{z}(0,9C_{\pm})}{W_d} [\%], \tag{6.8}$$

gdzie C_z – udział masowy części palnych w żużlu w %.

Stratę spowodowaną obecnością części palnych w lotnym popiele oblicza się z podobnego wzoru



$$S_{l} = \frac{33790l(0,9C_{l})}{W_{d}} [\%],$$
(6.9)

gdzie: C_l – udział masowy części palnych w lotnym popiele %. Masę żużla i popiołu powstających z 1 kg paliwa oblicza się z zależności

$$\dot{z} = (1 - a_l) \frac{A}{100} \text{ [kg zuzla / kg paliwa],}$$
(6.10)

$$l = a_l \frac{A}{100}$$
 [kg popiołu / kg paliwa], (6.11)

gdzie:

 $a_i = 0,9$ oznacza współczynnik wskazujący jaka część popiołu zawartego w paliwie przeszła po spaleniu paliwa do spalin w postaci lotnego popiołu, a jaka część pozostała w żużlu,

A – udział masowy popiołu w paliwie w %.

We wzorach (6.8) i (6.9) występuje współczynnik 0,9 uwzględniający fakt, że w częściach palnych w lotnym popiele i żużlu występuje 90% czystego węgla.

Stratę do otoczenia S_4 uwzględniającą przepływ ciepła od kotła do otoczenia na drodze konwekcji i promieniowania oblicza się ze wzoru empirycznego

$$S_4 = 10^{(0,36173 - 0,2912\lg \dot{Q}_u)} [\%], \tag{6.12}$$

gdzie moc użyteczna kotła określona jest wzorem

$$S_{4} = \frac{\left[\left(\dot{m}_{p} - \dot{m}_{w1} - \dot{m}_{w2}\right)\left(h_{p} - h_{wz}\right) + \left(\dot{m}_{w1} + \dot{m}_{w2}\right)\left(h_{p} - h_{wtr}\right) + \dot{m}_{od}\left(h' - h_{wz}\right)\right]}{1000}$$
[MW],(6.13)

Oznaczenia występujące we wzorze (6.13) przedstawione są na rysunku 6.1.

Poszczególne symbole oznaczają:

 \dot{m}_p – strumień masy pary przegrzanej w kg/s,

 \dot{m}_{w1} i \dot{m}_{w2} – strumienie masy wody wtryskiwanej do schładzaczy pary I i II w kg/s,

 $\dot{m}_{od}-$ strumień masy odsolin i odmulin w kg/s,

$$h_p$$
, h_{wz} – odpowiednio entalpia pary świeżej i wody zasilającej w kJ/kg,



- h' entalpia wody nasyconej przy ciśnieniu panującym w walczaku w kJ/kg,
- h_{wtr} entalpia wody wtryskiwanej do schładzaczy pary.

Ostatnią ze strat uwzględnianą przy obliczaniu sprawności kotła, jest strata ciepła w gorącym żużlu S_5 . Żużel opada ze ścian do leja schładzającego żużel, gdzie jest schładzany do temperatury otoczenia. Strata S_5 określana jest ze wzorem

$$S_{5} = \frac{\dot{m}_{z} \cdot c_{z} \cdot \left(t_{z} - t_{pow}\right)}{\dot{m}_{pal} \cdot W_{d}} \cdot 100 = \frac{1885A(1 - a_{l})}{W_{d}} \ [\%], \tag{6.14}$$

gdzie:

- \dot{m}_{z} strumień masy żużla w kg/s,
- c_{z} ciepło właściwe żużla w kJ/(kgK),
- t_z temperatura żużla w °C,
- t_{pow} temperatura otoczenia w °C,
- $\dot{m}_{\scriptscriptstyle pal}\,-$ strumień masy paliwa w kg/s,
- W_d –wartość opałowa paliwa w kJ/kg,
- A udział masowy popiołu w paliwie w %,
- $(1-a_1) = 0, 1 część popiołu zawarta w paliwie, która przechodzi do żużla.$

Następnie omówiony zostanie drugi sposób obliczania strat.

6.2. Sposób II obliczania strat

Ten sposób obliczania strat jest trudny do zastosowania w praktyce, gdyż wymaga częstych analiz składu chemicznego węgla. W tym sposobie obliczeń stratę wylotową S_1 oblicza się zgodnie z PN-72/M-34128:

$$S_{1} = \frac{V_{ss}c_{ps} + V_{w}c_{pw}}{W_{d}} \cdot (t_{sp} - t_{pow}) \cdot 100 \ [\%], \tag{6.15}$$

gdzie:

- V_{ss} objętość spalin suchych w m³/kg paliwa,
- V_w objętość pary wodnej w m³/kg paliwa,
- c_{ps} średnie ciepło właściwe spalin w przedziale temperatury od t_{pow} do t_{sp} w kJ/(m³K),
- c_{pw} średnie ciepło właściwe pary wodnej w przedziale temperatury od t_{pow} do t_{sp} w kJ/(m³K),
- t_{sp} temperatura spalin za podgrzewaczem powietrza w °C,
- t_{pow} temperatura otoczenia w °C.

Stratę niezupełnego spalania S_2 oblicza się ze wzoru:

$$S_2 = \frac{V_{ss} \cdot 12644 \cdot \text{CO}}{W_d} \ [\%], \tag{6.16}$$

gdzie:

- V_{ss} objętość spalin suchych w m³/kg paliwa,
- CO udział objętościowy CO w spalinach w %,
- W_d wartość opałowa paliwa w kJ/kg paliwa.

Objętość spalin suchych V_{ss} i pary wodnej V_w można obliczyć znając skład chemiczny paliwa oraz wilgotność względną ϕ i temperaturę powietrza t_{now} .

Objętość V_{ss} i V_w można również obliczyć za pomocą półempirycznych wzorów opracowanych przez Moliera i Boie'a [33] bazujących na wartości opałowej paliwa W_d , ale wówczas obydwa sposoby obliczania strat stają się praktycznie bardzo podobne.

Pozostałe straty: S_3 , S_4 i S_5 oblicza się w identyczny sposób jak w metodzie I.

7. Model matematyczny parownika kotła

Strumień masy pary świeżej obliczany jest w trybie on-line z bilansu masy i energii dla parownika (rys. 7.1):

$$\dot{m}_{fw} = \dot{m}_s - \dot{m}_{w1} - \dot{m}_{w2} + \dot{m}_b \tag{7.1}$$

$$\dot{m}_{fw}h_{fwh} + \dot{Q}_{ev} = \dot{m}_b h'(p_d) + (\dot{m}_s - \dot{m}_{w1} - \dot{m}_{w2})h''(p_d)$$
(7.2)

Po podstawieniu wzoru (7.1) do (7.2) otrzymuje się:

$$\dot{m}_{s} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{h''(p_{d}) - h_{fwh}} - \dot{m}_{b} \frac{h'(p_{d}) - h_{fwh}}{h''(p_{d}) - h_{fwh}} + \dot{m}_{w1} + \dot{m}_{w2}$$
(7.3)

gdzie: \dot{Q}_{ev} oznacza strumień ciepła przekazywany przez promieniowanie i konwekcję od spalin do parownika. Strumień ciepła \dot{Q}_{ev} może być obliczony z następującego wyrażenia:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{Q} - \dot{m}_g \cdot c_{p,g} \Big|_0^{T_e - 273,15} \cdot (T_e - 273,15)$$
(7.4)

gdzie \dot{Q} jest strumieniem ciepła doprowadzanym do komory paleniskowej z paliwem i powietrzem określonym wzorem:

$$\dot{Q} = \dot{m}_g \cdot c_{p,g} \Big|_0^{T_{ad} - 273,15} \cdot (T_{ad} - 273,15)$$
(7.5)

Symbol T_e oznacza temperaturę spalin na wylocie z komory paleniskowej.

Adiabatyczna temperatura spalania obliczana jest ze wzoru (4.20)



Rys. 7.1. Schemat objętości kontrolnej do sporządzania bilansu masy i energii parownika kotła;

1 – walczak, 2 – rury opadowe, 3 – parownik, 4 – ekonomizer, 5 – I stopień przegrzewacza pary, 6 – II stopień przegrzewacza pary, 7 – III stopień przegrzewacza pary,

8 – 1 schładzacz wtryskowy pary przegrzanej,

9-2 schładzacz wtryskowy pary przegrzanej

8. Wyznaczanie strumieni masy powietrza, spalin i paliwa

Przedstawione zostanie obliczanie strumienia masy paliwa, objętościowego i masowego strumienia spalin. Z uwagi na łatwiejszy i częstszy pomiar wartości opałowej paliwa W_d w elektrowni zapotrzebowanie powietrza i objętość spalin w odniesieniu do 1 kg paliwa obliczone zostaną w oparciu o wartość opałową W_d .

8.1. Strumień masy paliwa w warunkach ustalonej pracy kotła

W oparciu o sprawność kotła wyznaczaną w trybie on-line obliczony zostanie strumień masy węgla z definicji sprawności cieplnej kotła (rys. 8.1)



Rys. 8.1. Schemat objętości kontrolnej do sporządzania bilansu masy i energii kotła; 1 – kocioł, 2 – I stopień przegrzewacza pary, 3 – II stopień przegrzewacza pary, 4 – III stopień przegrzewacza pary, 5 – 1 schładzacz wtryskowy pary
przegrzanej, 6 – 2 schładzacz wtryskowy pary przegrzanej

$$\eta = \frac{\dot{Q}_n}{\dot{Q}_h} = \frac{\left[\left(\dot{m}_s - \dot{m}_{w1} - \dot{m}_{w2} \right) \left(h_s - h_{fwc} \right) + \left(\dot{m}_{w1} + \dot{m}_{w2} \right) \left(h_s - h_{ws} \right) + \dot{m}_b \left(h' - h_{fwc} \right) \right]}{\dot{m}_F H_{LV}}$$
(8.1)

Po prostych przekształceniach z równania (8.1) otrzymuje się:

$$\dot{m}_{F} = \frac{\left(\dot{m}_{s} - \dot{m}_{w1} - \dot{m}_{w2}\right)\left(h_{s} - h_{fwc}\right)}{\eta H_{LV}} + \frac{\left(\dot{m}_{w1} + \dot{m}_{w2}\right)\left(h_{s} - h_{ws}\right) + \dot{m}_{b}\left(\dot{h} - h_{fwc}\right)}{\eta H_{LV}}$$
(8.2)

Symbole: h_{fwc} , h'', h_b , h_{fwh} , h_{ws} , h_s w równaniach (8.1) i (8.2) oznaczają entalpię, odpowiednio: wody zasilającej, pary nasyconej przy ciśnieniu w walczaku, wody

wtryskowej, wody zasilającej za podgrzewaczem wody (ekonomizerze), wody wtryskiwanej w schładzaczach pary przegrzanej, oraz pary świeżej na wyjściu z kotła, (rys. 8.1).

Na podstawie obliczonego współczynnika nadmiaru powietrza λ (stosunku rzeczywistej ilości powietrza do zapotrzebowania teoretycznego) z wyrażenia $\lambda = 21/(21-O_2)$, obliczone zostaną strumienie masy i objętości wilgotnych gazów spalinowych. Równanie (8.2) jest prawdziwe jedynie dla warunków stanu ustalonego. Strumień masy paliwa przy zmiennym w czasie obciążeniu kotła zostanie wyznaczony z bilansu masy i energii dla parownika kotła.

8.2. Wyznaczanie strumienia masy powietrza i spalin

Teoretyczne zapotrzebowanie powietrza obliczane jest ze wzoru

$$V_p^t = 0,241W_d + 0,555 \text{ [m}^3/\text{kg paliwa]},$$
 (8.3)

gdzie W_d wyrażone jest w MJ/kg.

Teoretyczna objętość spalin z węgla o zawartości popiołu A = 6% bez uwzględnienia pary wodnej zawartej w powietrzu wynosi

$$(V_{sp}^t)' = 0,215W_d + 1,662 \text{ [m}^3/\text{kg paliwa]},$$
 (8.4)

gdzie W_d wyrażone jest w MJ/kg.

Przy większej zawartości popiołu w paliwie wartość $\left(V_{sp}^{t}\right)'$ jest korygowana według wzoru

$$V_{sp}^{t} = \left(V_{sp}^{t}\right)' - \frac{A}{94}, \qquad (8.5)$$

gdzie masowy udział popiołu w paliwie wyrażony jest w %.

Uwzględniając, że spalanie węgla przebiega z nadmiarem powietrza, zapotrzebowanie powietrza oblicza się ze wzoru:

$$V_p = \lambda V_p^t \text{ [m}^3/\text{kg paliwa]}.$$
(8.6)

Objętość spalin powstających ze spalenia 1 kg węgla wynosi

$$V_{sp} = V_{sp}^{t} + (\lambda - 1)V_{p}^{t}.$$
(8.7)

Po uwzględnieniu obecności pary wodnej w powietrzu objętość spalin wynosi:

$$V_{sp}^{w} = V_{sp} + 1,61\lambda x V_{p}^{t},$$
(8.8)

gdzie wilgotność bezwzględna (stopień zawilżenia) powietrza x [kg pary/kg powietrza suchego] obliczany jest ze wzoru

$$x = 0,6222 \frac{\phi p_s}{p - \phi p_s} \text{ [kg pary/kg powietrza suchego],}$$
(8.9)

gdzie ciśnienie nasycenia pary wodnej p_s [Pa] w powietrzu o temperaturze t [°C] obliczane jest ze wzoru

$$p_s = 611 \cdot e^{7,257 \cdot 10^{-2}t} - 2,937 \cdot 10^{-4}t^2 + 9,81 \cdot 10^{-7}t^3 - 1,901 \cdot 10^{-9}t^4, \quad 0^{\circ}C \le t \le 100^{\circ}C \quad (8.10)$$

Wilgotność względna $\phi = \phi_p [\%]/100$ wyznaczana jest z pomiaru wilgotności względnej powietrza ϕ_p wyrażonej w %.

Objętościowe strumienie wilgotnego powietrza i spalin wynoszą

$$\dot{V}_{p}^{w} = \dot{m}_{pal} \left(1 + 1, 61x \right) \lambda V_{p}^{t} \ [m^{3}/s],$$
(8.11)

$$\dot{V}_{sp}^{w} = \dot{m}_{pal} V_{sp}^{w} \ [\text{m}^{3}/\text{s}].$$
 (8.12)

W celu obliczenia masowego strumienia spalin potrzebna jest gęstość spalin wilgotnych, która będzie obliczana ze wzoru Boie'a

$$\rho_n = \left(1,293 + \frac{0,526 - 0,489\omega}{\frac{1}{\text{CO}_2} + \omega}\right) \text{[kg/m^3]}, \quad (8.13)$$

gdzie:

$$\omega = \frac{6345}{239W_d + 550} - 0,45 \text{ [kg/m3]}, \tag{8.14}$$

gdzie W_d wyrażone jest w MJ/kg.

Strumień masy spalin wilgotnych z uwzględnieniem masy pary wodnej zawartej w powietrzu wynosi:

$$\dot{m}_{sp} = \dot{m}_{pal} V_{sp} \rho_n + \dot{m}_{pal} \cdot 1,61\lambda x V_p^t \rho_p \,[\text{kg/s}], \tag{8.15}$$

gdzie ρ_p oznacza gęstość pary wodnej równą $\rho_p = 0,804$ kg/m³. Strumień paliwa we wzorze (8.15) wyrażony jest w kg/s.

Należy zaznaczyć, że dokładność obliczeń strumienia masy spalin za pomocą wzorów Moliera i Boie'a jest bardzo dobra [33]. Przeprowadzono obliczenia porównawcze przy zadanym składzie chemicznym paliwa i otrzymano praktycznie te same wyniki za pomocą wzorów Moliera i Boie'a oraz ścisłych obliczeń stechiometrycznych opisanych w [28].



9. Modelowanie przegrzewaczy pary

Rozkłady temperatury pary, ścianek rur oraz spalin wyznaczone zostaną metodą bilansów elementarnych. Podstawą wyznaczenia ustalonych rozkładów temperatury czynników i ścianek rur są równania bilansu energii zapisane dla obszaru kontrolnego. Do obliczeń przyjęto następujące założenia:

- prędkość przepływu spalin i pary jest stała w danym przekroju poprzecznym i równa wartości średniej,
- temperatura spalin i pary zmienia się tylko w kierunku przepływu tych czynników,
- wymiana ciepła między spalinami i parą zachodzi tylko w kierunku prostopadłym do osi rur,
- uwzględnia się spadek temperatury na grubości rur przegrzewaczy oraz przyrost temperatury w warstwie żużla lub popiołu na zewnętrznej powierzchni rur.

Schemat obszaru kontrolnego dla rur przegrzewacza przedstawiono na rysunku 9.1.



Rys. 9.1. Schemat obszaru kontrolnego dla rur przegrzewacza.

Przy sporządzaniu bilansu energii dla objętości kontrolnej przyjęto następujące oznaczenia:

- n_r liczba rur równoległych w całym przegrzewaczu,
- \dot{m}_{przeg} strumień masy pary przepływający przez cały przegrzewacz, kg/s,

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{m}_{przeg}}{n_r}$$

- strumień masy pary przepływającej przez jedną rurę, kg/s,

- liczba rur w jednym rzędzie prostopadłym do kierunku przepływu spalin,

$$\dot{m}_{spr} = \frac{\Delta \dot{m}_{sp}}{n_{rzad}}$$

- strumień masy spalin przypadający na jedną podziałkę o szerokości s_1 i długości L_p , kg/s,



Rys. 9.2. Schemat szeregowego
rozmieszczenia rur w przegrzewaczu, s₁
– podziałka poprzeczna rozmieszczenia rur w pęczku (prostopadła do kierunku przepływu spalin), s₂ – podziałka
wzdłużna rozmieszczenia rur w pęczku (równoległa do kierunku przepływu spalin).



Rys. 9.3. Schemat przepływu czynników przez jedną rurę; \dot{m}_p - strumień masy pary przepływającej przez jedną rurę, \dot{m}_{spr} - strumień masy spalin przypadający na jeden rząd rur równoległy do kierunku przepływu spalin.

Strumień masy pary przez jedną objętość kontrolną wynosi:

$$\dot{m}_{sp} = \frac{\Delta x}{L_r} \dot{m}_{spr} = \frac{\Delta x}{L_r} \frac{\Delta \dot{m}_{sp}}{n_{rzqd}}$$
(9.1)

9.1. Równanie bilansu energii dla pary

Bilans energii dla pary dla obszaru kontrolnego ma następującą postać (rys. 9.1):

$$\dot{m}_{p} c_{pp} \Big|_{0}^{T_{p,i}} T_{p,i} + \pi d_{w} \Delta x \alpha_{p} \left(T_{w,i} - \frac{T_{p,i} + T_{p,i+1}}{2} \right) = \dot{m}_{p} c_{pp} \Big|_{0}^{T_{p,i+1}} T_{p,i+1}.$$
(9.2)

Po uwzględnieniu, że średnie ciepło właściwe pary w przedziale temperatury $\left[T_{p,j}, T_{p,j+1}\right]$ określone jest wzorem:

$$c_{pp}\Big|_{T_{p,i}}^{T_{p,i+1}} = \frac{c_{pp}\Big|_{0}^{T_{p,i+1}} T_{p,i+1} - c_{pp}\Big|_{0}^{T_{p,i}} T_{p,i}}{T_{p,i+1} - T_{p,i}}$$
(9.3)

równanie (9.2) można zapisać w następującej postaci:

$$\dot{m}_{p} c_{pp} \Big|_{T_{p,i}}^{T_{p,i+1}} \left(T_{p,i+1} - T_{p,i} \right) = \Delta A_{w} \alpha_{p} \left(T_{w,i} - \frac{T_{p,i} + T_{p,i+1}}{2} \right)$$
(9.4)

gdzie:

$$\Delta A_w = \pi \, d_w \, \Delta x \,. \tag{9.5}$$

Przyjmując, że średnie ciepło właściwe pary można wyznaczyć ze wzoru:

$$c_{pp}\Big|_{T_{p,i}}^{T_{p,i+1}} \approx \frac{c_{pp}(T_{p,i}) + c_{pp}(T_{p,i+1})}{2} = \overline{c}_{pp,i}$$
(9.6)

równanie bilansu (9.4) przyjmuje postać:

$$\dot{m}_{p} \,\overline{c}_{pp,i} \left(T_{p,i+1} - T_{p,i} \right) = \Delta A_{w} \,\alpha_{p} \left(T_{w,i} - \frac{T_{p,i} + T_{p,i+1}}{2} \right). \tag{9.7}$$

Z równania (9.7) wyznaczyć można temperaturę pary na wylocie z objętości kontrolnej:

$$T_{p,i+1} = \frac{\alpha_p \,\Delta A_w \,T_{w,i} + T_{p,i} \left(\dot{m}_p \,\overline{c}_{pp,i} - \frac{1}{2} \,\alpha_p \,\Delta A_w \right)}{\dot{m}_p \,\overline{c}_{pp,i} + \frac{1}{2} \,\alpha_p \,\Delta A_w} \,. \tag{9.8}$$

Po wprowadzeniu oznaczenia

$$\Delta N_{p,i+\frac{1}{2}} = \frac{\alpha_p \,\Delta A_w}{\dot{m}_p \,\overline{c}_{pp,i}} = \frac{2 \,\alpha_p \,\Delta A_w}{\dot{m}_p \left[c_{pp} \left(T_{p,i} \right) + c_{pp} \left(T_{p,i+1} \right) \right]} \tag{9.9}$$

i podzieleniu (9.10) przez $\dot{m}_p \, \overline{c}_{pp,i}$ otrzymuje się:

$$T_{p,i+1} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2}\Delta N_{p,i+\frac{1}{2}}} \left[\left(1 - \frac{1}{2}\Delta N_{p,i+\frac{1}{2}} \right) T_{p,i} + \Delta N_{p,i+\frac{1}{2}} T_{w,i} \right], \quad i = 1, \dots, N$$
(9.10)

gdzie N – liczba obszarów kontrolnych (komórek). Należy zauważyć, że: $\Delta x = \frac{L_r}{N}$. Symbol $\Delta N_{p,i+\frac{1}{2}}$ oznacza liczbę jednostek wymiany ciepła dla obszaru kontrolnego o długości Δx .

9.2. Równanie bilansu energii dla spalin

Równanie bilansu energii dla spalin przyjmuje postać:

$$\Delta \dot{m}_{sp} c_{pp} \Big|_{0}^{T'_{sp,i}} T'_{sp,i} = \Delta \dot{m}_{sp} c_{pp} \Big|_{0}^{T'_{sp,i}} T''_{sp,i} + \pi \left(2 r_{z} + 2 \delta_{z}\right) \Delta x \,\alpha_{sp} \left(\frac{T'_{sp,i} + T''_{sp,i}}{2} - T_{z,i}\right). \tag{9.11}$$

Przyjmując, że średnie ciepło właściwe dla spalin można wyznaczyć ze wzoru:

$$c_{psp}\Big|_{T^{*}_{sp,i}}^{T^{*}_{sp,i}} = \frac{c_{psp}\Big|_{0}^{T^{*}_{sp,i}} T^{'}_{sp,i} - c_{psp}\Big|_{0}^{T^{*}_{sp,i}} T^{"}_{sp,i}}{T^{'}_{sp,i} - T^{"}_{sp,i}} \approx \overline{c}_{psp,i}$$
(9.12)

gdzie:

$$\overline{c}_{psp,i} = \frac{c_{psp}(T_{sp,i}) + c_{psp}(T_{sp,i})}{2}.$$
(9.13)

4	8
	U

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Równanie (9.11) można zapisać w postaci:

$$\Delta \dot{m}_{sp} \, \bar{c}_{psp,i} \left(T_{sp,i}^{'} - T_{sp,i}^{"} \right) = \Delta A_{zan} \, \alpha_{sp} \left(\frac{T_{sp,i}^{'} + T_{sp,i}^{"}}{2} - T_{z,i} \right)$$
(9.14)

gdzie:

$$\Delta A_{zan} = \pi \left(2r_z + 2\delta_z \right) \Delta x \,. \tag{9.15}$$

Z równania (9.14) wyznacza się temperaturę spalin za danym rzędem rur:

$$T_{sp,i}^{"} = \frac{\left(\Delta \dot{m}_{sp} \,\overline{c}_{psp,i} - \frac{1}{2} \alpha_{sp} \Delta A_{zan}\right) T_{sp,i}^{'} + \alpha_{sp} \,\Delta A_{zan} T_{z,i}}{\Delta \dot{m}_{sp} \,\overline{c}_{psp,i} + \frac{1}{2} \alpha_{sp} \,\Delta A_{zan}}$$
(9.16)

Po wprowadzeniu oznaczenia:

$$\Delta N_{sp,i+\frac{1}{2}} = \frac{\alpha_{sp} \,\Delta A_{zan}}{\Delta \dot{m}_{sp} \,\overline{c}_{psp,i}} = \frac{2 \,\alpha_{sp} \,\Delta A_{zan}}{\Delta \dot{m}_{sp} \left[c_{psp} \left(T_{sp,i}^{'} \right) + c_{psp} \left(T_{sp,i}^{''} \right) \right]}$$
(9.17)

i podzieleniu (9.16) przez $\dot{m}_{sp} \bar{c}_{psp,i}$ otrzymuje się:

$$T_{sp,i}^{"} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2}\Delta N_{sp,i+\frac{1}{2}}} \left[\left(1 - \frac{1}{2}\Delta N_{sp,i+\frac{1}{2}} \right) T_{sp,i}^{'} + \Delta N_{sp,i+\frac{1}{2}} T_{z,i} \right], \quad i = 1, \dots, N.$$
(9.18)

gdzie: $\Delta N_{sp,i+\frac{1}{2}}$ oznacza liczbę jednostek wymiany ciepła dla obszaru kontrolnego o długości Δx .

9.3. Wyznaczanie temperatury ścianki

Temperatura ścianki wyznaczona zostanie za pomocą metody bilansów elementarnych. Przyjmuje się, że na powierzchni rur od strony spalin znajduje się warstwa żużla lub popiołu o grubości δ_z (rys. 9.4).

Podział ścianki rury i warstwy zanieczyszczeń na objętości kontrolne przedstawiono na rysunku 9.5.



Rys. 9.4. Schemat ścianki rury z warstwą zanieczyszczeń na powierzchni zewnętrznej.

Rys. 9.5. Schemat podziału ścianki rury i warstwy zanieczyszczeń na objętości kontrolne.

Równania bilansu ciepła dla poszczególnych objętości kontrolnych mają następującą postać:

- węzeł 1

$$\alpha_{p} \left(\overline{T}_{p} - T_{w1} \right) \pi \, d_{w} + \frac{\lambda (T_{w1}) + \lambda (T_{w2})}{2} \frac{T_{w2} - T_{w1}}{\delta_{w}} \pi \, d_{c} = 0 \,, \tag{9.19}$$

gdzie: $d_c = (d_w + d_z)/2 = r_w + r_z$,

- węzeł 2

$$\frac{\lambda(T_{w1}) + \lambda(T_{w2})}{2} \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\delta_w} \pi d_c + \lambda_z \frac{T_{w3} - T_{w2}}{\delta_z} \pi d_s = 0 , \qquad (9.20)$$

5	Λ
J	υ

gdzie: $d_s = d_z + \delta_z = 2r_z + \delta_z$,

- węzeł 3

$$\alpha_{sp} (\overline{T}_{sp} - T_{w3}) \pi \, d_z + \lambda_z \frac{T_{w2} - T_{w3}}{\delta_z} \pi \, d_s = 0 \,. \tag{9.21}$$

Równania (9.19) – (9.21) zostaną przekształcone tak, aby można je było rozwiązać metodą Gaussa – Seidela [31]:

$$T_{w1} = \frac{1}{\alpha_{p} d_{w} + \frac{\lambda(T_{w1}) + \lambda(T_{w2})}{2} \frac{d_{c}}{\delta_{w}}} \left[\alpha_{p} \overline{T}_{p} d_{w} + \frac{\lambda(T_{w1}) + \lambda(T_{w2})}{2} \frac{d_{c}}{\delta_{w}} T_{w2} \right], \quad (9.22)$$

$$T_{w2} = \frac{1}{\frac{\lambda(T_{w1}) + \lambda(T_{w2})}{2} \frac{d_c}{\delta_w} + \frac{\lambda_z}{\delta_z} d_s} \left[\frac{\lambda(T_{w1}) + \lambda(T_{w2})}{2} \frac{d_c}{\delta_w} T_{w1} + \lambda_z \frac{d_s}{\delta_z} T_{w3} \right], \quad (9.23)$$

$$T_{w3} = \frac{1}{\left[\alpha_{sp}d_z + \lambda_z \frac{d_s}{\delta_z}\right]} \left(\alpha_{sp}d_z\overline{T}_{sp} + \lambda_z \frac{d_s}{\delta_z}T_{w2}\right), \qquad (9.24)$$

Równania (9.10), (9.18) i (9.22) – (9.24) wykorzystane zostaną do budowy modeli matematycznych poszczególnych stopni przegrzewaczy.

9.4. Model matematyczny przegrzewacza grodziowego

W oparciu o wyprowadzone równania bilansowe zbudowane zostaną modele matematyczne poszczególnych stopni przegrzewacza. Schemat rozmieszczenia poszczególnych stopni przegrzewacza przedstawiono na rysunku 9.6. Para z walczaka przepływa kolejno: ściany ciągu konwekcyjnego, drugi feston, powierzchniowy schładzacz pary, dalej pierwszy stopień przegrzewacza, przegrzewacz grodziowy, drugi i trzeci stopień przegrzewacza a następnie rurociągiem do kolektora pary. Za pierwszym stopniem przegrzewacza pary, przed kolektorem wlotowym do grodziowego przegrzewacza pary znajduje się pierwszy wtryskowy schładzacz pary, a za przegrzewacza pary znajduje się drugi wtryskowy schładzacz pary. Schemat podziału przegrzewacza grodziowego na objętości kontrolne z uwidocznioną numeracją węzłów po stronie pary i spalin pokazano na rysunku 9.7.



Rys. 9.6. Schemat rozmieszczenia poszczególnych stopni przegrzewacza: 1 – walczak, 2 – ekran boczny zwrotnego kanału spalinowego, 3 – spad zwrotnego kanału spalinowego, 4 – ściana przednia drugiego ciągu, 5 – feston, 6 – powierzchniowy schładzacz pary (kolektor wejściowy KPP-1), 7 – KPP-1, 8 – wtryskowy schładzacz pary I, 9 – grodziowy przegrzewacz pary, 10 – wtryskowy schładzacz pary II, 11 – KPP-2, 12 – KPP-3, 13 – kolektor wylotowy pary świeżej, 14 – woda zasilająca, 15 – podgrzewacz wody I stopnia, 16 – podgrzewacz wody II stopnia.



Rys. 9.7. Schemat podziału przegrzewacza grodziowego na objętości kontrolne.



Rys. 9.8. Schemat oznaczenia węzłów znajdujących się po stronie spalin, pary oraz wewnątrz ścianek rur.

Oznaczenia węzłów znajdujących się po stronie spalin, pary oraz wewnątrz ścianek rur przedstawiono na rysunku 9.8.

Równania do obliczania temperatury spalin za poszczególnymi rurami w grodzi można zapisać w oparciu o równanie (9.18):

$$(T_{sp,i}^{"} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2}\Delta N_{sp,i+\frac{1}{2}}} \left[\left(1 - \frac{1}{2}\Delta N_{sp,i+\frac{1}{2}} \right) T_{sp,i}^{'} + \Delta N_{sp,i+\frac{1}{2}} T_{z,i} \right], \quad i = 1, \dots, N)$$

$$PG2(1) = \frac{1}{1 + DNSP12/2} \Big[(1 - DNSP12/2) \cdot PG1(1) + DNSP12 \cdot SCG1(3) \Big], \qquad (9.25)$$

$$PG3(1) = \frac{1}{1 + DNSP23/2} \Big[(1 - DNSP23/2) PG2(1) + DNSP23 \cdot SCG2(3) \Big], \qquad (9.26)$$

$$PG4(1) = \frac{1}{1 + DNSP34/2} \Big[(1 - DNSP34/2) PG3(1) + DNSP34 \cdot SCG3(3) \Big], \qquad (9.27)$$

$$PG5(1) = \frac{1}{1 + DNSP45/2} \Big[(1 - DNSP45/2) PG4(1) + DNSP45 \cdot SCG4(3) \Big], \qquad (9.28)$$

gdzie $\Delta N_{p,i+\frac{1}{2}}$ występujące we wzorze (9.18) można w przypadku równań (9.25) – (9.28) zapisać w postaci:

$$DNSP12 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PG1(1)) + CPSP(PG2(1))]},$$
(9.29)

$$DNSP23 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PG2(1)) + CPSP(PG3(1))]},$$
(9.30)

$$DNSP34 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PG3(1)) + CPSP(PG4(1))]},$$
(9.31)

$$DNSP45 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PG4(1)) + CPSP(PG5(1))]}.$$
(9.32)

Temperaturę ścianek poszczególnych rur wyznacza się w trzech węzłach z następujących równań:

- ścianka pierwszej rury

$$SCG1(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCG1(1)) + AL(SCG1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}},$$

$$\left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WG1(1) + WG1(2)}{2} + \frac{AL(SCG1(1)) + AL(SCG1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCG1(2)\right]$$

$$(9.33)$$

$$SCG1(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCG1(1)) + AL(SCG1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.34)} \cdot \left[\frac{AL(SCG1(1)) + AL(SCG1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCG1(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCG1(3)}\right]$$

$$SCG1(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]}.$$

$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PG1(1) + PG2(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCG1(2)\right)$$
(9.35)

- ścianka drugiej rury

$$SCG2(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCG2(1)) + AL(SCG2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.36)$$
$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WG2(1) + WG2(2)}{2} + \frac{AL(SCG2(1)) + AL(SCG2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCG2(2) \right]$$

$$SCG2(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCG2(1)) + AL(SCG2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.37)}{(DZ + DW)} \cdot \left[\frac{AL(SCG2(1)) + AL(SCG2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCG2(1) + ALZ} \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCG2(3)\right]$$

$$SCG2(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]}.$$

$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PG2(1) + PG3(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCG2(2)\right)$$
(9.38)

- ścianka trzeciej rury

$$SCG3(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCG3(1)) + AL(SCG3(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.39)$$

$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WG3(1) + WG3(2)}{2} + \frac{AL(SCG3(1)) + AL(SCG3(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCG3(2) \right]$$

$$SCG3(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCG3(1)) + AL(SCG3(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}}, (9.40)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCG3(1)) + AL(SCG3(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCG3(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCG3(3) \right]$$

$$SCG3(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]}.$$

$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PG3(1) + PG4(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCG3(2)\right)$$
(9.41)

- ścianka czwartej rury

$$SCG4(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCG4(1)) + AL(SCG4(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}},$$

$$\left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WG4(1) + WG4(2)}{2} + \frac{AL(SCG4(1)) + AL(SCG4(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCG4(2)\right]$$
(9.42)

$$SCG4(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCG4(1)) + AL(SCG4(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.43)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCG4(1)) + AL(SCG4(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCG4(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCG4(3) \right]$$

$$SCG4(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]}.$$

$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PG4(1) + PG5(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCG4(2)\right)$$
(9.44)

Temperaturę pary oblicza się z następujących równań otrzymanych z ogólnego równania (9.10):

$$(T_{p,i+1} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2}\Delta N_{p,i+\frac{1}{2}}} \left[\left(1 - \frac{1}{2}\Delta N_{p,i+\frac{1}{2}} \right) T_{p,i} + \Delta N_{p,i+\frac{1}{2}} T_{w,i} \right], \quad i = 1, \dots, N)$$

$$WG1(2) = \frac{1}{1 + DNP12/2} \left[\left(1 - DNP12/2 \right) WG1(1) + DNP12 \cdot SCG1(1) \right]$$

$$(9.45)$$

$$WG2(2) = \frac{1}{1 + DNP23/2} \Big[(1 - DNP23/2) WG2(1) + DNP23 \cdot SCG2(1) \Big], \quad (9.46)$$

$$WG3(2) = \frac{1}{1 + DNP34/2} \Big[(1 - DNP34/2) WG3(1) + DNP34 \cdot SCG3(1) \Big], \quad (9.47)$$

$$WG4(2) = \frac{1}{1 + DNP45/2} \Big[(1 - DNP45/2) WG4(1) + DNP45 \cdot SCG4(1) \Big], \quad (9.48)$$

W równaniach (10.45) – (10.48) przyjęto następujące oznaczenia:

$$DNP12 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PG1(1)) + CP(PG2(1))]},$$
(9.49)

$$DNP23 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PG2(1)) + CP(PG3(1))]},$$
(9.50)

$$DNP34 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PG3(1)) + CP(PG4(1))]},$$
(9.51)

$$DNP45 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot \left[CP(PG4(1)) + CP(PG5(1))\right]}.$$
(9.52)

Po rozwiązaniu układu obejmującego równania (9.25) - (9.28) oraz równań (9.33) - (9.48) otrzymuje się rozkład temperatury spalin, ścianki i pary.

9.5. Model matematyczny festonu II

Para wodna po przegrzaniu w przegrzewaczu grodziowym przepływa przez drugi feston do powierzchniowego schładzacza pary. Opracowany zostanie model matematyczny drugiego festonu usytuowanego w kanale spalinowym za I stopniem przegrzewacza pary. Para przepływa równolegle przez 2 rzędy rur rozmieszczone szeregowo (rys. 9.9).



Rys. 9.9. Schemat oznaczenia węzłów znajdujących się po stronie spalin, pary oraz wewnątrz ścianek rur dla II festonu.

Otrzymuje się następujący układ równań:

- spaliny:

$$PF2(1) = \frac{1}{1 + DNFSP12/2} \Big[(1 - DNFSP12/2) \cdot PF1(1) + DNFSP12 \cdot SCF1(3) \Big], \quad (9.53)$$

$$PF3(1) = \frac{1}{1 + DNFSP23/2} \Big[(1 - DNFSP23/2) PF2(1) + DNFSP23 \cdot SCF2(3) \Big], \quad (9.54)$$

- ścianka pierwszej rury,

$$SCFD1(1) = \frac{1}{ALFAFP \cdot DW + \frac{AL(SCFD1(1)) + AL(SCFD1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.55)$$
$$\cdot \left[ALFAFP \cdot DW \cdot \frac{WF1(1) + WF1(2)}{2} + \frac{AL(SCFD1(1)) + AL(SCFD1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCFD1(2) \right]$$

$$SCFD1(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCFD1(1)) + AL(SCFD1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.56)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCFD1(1)) + AL(SCFD1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCFD1(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCFD1(3)\right]$$

$$SCFD1(3) = \frac{1}{\left[ALFAFSP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]}.$$

$$\cdot \left(ALFAFSP \cdot DZ \cdot \frac{PF1(1) + PF2(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCFD1(2)\right)$$

$$(9.57)$$

- ścianka drugiej rury,

$$SCFD2(1) = \frac{1}{ALFAFP \cdot DW + \frac{AL(SCFD2(1)) + AL(SCFD2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.58)$$
$$\cdot \left[ALFAFP \cdot DW \cdot \frac{WF2(1) + WF2(2)}{2} + \frac{AL(SCFD2(1)) + AL(SCFD2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCFD2(2) \right]$$

$$SCFD2(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCFD2(1)) + AL(SCFD2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.59)} \cdot \left[\frac{AL(SCFD2(1)) + AL(SCFD2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCFD2(1) + ALZ} \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCFD2(3)}{DELTAZ}\right]$$

$$SCFD2(3) = \frac{1}{\left[ALFAFSP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.60)$$
$$\cdot \left(ALFAFSP \cdot DZ \cdot \frac{PF2(1) + PF3(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCFD2(2)\right)$$

- para

$$WF1(2) = \frac{1}{1 + DNFP12/2} \Big[(1 - DNFP12/2) WF1(1) + DNFP12 \cdot SCFD1(1) \Big]$$
(9.61)

$$WF2(2) = \frac{1}{1 + DNFP23/2} \Big[(1 - DNFP23/2) WF2(1) + DNFP23 \cdot SCFD2(1) \Big], \quad (9.62)$$

gdzie:

$$DNFP12 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PF1(1)) + CP(PF2(1))]},$$
(9.63)

$$DNFP23 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PF2(1)) + CP(PF3(1))]},$$
(9.64)

9.6. Model matematyczny I stopnia przegrzewacza pary

Opracowany zostanie model matematyczny przegrzewacza pierwszego stopnia umieszczonego za powierzchniowym schładzaczem pary. Oznaczenia węzłów znajdujących się po stronie spalin, pary oraz wewnątrz ścianek rur przedstawiono na rysunku 9.10.



Rys. 9.10. Schemat oznaczenia węzłów znajdujących się po stronie spalin, pary oraz wewnątrz ścianek rur dla przegrzewacza pary I stopnia.

Otrzymuje się następujący układ równań:

- Spaliny

$$PKI2(1) = \frac{1}{1 + DNKISP12/2} \Big[\Big(1 - DNKISP12/2 \Big) \cdot PKI1(1) + DNKISP12 \cdot SCKI1(3) \Big], \quad (9.65)$$

$$PKI3(1) = \frac{1}{1 + DNKISP23/2} \Big[(1 - DNKISP23/2) \cdot PKI2(1) + DNKISP23 \cdot SCKI2(3) \Big], \quad (9.66)$$

$$PKI4(1) = \frac{1}{1 + DNKISP34/2} \Big[(1 - DNKISP34/2) \cdot PKI3(1) + DNKISP34 \cdot SCKI3(3) \Big], \quad (9.67)$$

$$PKI5(1) = \frac{1}{1 + DNKISP45/2} \Big[(1 - DNKISP45/2) \cdot PKI4(1) + DNKISP45 \cdot SCKI4(3) \Big], \quad (9.68)$$

$$PKI6(1) = \frac{1}{1 + DNKISP56/2} \Big[(1 - DNKISP56/2) \cdot PKI5(1) + DNKISP56 \cdot SCKI5(3) \Big], \quad (9.69)$$

$$PKI7(1) = \frac{1}{1 + DNKISP67/2} \Big[(1 - DNKISP67/2) \cdot PKI6(1) + DNKISP67 \cdot SCKI6(3) \Big], \quad (9.70)$$

$$PKI8(1) = \frac{1}{1 + DNKISP78/2} \Big[(1 - DNKISP78/2) \cdot PKI7(1) + DNKISP78 \cdot SCKI7(3) \Big], \quad (9.71)$$

$$PKI9(1) = \frac{1}{1 + DNKISP89/2} \Big[(1 - DNKISP89/2) \cdot PKI8(1) + DNKISP89 \cdot SCKI8(3) \Big], \quad (9.72)$$

$$PKI10(1) = \frac{1}{1 + DNKISP910/2} \Big[(1 - DNKISP910/2) \cdot PKI9(1) + DNKISP910 \cdot SCKI9(3) \Big], (9.73)$$

$$PKI11(1) = \frac{1}{1 + DNKISP1011/2} \Big[(1 - DNKISP1011/2) \cdot PKI10(1) + DNKISP1011 \cdot SCKI10(3) \Big], \quad (9.74)$$

$$PKI12(1) = \frac{1}{1 + DNKISP1112/2} \Big[(1 - DNKISP1112/2) \cdot PKI11(1) + DNKISP1112 \cdot SCKI11(3) \Big], \quad (9.75)$$

$$PKI13(1) = \frac{1}{1 + DNKISP1213/2} \Big[(1 - DNKISP1213/2) \cdot PKI12(1) + DNKISP1213 \cdot SCKI12(3) \Big], \quad (9.76)$$

gdzie:

$$DNKISP12 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKI1(1)) + CPSP(PKI2(1))]},$$
(9.77)

$$DNKISP23 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKI2(1)) + CPSP(PKI3(1))]},$$
(9.78)

$$DNKISP34 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKI3(1)) + CPSP(PKI4(1))]}, \qquad (9.79)$$

$$DNKISP45 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKI4(1)) + CPSP(PKI5(1))]}.$$
(9.80)

$$DNKISP56 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKI5(1)) + CPSP(PKI6(1))]},$$
(9.81)

$$DNKISP67 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKI6(1)) + CPSP(PKI7(1))]},$$
(9.82)

$$DNKISP78 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKI7(1)) + CPSP(PKI8(1))]},$$
(9.83)

$$DNKISP89 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKI8(1)) + CPSP(PKI9(1))]}.$$
(9.84)

$$DNKISP910 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKI9(1)) + CPSP(PKI10(1))]}, \qquad (9.85)$$

$$DNKISP1011 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKI10(1)) + CPSP(PKI11(1))]}, \quad (9.86)$$

$$DNKISP1112 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKI11(1)) + CPSP(PKI12(1))]}.$$
 (9.87)

$$DNKISP1213 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKI12(1)) + CPSP(PKI13(1))]}.$$
 (9.88)

- ścianka pierwszej rury

$$SCKI1(1) = \frac{1}{ALFAFP \cdot DW + \frac{AL(SCKI1(1)) + AL(SCKI1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, \quad (9.89)$$
$$\cdot \left[ALFAFP \cdot DW \cdot \frac{WKI12(1) + WKI12(2)}{2} + \frac{AL(SCKI1(1)) + AL(SCKI1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKI1(2) \right]$$

$$SCKI1(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKI1(1)) + AL(SCKI1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, \quad (9.90)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCKI1(1)) + AL(SCKI1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKI1(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKI1(3)\right]$$

$$SCKI1(3) = \frac{1}{\left[ALFAFSP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.91)$$
$$\cdot \left(ALFAFSP \cdot DZ \cdot \frac{PKI1(1) + PKI2(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKI1(2)\right)$$

- ścianka drugiej rury,

$$SCKI2(1) = \frac{1}{ALFAFP \cdot DW + \frac{AL(SCKI2(1)) + AL(SCKI2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, \quad (9.92)$$

$$\cdot \left[ALFAFP \cdot DW \cdot \frac{WKI11(1) + WKI11(2)}{2} + \frac{AL(SCKI2(1)) + AL(SCKI2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKI2(2) \right]$$

$$SCKI2(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKI2(1)) + AL(SCKI2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, \quad (9.93)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCKI2(1)) + AL(SCKI2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKI2(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKI2(3)\right]$$

$$SCKI2(3) = \frac{1}{\left[ALFAFSP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.94)$$
$$\cdot \left(ALFAFSP \cdot DZ \cdot \frac{PKI2(1) + PKI3(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKI2(2)\right)$$

- ścianka trzeciej rury

$$SCKI3(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCKI3(1)) + AL(SCKI3(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.95)$$

$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WKI10(1) + WKI10(2)}{2} + \frac{AL(SCKI3(1)) + AL(SCKI3(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKI3(2) \right]$$

$$SCKI3(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKI3(1)) + AL(SCKI3(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, \quad (9.96)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCKI3(1)) + AL(SCKI3(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKI3(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKI3(3) \right]$$

$$SCKI3(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.97)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PKI3(1) + PKI4(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKI3(2)\right)$$

- ścianka czwartej rury

$$SCKI4(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCKI4(1)) + AL(SCKI4(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}},$$

$$\left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WKI9(1) + WKI9(2)}{2} + \frac{AL(SCKI4(1)) + AL(SCKI4(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKI4(2)\right]$$
(9.98)

$$SCKI4(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKI4(1)) + AL(SCKI4(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, \quad (9.99)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCKI4(1)) + AL(SCKI4(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKI4(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKI4(3) \right]$$

$$SCKI4(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.100)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PKI4(1) + PKI5(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKI4(2)\right)$$

- ścianka piątej rury

$$SCKI5(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCKI5(1)) + AL(SCKI5(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.101)$$
$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WKI8(1) + WKI8(2)}{2} + \frac{AL(SCKI5(1)) + AL(SCKI5(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKI5(2) \right]$$

$$SCK15(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCK15(1)) + AL(SCK15(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.102)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCK15(1)) + AL(SCK15(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCK15(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCK15(3)\right]$$

$$SCKI5(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.103)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PKI5(1) + PKI6(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKI5(2)\right)$$

- ścianka szóstej rury

$$SCKI6(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCKI6(1)) + AL(SCKI6(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.104)$$
$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WKI7(1) + WKI7(2)}{2} + \frac{AL(SCKI6(1)) + AL(SCKI6(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKI6(2) \right]$$

$$SCKI6(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKI6(1)) + AL(SCKI6(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.105)$$
$$\cdot \left[\frac{AL(SCKI6(1)) + AL(SCKI6(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKI6(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKI6(3)\right]$$

$$SCKI6(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]}.$$

$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PKI6(1) + PKI7(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKI6(2)\right)$$

$$(9.106)$$

- ścianka siódmej rury

$$SCKI7(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCKI7(1)) + AL(SCKI7(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.107)$$

$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WKI6(1) + WKI6(2)}{2} + \frac{AL(SCKI7(1)) + AL(SCKI7(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKI7(2) \right]$$

$$SCKI7(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKI7(1)) + AL(SCKI7(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, \quad (9.108)$$
$$\cdot \left[\frac{AL(SCKI7(1)) + AL(SCKI7(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKI7(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKI7(3)\right]$$

$$SCKI7(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.109)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PKI7(1) + PKI8(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKI7(2)\right)$$

- ścianka ósmej rury

$$SCKI8(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCKI8(1)) + AL(SCKI8(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, \quad (9.110)$$
$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WKI1(1) + WKI1(2)}{2} + \frac{AL(SCKI8(1)) + AL(SCKI8(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKI8(2) \right]$$

$$SCKI8(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKI8(1)) + AL(SCKI8(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, \quad (9.111)$$
$$\cdot \left[\frac{AL(SCKI8(1)) + AL(SCKI8(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKI8(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKI8(3)\right]$$

$$SCKI8(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.112)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PKI8(1) + PKI9(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKI8(2)\right)$$

- ścianka dziewiątej rury

$$SCKI9(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCKI9(1)) + AL(SCKI9(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.113)$$
$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WKI2(1) + WKI2(2)}{2} + \frac{AL(SCKI9(1)) + AL(SCKI9(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKI9(2) \right]$$

$$SCKI9(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKI9(1)) + AL(SCKI9(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}}, (9.114)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCKI9(1)) + AL(SCKI9(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKI9(1) + ALZ} \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKI9(3) \right]$$

$$SCKI9(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.115)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PKI9(1) + PKI10(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKI9(2)\right)$$

- ścianka dziesiątej rury

$$SCKI10(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCKI10(1)) + AL(SCKI10(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.116)$$
$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WKI5(1) + WKI5(2)}{2} + \frac{AL(SCKI10(1)) + AL(SCKI10(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKI10(2) \right]$$

$$SCKI10(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKI10(1)) + AL(SCKI10(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, \quad (9.117)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCKI10(1)) + AL(SCKI10(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKI10(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKI10(3) \right]$$

$$SCKI10(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.118)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PKI10(1) + PKI11(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKI10(2)\right)$$

- ścianka jedenastej rury

$$SCKI11(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCKI11(1)) + AL(SCKI11(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.119)$$

$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WKI4(1) + WKI4(2)}{2} + \frac{AL(SCKI11(1)) + AL(SCKI11(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKI11(2) \right]$$

$$SCKI11(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKI11(1)) + AL(SCKI11(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.120)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCKI11(1)) + AL(SCKI11(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKI11(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKI11(3)\right]$$
$$SCKI11(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.121)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PKI11(1) + PKI12(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKI11(2)\right)$$

- ścianka dwunastej rury

$$SCKI12(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCKI12(1)) + AL(SCKI12(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.122)$$

$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WKI3(1) + WKI3(2)}{2} + \frac{AL(SCKI12(1)) + AL(SCKI12(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKI12(2) \right]$$

$$SCKI12(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKI12(1)) + AL(SCKI12(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.123)$$
$$\cdot \left[\frac{AL(SCKI12(1)) + AL(SCKI12(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKI12(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKI12(3)\right]$$

$$SCKI12(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]}.$$

$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PKI12(1) + PKI13(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKI12(2)\right)$$

$$(9.124)$$

- para

$$WKI1(2) = \frac{1}{1 + DNKIP89/2} \Big[(1 - DNKIP89/2) WKI1(1) + DNKIP89 \cdot SCKI8(1) \Big], (9.125)$$

$$WKI2(2) = \frac{1}{1 + DNKIP910/2} \Big[(1 - DNKIP910/2) WKI2(1) + DNKIP910 \cdot SCG9(1) \Big], (9.126)$$

$$WKI3(2) = \frac{1}{1 + DNKIP1213/2} \Big[(1 - DNKIP1213/2) WKI3(1) + DNKIP1213 \cdot SCKI12(1) \Big], (9.127)$$

$$WKI4(2) = \frac{1}{1 + DNKIP1112/2} \Big[(1 - DNKIP1112/2) WKI4(1) + DNKIP1112 \cdot SCKI11(1) \Big], (9.128)$$

$$WKI5(2) = \frac{1}{1 + DNKIP1011/2} \Big[(1 - DNKIP1011/2) WKI5(1) + DNKIP1011 \cdot SCKI10(1) \Big], (9.129)$$

$$WKI6(2) = \frac{1}{1 + DNKIP78/2} \Big[(1 - DNKIP78/2) WKI6(1) + DNKIP78 \cdot SCKI7(1) \Big], (9.130)$$

$$WKI7(2) = \frac{1}{1 + DNKIP67/2} \Big[(1 - DNKIP67/2) WKI7(1) + DNKIP67 \cdot SCKI6(1) \Big], (9.131)$$

$$WKI8(2) = \frac{1}{1 + DNKIP56/2} \Big[(1 - DNKIP56/2) WKI8(1) + DNKIP56 \cdot SCKI5(1) \Big], (9.132)$$

$$WKI9(2) = \frac{1}{1 + DNKIP45/2} \Big[(1 - DNKIP45/2) WKI9(1) + DNKIP45 \cdot SCKI4(1) \Big], (9.133)$$

$$WKI10(2) = \frac{1}{1 + DNKIP34/2} \Big[(1 - DNKIP34/2)WKI10(1) + DNKIP34 \cdot SCKI3(1) \Big], (9.134)$$

$$WKI11(2) = \frac{1}{1 + DNKIP23/2} \Big[(1 - DNKIP23/2) WKI11(1) + DNKIP23 \cdot SCKI2(1) \Big], (9.135)$$

$$WKI12(2) = \frac{1}{1 + DNKIP12/2} \Big[(1 - DNKIP12/2) WKI12(1) + DNKIP12 \cdot SCKI1(1) \Big], (9.136)$$

gdzie:

$$DNKIP12 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PKI1(1)) + CP(PKI2(1))]},$$
(9.137)

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

$$DNKIP23 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PKI2(1)) + CP(PKI3(1))]},$$
(9.138)

$$DNKIP34 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot \left[CP(PKI3(1)) + CP(PKI4(1))\right]},$$
(9.139)

$$DNKIP45 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PKI4(1)) + CP(PKI5(1))]}, \qquad (9.140)$$

$$DNKIP56 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PKI5(1)) + CP(PKI6(1))]}, \qquad (9.141)$$

$$DNKIP67 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot \left[CP(PKI6(1)) + CP(PKI7(1))\right]},$$
(9.142)

$$DNKIP78 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PKI7(1)) + CP(PKI8(1))]},$$
(9.143)

$$DNKIP89 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PKI8(1)) + CP(PKI9(1))]},$$
(9.144)

$$DNKIP910 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PKI9(1)) + CP(PKI10(1))]}, \qquad (9.145)$$

$$DNKIP1011 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot \left[CP(PKI10(1)) + CP(PKI11(1))\right]}, \quad (9.146)$$

$$DNKIP1112 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PKI11(1)) + CP(PKI12(1))]}, \quad (9.147)$$

$$DNKIP1213 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot \left[CP(PKI12(1)) + CP(PKI13(1))\right]}.$$
 (9.148)

9.7. Model matematyczny II stopnia przegrzewacza pary

Opracowany zostanie model matematyczny przegrzewacza drugiego stopnia. Oznaczenia węzłów znajdujących się po stronie spalin, pary oraz wewnątrz ścianek rur przedstawiono na rysunku 9.11.



Rys. 9.11. Schemat oznaczenia węzłów znajdujących się po stronie spalin, pary oraz wewnątrz ścianek rur dla przegrzewacza pary II stopnia.

Równania służące do opisania temperatury spalin za poszczególnymi rurami przyjmują następującą postać:

$$PK2(1) = \frac{1}{1 + DNKSP12/2} \Big[(1 - DNKSP12/2) \cdot PK1(1) + DNKSP12 \cdot SCF(3) \Big], \quad (9.149)$$

$$PK3(1) = \frac{1}{1 + DNKSP23/2} \Big[(1 - DNKSP23/2) \cdot PK2(1) + DNKSP23 \cdot SCK1(3) \Big], \quad (9.150)$$

$$PK4(1) = \frac{1}{1 + DNKSP34/2} \Big[(1 - DNKSP34/2) \cdot PK3(1) + DNKSP34 \cdot SCK2(3) \Big], (9.151)$$

$$PK5(1) = \frac{1}{1 + DNKSP45/2} \Big[(1 - DNKSP45/2) \cdot PK4(1) + DNKSP45 \cdot SCK3(3) \Big], (9.152)$$

$$PK6(1) = \frac{1}{1 + DNKSP56/2} \Big[(1 - DNKSP56/2) \cdot PK5(1) + DNKSP56 \cdot SCK4(3) \Big], (9.153)$$

$$PK7(1) = \frac{1}{1 + DNKSP67 / 2} \Big[(1 - DNKSP67 / 2) \cdot PK6(1) + DNKSP67 \cdot SCK5(3) \Big], (9.154)$$

$$PK8(1) = \frac{1}{1 + DNKSP78/2} \Big[(1 - DNKSP78/2) \cdot PK7(1) + DNKSP78 \cdot SCK6(3) \Big], (9.155)$$

gdzie:

$$DNKSP12 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PK1(1)) + CPSP(PK2(1))]},$$
(9.156)

$$DNKSP23 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PK2(1)) + CPSP(PK3(1))]},$$
(9.157)

$$DNKSP34 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PK3(1)) + CPSP(PK4(1))]},$$
(9.158)

$$DNKSP45 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PK4(1)) + CPSP(PK5(1))]}.$$
(9.159)

$$DNKSP56 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PK5(1)) + CPSP(PK6(1))]},$$
(9.160)

$$DNKSP67 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PK6(1)) + CPSP(PK7(1))]},$$
(9.161)

$$DNKSP78 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PK7(1)) + CPSP(PK8(1))]},$$
(9.162)

Temperaturę ścianek poszczególnych rur wyznacza się w trzech węzłach z następujących równań:

- ścianka pierwszej rury,

$$SCF1(1) = \frac{1}{ALFAFP \cdot DW + \frac{AL(SCF(1)) + AL(SCF(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, \quad (9.163)$$
$$\cdot \left[ALFAFP \cdot DW \cdot \frac{WF5(1) + WF5(2)}{2} + \frac{AL(SCF(1)) + AL(SCF(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCF(2) \right]$$

$$SCF(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCF(1)) + AL(SCF(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, \quad (9.164)$$
$$\cdot \left[\frac{AL(SCF(1)) + AL(SCF(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCF(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCF(3)\right]$$

$$SCF(3) = \frac{1}{\left[ALFAFSP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.165)$$
$$\cdot \left(ALFAFSP \cdot DZ \cdot \frac{PK1(1) + PK2(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCF(2)\right)$$

- ścianka drugiej rury,

$$SCK1(1) = \frac{1}{ALFAFP \cdot DW + \frac{AL(SCK1(1)) + AL(SCK1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.166)$$
$$\cdot \left[ALFAFP \cdot DW \cdot \frac{WK2(1) + WK2(2)}{2} + \frac{AL(SCK1(1)) + AL(SCK1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCK1(2) \right]$$

$$SCK1(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCK1(1)) + AL(SCK1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.167)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCK1(1)) + AL(SCK1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCK1(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCK1(3)\right]$$

$$SCK1(3) = \frac{1}{\left[ALFAFSP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.168)$$
$$\cdot \left(ALFAFSP \cdot DZ \cdot \frac{PK2(1) + PK3(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCK1(2)\right)$$

- ścianka trzeciej rury,

$$SCK3(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCK2(1)) + AL(SCK2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.169)$$
$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WK3(1) + WK3(2)}{2} + \frac{AL(SCK2(1)) + AL(SCK2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCK2(2) \right]$$

$$SCK2(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCK2(1)) + AL(SCK2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.170)}{\left[\frac{AL(SCK2(1)) + AL(SCK2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCK2(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCK2(3)\right]}$$

$$SCK2(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.171)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PK3(1) + PK4(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCK2(2)\right)$$

- ścianka czwartej rury,

$$SCK3(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCK3(1)) + AL(SCK3(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.172)$$
$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WK4(1) + WK4(2)}{2} + \frac{AL(SCK3(1)) + AL(SCK3(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCK3(2) \right]$$

$$SCK3(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCK3(1)) + AL(SCK3(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.173)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCK3(1)) + AL(SCK3(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCK3(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCK3(3) \right]$$

$$SCK3(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.174)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PK4(1) + PK5(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCK3(2)\right)$$

- ścianka piątej rury,

$$SCK 4(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCK 4(1)) + AL(SCK 4(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.175)$$

$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WK5(1) + WK5(2)}{2} + \frac{AL(SCK 4(1)) + AL(SCK 4(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCK 4(2) \right]$$

$$SCK4(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCK4(1)) + AL(SCK4(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.176)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCK4(1)) + AL(SCK4(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCK4(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCK4(3)\right]$$

$$SCK4(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.177)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PK5(1) + PK6(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCK4(2)\right)$$

- ścianka szóstej rury,

$$SCK5(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCK5(1)) + AL(SCK5(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.178)$$
$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WK6(1) + WK6(2)}{2} + \frac{AL(SCK5(1)) + AL(SCK5(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCK5(2) \right]$$

$$SCK5(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCK5(1)) + AL(SCK5(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.179)$$
$$\cdot \left[\frac{AL(SCK5(1)) + AL(SCK5(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCK5(1) + ALZ} \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCK5(3)\right]$$

$$SCK5(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.180)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PK6(1) + PK7(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCK5(2)\right)$$

- ścianka siódmej rury,

$$SCK6(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCK6(1)) + AL(SCK6(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.181)$$
$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WK1(1) + WK1(2)}{2} + \frac{AL(SCK6(1)) + AL(SCK6(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCK6(2) \right]$$

$$SCK6(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCK6(1)) + AL(SCK6(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.182)$$
$$\cdot \left[\frac{AL(SCK6(1)) + AL(SCK6(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCK6(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCK6(3)\right]$$

$$SCK6(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.183)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PK7(1) + PK8(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCK6(2)\right)$$

Dla festonu przyjmuje się następujące temperatury mieszaniny para-woda:

$$WF5(2) = 318^{\circ}C, WF5(1) = 318^{\circ}C$$

Temperaturę pary oblicza się z następujących równań:

$$WK2(2) = \frac{1}{1 + DNKP23/2} \Big[(1 - DNKP23/2) WK2(1) + DNKP23 \cdot SCK1(1) \Big], \qquad (9.184)$$

$$WK3(2) = \frac{1}{1 + DNKP34/2} \Big[\Big(1 - DNKP34/2 \Big) WK3(1) + DNKP34 \cdot SCK2(1) \Big], \qquad (9.185)$$

$$WK4(2) = \frac{1}{1 + DNKP45/2} \Big[(1 - DNKP45/2) WK4(1) + DNKP45 \cdot SCK3(1) \Big], \qquad (9.186)$$

$$WK5(2) = \frac{1}{1 + DNKP56/2} \Big[(1 - DNKP56/2) WK5(1) + DNKP56 \cdot SCK4(1) \Big], \qquad (9.187)$$

$$WK6(2) = \frac{1}{1 + DNKP67/2} \Big[(1 - DNKP67/2) WK6(1) + DNKP67 \cdot SCK5(1) \Big], \qquad (9.188)$$

$$WK1(2) = \frac{1}{1 + DNKP78/2} \Big[\Big(1 - DNKP78/2 \Big) WK1(1) + DNKP78 \cdot SCK6(1) \Big], \qquad (9.189)$$

gdzie:

$$DNKP23 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PK2(1)) + CP(PK3(1))]},$$
(9.190)

$$DNKP34 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PK3(1)) + CP(PK4(1))]},$$
(9.191)

$$DNKP45 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot \left[CP(PK4(1)) + CP(PK5(1))\right]},$$
(9.192)

$$DNKP56 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot \left[CP(PK5(1)) + CP(PK6(1))\right]},$$
(9.193)

$$DNKP67 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot \left[CP(PK6(1)) + CP(PK7(1))\right]},$$
(9.194)

$$DNKP78 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PK7(1)) + CP(PK8(1))]},$$
(9.195)

9.8. Model matematyczny III stopnia przegrzewacza pary

W oparciu o wyprowadzone równania bilansowe opracowany zostanie model matematyczny przegrzewacza trzeciego stopnia. Oznaczenia węzłów znajdujących się po stronie spalin, pary oraz wewnątrz ścianek rur przedstawiono na rysunku 9.12.



Rys. 9.12. Schemat oznaczenia węzłów znajdujących się po stronie spalin, pary oraz wewnątrz ścianek rur dla przegrzewacza pary III stopnia.

Równania do obliczania temperatury spalin za poszczególnymi rurami przegrzewacza trzeciego stopnia można zapisać:

$$PKB2(1) = \frac{1}{1 + DNKBSP12/2} \left[\left(1 - DNKBSP12/2 \right) \cdot PKB1(1) + DNKBSP12 \cdot SCF(3) \right], (9.196)$$

$$PKB3(1) = \frac{1}{1 + DNKBSP23/2} \Big[(1 - DNKBSP23/2) \cdot PKB2(1) + DNKBSP23 \cdot SCKB1(3) \Big], (9.197)$$

 $PKB4(1) = \frac{1}{1 + DNKBSP34/2} \Big[(1 - DNKBSP34/2) \cdot PKB3(1) + DNKBSP34 \cdot SCKB2(3) \Big], (9.198)$



$$PKB5(1) = \frac{1}{1 + DNKBSP45/2} \Big[(1 - DNKBSP45/2) \cdot PKB4(1) + DNKBSP45 \cdot SCKB3(3) \Big], (9.199)$$

$$PKB6(1) = \frac{1}{1 + DNKBSP56/2} \Big[(1 - DNKBSP56/2) \cdot PKB5(1) + DNKBSP56 \cdot SCKB4(3) \Big], (9.200)$$

$$PKB7(1) = \frac{1}{1 + DNKBSP67/2} \Big[(1 - DNKBSP67/2) \cdot PKB6(1) + DNKBSP67 \cdot SCKB5(3) \Big], (9.201)$$

$$PKB8(1) = \frac{1}{1 + DNKBSP78/2} \Big[(1 - DNKBSP78/2) \cdot PKB7(1) + DNKBSP78 \cdot SCKB6(3) \Big], (9.202)$$

gdzie:

$$DNKBSP12 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKB1(1)) + CPSP(PKB2(1))]},$$
(9.203)

$$DNKBSP23 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKB2(1)) + CPSP(PKB3(1))]},$$
(9.204)

$$DNKBSP34 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKB3(1)) + CPSP(PKB4(1))]},$$
(9.205)

$$DNKBSP45 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKB4(1)) + CPSP(PKB5(1))]}.$$
(9.206)

$$DNKBSP56 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKB5(1)) + CPSP(PKB6(1))]},$$
(9.207)

$$DNKBSP67 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKB6(1)) + CPSP(PKB7(1))]},$$
(9.208)

$$DNKBSP78 = \frac{2 \cdot ALFASP \cdot DELTAZAN}{AMSP \cdot [CPSP(PKB7(1)) + CPSP(PKB8(1))]},$$
(9.209)

Temperaturę ścianek poszczególnych rur wyznacza się w trzech węzłach z następujących równań:

- ścianka pierwszej rury,

$$SCF(1) = \frac{1}{ALFAFP \cdot DW + \frac{AL(SCF(1)) + AL(SCF(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}},$$

$$\left[ALFAFP \cdot DW \cdot \frac{WF5(1) + WF5(2)}{2} + \frac{AL(SCF(1)) + AL(SCF(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCF(2)\right]$$

$$(9.210)$$

$$SCF(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCF(1)) + AL(SCF(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.211)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCF(1)) + AL(SCF(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCF(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCF(3) \right]$$

$$SCF(3) = \frac{1}{\left[ALFAFSP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.212)$$
$$\cdot \left(ALFAFSP \cdot DZ \cdot \frac{PKB1(1) + PKB2(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCF(2)\right)$$

- ścianka drugiej rury,

$$SCKB1(1) = \frac{1}{ALFAFP \cdot DW + \frac{AL(SCKB1(1)) + AL(SCKB1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.213)$$
$$\cdot \left[ALFAFP \cdot DW \cdot \frac{WKB2(1) + WKB2(2)}{2} + \frac{AL(SCKB1(1)) + AL(SCKB1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKB1(2) \right]$$

$$SCKB1(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKB1(1)) + AL(SCKB1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.214)$$
$$\cdot \left[\frac{AL(SCKB1(1)) + AL(SCKB1(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKB1(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKB1(3)\right]$$

$$SCKB1(3) = \frac{1}{\left[ALFAFSP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.215)$$
$$\cdot \left(ALFAFSP \cdot DZ \cdot \frac{PKB2(1) + PKB3(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKB1(2)\right)$$

- ścianka trzeciej rury

$$SCKB2(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCKB2(1)) + AL(SCKB2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.216)$$
$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WKB3(1) + WKB3(2)}{2} + \frac{AL(SCKB2(1)) + AL(SCKB2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKB2(2) \right]$$

$$SCKB2(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKB2(1)) + AL(SCKB2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.217)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCKB2(1)) + AL(SCKB2(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKB2(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKB2(3) \right]$$

$$SCKB2(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.218)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PKB3(1) + PKB4(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKB2(2)\right)$$

- ścianka czwartej rury

$$SCKB3(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCKB3(1)) + AL(SCKB3(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, \quad (9.219)$$

$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WKB4(1) + WKB4(2)}{2} + \frac{AL(SCKB3(1)) + AL(SCKB3(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKB3(2) \right]$$

$$SCKB3(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKB3(1)) + AL(SCKB3(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.220)$$
$$\cdot \left[\frac{AL(SCKB3(1)) + AL(SCKB3(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKB3(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKB3(3)\right]$$

$$SCKB3(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.221)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PKB4(1) + PKB5(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKB3(2)\right)$$

- ścianka piątej rury

$$SCKB4(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCKB4(1)) + AL(SCKB4(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.222)$$
$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WKB5(1) + WKB5(2)}{2} + \frac{AL(SCKB4(1)) + AL(SCKB4(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKB4(2) \right]$$

$$SCKB4(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKB4(1)) + AL(SCKB4(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.223)$$
$$\cdot \left[\frac{AL(SCKB4(1)) + AL(SCKB4(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKB4(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKB4(3)\right]$$

$$SCKB4(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.224)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PKB5(1) + PKB6(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKB4(2)\right)$$

- ścianka szóstej rury

$$SCKB5(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCKB5(1)) + AL(SCKB5(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.225)$$
$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WKB6(1) + WKB6(2)}{2} + \frac{AL(SCKB5(1)) + AL(SCKB5(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKB5(2) \right]$$

$$SCKB5(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKB5(1)) + AL(SCKB5(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.226)$$

$$\cdot \left[\frac{AL(SCKB5(1)) + AL(SCKB5(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKB5(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKB5(3) \right]$$

$$SCKB5(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.227)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PKB6(1) + PKB7(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKB5(2)\right)$$

- ścianka siódmej rury

$$SCKB6(1) = \frac{1}{ALFAP \cdot DW + \frac{AL(SCKB6(1)) + AL(SCKB6(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW}}, (9.228)$$
$$\cdot \left[ALFAP \cdot DW \cdot \frac{WKB1(1) + WKB1(2)}{2} + \frac{AL(SCKB6(1)) + AL(SCKB6(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} \cdot SCKB6(2) \right]$$

$$SCKB6(2) = \frac{1}{\frac{AL(SCKB6(1)) + AL(SCKB6(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)}, (9.229)} \cdot \left[\frac{AL(SCKB6(1)) + AL(SCKB6(2))}{2} \frac{DZ + DW}{DZ - DW} SCKB6(1) + ALZ \cdot \frac{DZ + DELTAZ}{DELTAZ} \cdot SCKB6(3)}{DELTAZ}\right]$$

$$SCKB6(3) = \frac{1}{\left[ALFASP \cdot DZ + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ)\right]} \cdot (9.230)$$
$$\cdot \left(ALFASP \cdot DZ \cdot \frac{PKB7(1) + PKB8(1)}{2} + \frac{ALZ}{DELTAZ} \cdot (DZ + DELTAZ) \cdot SCKB6(2)\right)$$

Dla przegrzewacza trzeciego stopnia przyjmuje się następujące temperatury mieszaniny para-woda:

$$WF5(2) = 318^{\circ}C, WF5(1) = 318^{\circ}C$$

Temperaturę pary oblicza się z następujących równań:

$$WKB2(2) = \frac{1}{1 + DNKBP23/2} \Big[(1 - DNKBP23/2) WKB2(1) + DNKBP23 \cdot SCKB1(1) \Big], (9.231)$$

$$WKB3(2) = \frac{1}{1 + DNKBP34/2} \Big[(1 - DNKBP34/2) WKB3(1) + DNKBP34 \cdot SCKB2(1) \Big], (9.232)$$

$$WKB4(2) = \frac{1}{1 + DNKBP45/2} \Big[(1 - DNKBP45/2) WKB4(1) + DNKBP45 \cdot SCKB3(1) \Big], (9.233)$$

$$WKB5(2) = \frac{1}{1 + DNKBP56/2} \Big[(1 - DNKBP56/2) WKB5(1) + DNKBP56 \cdot SCKB4(1) \Big], (9.234)$$

$$WKB6(2) = \frac{1}{1 + DNKBP67/2} \Big[(1 - DNKBP67/2) WKB6(1) + DNKBP67 \cdot SCKB5(1) \Big], (9.235)$$



$$WKB1(2) = \frac{1}{1 + DNKBP78/2} \Big[\Big(1 - DNKBP78/2 \Big) WKB1(1) + DNKBP78 \cdot SCKB6(1) \Big], (9.236)$$

gdzie:

$$DNKBP23 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PKB2(1)) + CP(PKB3(1))]},$$
(9.237)

$$DNKBP34 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PKB3(1)) + CP(PKB4(1))]},$$
(9.238)

$$DNKBP45 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PKB4(1)) + CP(PKB5(1))]},$$
(9.239)

$$DNKBP56 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot \left[CP(PKB5(1)) + CP(PKB6(1))\right]},$$
(9.240)

$$DNKBP67 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot \left[CP(PKB6(1)) + CP(PKB7(1))\right]},$$
(9.241)

$$DNKBP78 = \frac{2 \cdot ALFAP \cdot DELTAW}{AMP \cdot [CP(PKB7(1)) + CP(PKB8(1))]},$$
(9.242)

9.9. Model matematyczny powierzchniowego schładzacza pary

Za festonem drugim usytuowanym w oknie wylotowym w międzyciągu znajduje się powierzchniowy schładzacz pary. Czynnikiem chłodzącym jest woda przepływająca wewnątrz rur, a schładzana para przepływa przez przestrzeń międzyrurową. Z uwagi na znacznie większą pojemność cieplną wody zmiana jej temperatury w wymienniku jest niewielka. Można więc przyjąć stałą wartość temperatury wody równą T_{wch} .



Rys. 9.13. Schemat powierzchniowego schładzacza pary.

Po uwzględnieniu, że temperatura włotowa pary wynosi T_{schp1} , temperatura pary na wylocie z wymiennika T_{schp2} może być obliczona ze wzoru:

$$T_{schp2} = T_{wch} + (T_{schp1} - T_{wch}) \exp\left(-\frac{k_z A_z}{\dot{m}_p c_p \Big|_{T_{schp2}}^{T_{schp1}}}\right)$$
(9.243)

gdzie współczynnik przenikania ciepła odniesiony do zewnętrznej powierzchni rur określony jest wzorem:

$$\frac{1}{k_{z}} = \frac{1}{\alpha_{z}} + \frac{r_{z}}{\lambda_{w}} \ln \frac{r_{z}}{r_{w}} + \frac{r_{z}}{r_{w}} \frac{1}{\alpha_{w}}.$$
(9.244)

Symbol A_z we wzorze (9.243) oznacza pole powierzchni zewnętrznej rury.

Temperatura wlotowa pary T_{schpl} jest równa temperaturze wylotowej pary z drugiego festonu (rys. 9.9), tj.

$$TSCHP1 = \frac{WF1(2) + WF2(2)}{2}$$
(9.245)

9.10. Model matematyczny wtryskowych schładzaczy pary I i II

Pierwszy schładzacz wtryskowy usytuowany jest za I stopniem przegrzewacza konwekcyjnego, przed przegrzewaczem grodziowym. II schładzacz wtryskowy, służący do schładzania pary przegrzanej znajduje się za przegrzewaczem grodziowym, przed przegrzewaczem konwekcyjnym II stopnia.



Rys. 9.14. Wtryskowy schładzacz pary.

Równanie bilansu energii dla schładzacza pary przedstawionego na rysunku 9.14 ma następującą postać:

$$\dot{m}_{p} h_{p1} + \dot{m}_{w} h_{w} = \left(\dot{m}_{p} + \dot{m}_{w} \right) h_{p2}$$
(9.246)

$$h_{p2} = \frac{\dot{m}_p h_{p1} + \dot{m}_w h_w}{\dot{m}_p + \dot{m}_w}$$
(9.247)

Przyjmując, że ciśnienie na wlocie i wylocie pary jest równe, tj. $p_1=p_2$, wyznacza się temperaturę pary przegrzanej na wylocie ze schładzacza:

$$T_{p2} = T(p_2, h_{p2}) \tag{9.248}$$

Dla schładzacza I usytuowanego przed przegrzewaczem grodziowym równanie (9.247) przyjmuje następującą postać:

$$h_{p}\left(p_{wg}, WG1(1)\right) = \frac{\dot{m}_{p} h_{p}\left(p_{wg}, WKI12(2)\right) + \dot{m}_{w1} h_{w1}}{\dot{m}_{p} + \dot{m}_{w1}}$$
(9.249)

Dla schładzacza II usytuowanego za przegrzewaczem grodziowym równanie (9.247) przyjmuje następującą postać:

$$h_{p}\left(p_{wk}, WK1(1)\right) = \frac{\dot{m}_{p} h_{p}\left(p_{wk}, WG4(2)\right) + \dot{m}_{w2} h_{w2}}{\dot{m}_{p} + \dot{m}_{w2}}$$
(9.250)

Po obliczeniu entalpii pary ze wzorów (9.249) i (9.250) wyznacza się temperaturę pary WG1(1) za schładzaczem I oraz temperaturę pary WK1(1) za schładzaczem II.

Przebieg ciśnienia wzdłuż drogi przepływu pary oblicza się ze wzoru:

$$p = p_{w} - \sum_{i=1}^{n} \xi_{i} \frac{l_{i}}{d_{w,i}} \frac{\rho_{i} w_{i}^{2}}{2} - \sum_{j=1}^{m} \zeta_{j} \frac{\rho_{j} w_{j}^{2}}{2}$$

gdzie:

- p_w ciśnienie w walczaku kotła
- ξ_i współczynnik strat ciśnienia spowodowanych tarciem
- \mathcal{G}_j współczynnik strat ciśnienia spowodowanych oporami lokalnymi
- l_i długość danego i-tego odcinka rury

10. Ocena stopnia zanieczyszczenia ścian komory paleniskowej i przegrzewaczy kotła

Na ekranach kotła i ewentualnie na powierzchni przegrzewacza opromieniowanego (grodziowego) tworzy się żużel jeżeli temperatura spalin jest wyższa od temperatury topnienia popiołu. Stopiony popiół , to jest żużel, odkłada się na powierzchniach ogrzewalnych kotła, gdy temperatura spalin przekracza 1200 °C. Strumienie ciepła przejmowane przez parownik i przegrzewacze kotła można ocenić obliczając w trybie on-line dwa następujące wskaźniki

$$\zeta_{ev} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{ev}^0\left(\dot{m}_s\right)},\tag{10.1}$$

$$\zeta_{\rm sup} = \frac{\dot{Q}_{\rm sup}}{\dot{Q}_{\rm sup}^0 \left(\dot{m}_s\right)},\tag{10.2}$$

gdzie symbole $\dot{Q}_{ev}^0(\dot{m}_s)$ i $\dot{Q}_{sup}^0(\dot{m}_s)$ oznaczają odpowiednio strumień ciepła przejmowany przez czysty parownik i czysty przegrzewacz. Strumienie te wyznaczone zostały dla czystego kotła po dokładnym oczyszczeniu ścian komory i przegrzewaczy dla różnych wydajności masowych kotła \dot{m}_s . Strumienie ciepła $\dot{Q}_{ev}^0(\dot{m}_s)$ i $\dot{Q}_{sup}^0(\dot{m}_s)$ zostały przybliżone za pomocą prostych funkcji przy użyciu programu TableCurve. Strumienie ciepła przejmowane przez parownik i przegrzewacze \dot{Q}_{ev} i \dot{Q}_{sup} , zarówno dla kotła czystego jak i zanieczyszczonego, określone są następującymi wzorami

$$\dot{Q}_{ev} = \left(\dot{m}_{s} - \dot{m}_{w1} - \dot{m}_{w2}\right) h''(p_{d}) + \dot{m}_{b} h'(p_{d}) - \dot{m}_{fw} h_{fwh}, \qquad (10.3)$$

$$\dot{Q}_{sup} = (\dot{m}_s - \dot{m}_{w1} - \dot{m}_{w2}) \Big[h_1 - h'(p_d) \Big] + (\dot{m}_s - \dot{m}_{w2}) (h_3 - h_2) + \dot{m}_s (h_s - h_4).$$
(10.4)

Współczynnik ζ_{sup} może być wykorzystywany do oceny stopnia zanieczyszczenia przegrzewaczy, gdyż zanieczyszczone przegrzewacze przejmują mniejszy strumień ciepła przy tym samym strumieniu pary świeżej \dot{m}_s w porównaniu ze strumieniem ciepła przejmowanym przez czyste przegrzewacze. W przypadku parownika, współczynnik ζ_{ev} jest równy jedności, niezależnie czy ściany parownika są zażużlowane czy też nie, gdyż aby strumień pary wynosił \dot{m}_s do parownika musi być dostarczany ten sam strumień ciepła. Z tego względu stopień zanieczyszczenia ścian komory paleniskowej tworzących parownik można ocenić na podstawie zmian w czasie strumienia ciepła przejmowanego przez parownik \dot{Q}_{ev} lub też innych wskaźników, które zostaną omówione w dalszej części opracowania.

Istniejący system zdmuchiwaczy jest uruchamiany, gdy temperatura spalin T_{gs} mierzona za przegrzewaczami wzrasta. Ten rodzaj sterowania pracą zdmuchiwaczy może prowadzić do ich uruchamiania nawet wtedy, gdy nie jest to potrzebne. Na podstawie pomiaru tylko temperatury T_{gs} trudno jest bowiem stwierdzić, czy zanieczyszczone są przegrzewacze, czy komora paleniskowa lub jedno i drugie. Podwyższanie się temperatury spalin T_{gs} jest jednak sygnałem o zanieczyszczaniu się powierzchni ogrzewalnych i może być wykorzystywane w komputerowym systemie oceny stopnia zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnych kotła. Na podstawie mierzonej temperatury spalin za przegrzewaczami T_{gs} wyrażonej w °C może być obliczona temperatura spalin w K T'_{fe} na wylocie z komory paleniskowej

$$T'_{fe} = T_{gs} + \frac{\dot{Q}_{sup}}{\dot{m}_g c_{p,g} \Big|_{T_{gs}}^{T_{fe}}} + 273,15$$
(10.5)

gdzie średnie ciepło właściwe spalin wyznaczane jest ze wzoru

$$c_{p,g}\Big|_{T_{gs}}^{T_{fe}} = \frac{c_{p,g}\Big|_{0}^{T_{fe}} T_{fe}^{'} - c_{p,g}\Big|_{0}^{T_{gs}} T_{gs}}{T_{fe}^{'} - T_{gs}}$$
(10.6)

Jeżeli przeprowadzane pomiary i obliczenia są poprawne, to temperatura T'_{fe} wyznaczona ze wzoru (10.5) powinna być bliska temperaturze T_{fe} otrzymanej z obliczeń komory paleniskowej.

Współczynnik sprawności cieplnej ekranów ψ występujący we wzorze na liczbę Boltzmana wyznaczany jest w trybie on-line z następującego równania nieliniowego

$$\dot{m}_s^m = \dot{m}_s^c \left(\psi \right) \tag{10.7}$$

gdzie \dot{m}_s^m i \dot{m}_s^c oznaczają odpowiednio zmierzony i obliczony strumień masy pary.

Strumień masy pary \dot{m}_s^c , występujący we wzorze (10.7) obliczany jest z równania (7.3) jako funkcja sprawności cieplnej ekranów ψ . Symbol \dot{m}_s^m oznacza strumień masy pary mierzony za pomocą kryzy zainstalowanej na wylocie z kotła.

Jeżeli ściany komory paleniskowej ulegają żużlowaniu, wówczas przy stałej wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ wzrasta temperatura spalin na wylocie z komory. Z uwagi na trudności pomiarowe nie można jednak tej temperatury mierzyć w sposób ciągły.



Rys. 10.1 Energetyczny kocioł parowy opalany węglem o mocy 50 MW i strumieniu masy pary przegrzanej 210 t/h; T_{fe} , T_{gs} , i T_{ge} oznaczają odpowiednio temperaturę spalin na wyjściu z komory paleniskowej, za przegrzewaczami pary i za podgrzewaczem powietrza

11. Wyznaczanie w trybie on-line parametrów charakteryzujących stopień zanieczyszczenia ścian komory paleniskowej kotła i rur przegrzewacza

Opracowany komputerowy układ do oceny w trybie on-line stopnia zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnych kotłów został zainstalowany na kotle Nr 8 o wydajności $\dot{m}_s = 210 \text{ t/h}$. Wartość opałowa paliwa W_d wynosiła 18769 kJ/kg przy udziale masowym popiołu w paliwie równym 23,9%. Skład chemiczny paliwa (udziały masowe pierwiastków) jest następujący: wegiel - 49%, wodór -2,0%, azot -0,9%, tlen - 7,0%, woda - 18,0%. Udział masowy części palnych w lotnym popiele wynosi 4,6%, a udział węgla w żużlu 3,2%. Schładzacz wtryskowy usytuowany jest za I stopniem przegrzewacza konwekcyjnego przed przegrzewaczem grodziowym. II schładzacz wtryskowy, służący do schładzania pary przegrzanej znajduje się za przegrzewaczem grodziowym, przed przegrzewaczem konwekcyjnym II stopnia. Temperatura wody wtryskowej do schładzaczy pary wynosi 150°C. Strumienie ciepła zaabsorbowane przez czysty parownik $\dot{Q}_{f}^{0}(\dot{m}_{s})$ i czyste przegrzewacze $\dot{Q}_{sup}^{0}(\dot{m}_{s})$ (rys. 11.5 i rys. 11.6) zostały określone eksperymentalnie przy różnych strumieniach masy pary przegrzanej \dot{m}_s . Dane eksperymentalne przybliżone zostały za pomoca prostych funkcji, używanych następnie przy określaniu współczynnika efektywności cieplnej parownika ζ_{ev} i przegrzewaczy ζ_{sup} , zdefiniowanych odpowiednio równaniami (10.1) i (10.2).

Wyniki obliczane są na bieżąco i prezentowane na monitorze komputera umożliwiajac śledzenie zmian wybranych parametrów charakteryzujących stopień zanieczyszczania kotła w czasie. Wybrane wyniki obliczeń przeprowadzanych w trybie on-line z krokiem czasowym równym 1 min. przedstawiono na rysunkach 11.1 – 11.8. Ściany komory paleniskowej oczyszczane były za pomocą zdmuchiwaczy wodnych, które włączone zostały w czasie równym t = 400 min. i t = 2300 min. Przegrzewacze oczyszczane były za pomocą zdmuchiwaczy parowych, które włączone zostały w czasie równym t = 1530 min. Z analizy wyników przedstawionych na rysunkach 11.1a i 11.1b widać, że zanieczyszczeniu żużlem i popiołem ulega głównie przegrzewacz grodziowy umieszczony nad komorą paleniskową kotła. Po oczyszczeniu tego przegrzewacza za pomocą parowych zdmuchiwaczy popiołu gwałtownie rośnie strumień ciepła przejmowany przez ten przegrzewacz (rys. 11.1a). Silne zanieczyszczanie przegrzewacza grodziowego jest spowodowane wysoką temperatura spalin, zmieniającą się w przedziale od 1010 °C do 1080 °C, przy której następuje mięknięcie i topnienie popiołu. Wpływ parowego zdmuchiwania popiołu na wzrost strumienia ciepła przejmowanego przez II i III stopień przegrzewacza jest mniejszy (rys. 11.1b) z uwagi na niższą temperaturę popiołu, przy której nie zachodzi mięknięcie i topnienie popiołu. Mniejszą intensywność zanieczyszczania powierzchni przegrzewaczy II i III stopnia potwierdzają wyniki przedstawione na rys. 11.8. Po włączeniu zdmuchiwaczy wodnych w komorze i zdmuchiwaczy parowych w przegrzewaczach w czasie t = 400 min., wzrost

współczynnika efektywności cieplnej dla wszystkich przegrzewaczy (rys. 11.8) jest mniejszy w porównaniu ze wzrostem strumienia wody wtryskiwanej do schładzacza pary nr 1. Na rysunku 11.2 przedstawiono zmiany współczynnika nadmiaru powietrza λ na wylocie z komory paleniskowej oraz sprawności kotła. Z uwagi na wysoką wartość nadmiaru powietrza λ wynosząca około 1,6 sprawność kotła zmienia się w przedziale od 88,6% do 89,6%. Widać, że po oczyszczeniu ścian komory paleniskowej i powierzchni przegrzewaczy w czasie t = 400 min. następuje po 1900 minutach spadek sprawności kotła o około 1%. Po ponownym równoczesnym oczyszczeniu ścian komory i powierzchni przegrzewaczy w czasie t = 2300 min. następuje wzrost sprawności kotła o około 1%. Spalanie mieszaniny pyłu węglowego i trocin (biomasy) przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1,6$ wynika z trudności utrzymania znamionowej temperatury pary świeżej przy $\lambda = 1,2$ z uwagi na mniejszą wartość opałową mieszaniny pyłu i biomasy w porównaniu z pyłem węglowym. Podwyższeniu wartości λ towarzyszy duże zmniejszenie strumienia ciepła przekazywanego od spalin w komorze paleniskowej do parownika kotła, z uwagi na znaczne obniżenie temperatury spalin w palenisku. Przy większej wartości λ temperatura spalin na wylocie z komory paleniskowej jest nadal wysoka przy znacznie mniejszym strumieniu masy pary wytwarzanym w parowniku. Wraz ze wzrostem λ wzrasta również prędkość przepływu spalin w przegrzewaczach. Znacznie mniejszy strumień masy pary przepływającej przez przegrzewacze przy wysokiej prędkości przepływu i temperaturze spalin umożliwia osiągnięcie znamionowej temperatury pary świeżej. Uzyskiwanie znamionowej temperatury pary świeżej w wyniku zwiększenia nadmiaru powietrza odbywa się kosztem spadku sprawności kotła o około 4%.

Na rysunku 11.3 przedstawiono czasowe przebiegi strumienia masy pary \dot{m}_{s} wytwarzanej w parowniku oraz przebiegi zmian temperatury spalin T_{fe} i T'_{fe} na wylocie z komory paleniskowej. Po oczyszczeniu ścian komory paleniskowej w czasie t = 400 min i t = 2300 min. następuje wzrost strumienia ciepła przejmowanego przez ściany komory paleniskowej, co skutkuje wzrostem strumienia masy pary m/s produkowanej w parowniku. W wyniku zwiększonego strumienia ciepła przekazywanego od spalin w komorze paleniskowej do oczyszczonych ścian w komorze paleniskowej następuje obniżanie temperatury spalin T_{fe} na wylocie z kotła. Na podkreślenie zasługuje również dobra zgodność temperatury spalin T_{fe} na wylocie z komory, obliczanej ze wzoru (4.27) będącego wynikiem analizy wymiany ciepła w komorze paleniskowej z temperaturą T'_{fe} obliczaną ze wzoru (10.5) na podstawie temperatury spalin T_{gs} mierzonej za przegrzewaczami pary. Temperatura spalin T_{gs} mierzona jest za pierwszym stopniem przegrzewacza pary w przestrzeni między przegrzewaczem pary I stopnia a podgrzewaczem wody. Po oczyszczeniu powierzchni przegrzewaczy w punktach czasowych: 400 min., 1530 min. i 2300 min. za pomocą zdmuchiwaczy parowych następuje obniżanie temperatury spalin T_{es} . Po około 500 min. przegrzewacze ponownie ulegają zanieczyszczeniu.

Zmiany współczynnika sprawności cieplnej ekranów ψ przedstawione są na rysunku 11.4. Zgodnie z normami obliczania kotłów [27,28,35] współczynnik sprawności czystych ekranów komór paleniskowych kotła opalanego pyłem węglowym jest równy $\psi = 0.45$. Po czasie około 1500 min. następuje obniżenie tego współczynnika do wartości 0,36. Obniżaniu wartości ψ towarzyszy wzrost temperatury spalin T_{fe} na wylocie z komory paleniskowej (rys. 11.3). Po oczyszczeniu ścian komory paleniskowej w czasie 400 min. i 2300 min. następuje wzrost wartości ψ .

Strumień ciepła \dot{Q}_{f} przejmowany przez ściany komory paleniskowej kotła (rys. 11.7) wykazuje zmiany w czasie podobne do zmian strumienia masy pary \dot{m}_{s} wytwarzanej w parowniku (rys. 11.3).

Współczynnik efektywności cieplnej przegrzewaczy pary ζ_{sup} (rys. 11.8) rośnie w różnym stopniu w zależności od skuteczności oczyszczania powierzchni przegrzewacza za pomoca zdmuchiwaczy parowych. Znacznie większy przyrost współczynnika ζ_{sup} obserwuje się po czyszczeniu przegrzewaczy w czasie t = 1530 min. i t = 2300 min.

Na podstawie sprawności cieplnej kotła można ze wzoru (8.2) wyznaczyć w stanie ustalonym strumień masy paliwa \dot{m}_F .





BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



b)

Rys 11.1. Przebieg zmian w czasie strumienia masy wody wtryskiwanego do schładzaczy pary przegrzanej

98



Rys 11.2. Przebieg zmian współczynnika nadmiaru powietrza λ i sprawności kotła η w czasie



Rys 11.3. Czasowe przebiegi zmian temperatury spalin T_{fe} i T'_{fe} na wylocie z komory paleniskowej, temperatury T_{gs} za przegrzewaczami pary i strumienia masy pary \dot{m}_s ; T'_{fe} - temperatura obliczana za pomocą równania (10.5), T_{fe} - temperatura obliczana za pomocą równania (4.27)



Rys 11.4. Zmiany w czasie współczynnika sprawności cieplnej ekranów ψ komory paleniskowej kotła



Rys 11.5. Zmiany strumienia ciepła \dot{Q}_{f}^{0} przejmowanego przez czyste powierzchnie parownika kotła w funkcji strumienia masy pary produkowanej w kotle \dot{m}_{s} (obciążenie kotła)



Rys 11.6. Zmiany strumienia ciepła \dot{Q}_{sup}^0 przejmowanego przez czyste powierzchnie przegrzewaczy pary w funkcji strumienia masy pary produkowanej w kotle \dot{m}_s (obciążenie kotła)



Rys 11.7. Strumień ciepła \dot{Q}_f przejmowany w komorze paleniskowej kotła.



Rys 11.8. Zmiana współczynnika efektywności cieplnej ζ_{sup} powierzchni przegrzewaczy pary

Wszystkie wyniki obliczeń prezentowane są na ekranie monitora stacji operatorskiej (rys. 11.9 i 11.10).





Rys 11.9. Dane wejściowe

104



Rys 11.10. Widok ekranu stacji operatorskiej z prezentowanymi wynikami obliczeń.

Wyniki obliczeń prezentowane są w trybie on-line i umożliwiają operatorowi kotła uruchamianie wodnych zdmuchiwaczy żużla w komorze paleniskowej lub parowych zdmuchiwaczy popiołu w przegrzewaczach w odpowiednim czasie, to jest wtedy, kiedy powierzchnie ogrzewalne kotła są rzeczywiście zanieczyszczone.

105
12. Ocena lokalnego stopnia zanieczyszczenia ścian komory paleniskowej kotła za pomocą wstawek termometrycznych

Następnie przedstawione zostaną wybrane wyniki pomiarów temperatury wstawek zainstalowanych na poziomie 15,4m i 23,0m oraz obliczone na ich podstawie obciążenia cieplne. Przekrój poprzeczny wstawki do pomiaru obciążenia cieplnego przedstawiono na rysunkach 5.4 i 5.5.

Wyniki pomiarów temperatury wstawki i obciążenia cieplnego na poziomie 23,0m przeprowadzone w dniach 26 i 27 luty 2008r. przedstawiono na rysunkach 12.1 – 12.2.

Lokalizacja punktów pomiarów temperatury we wstawce termometrycznej przedstawiona jest w pracy (Taler i inni, 2005)

a)







107

1600

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

800 t [min]

1200

| 400

d)

320

0



Rys 12.1. Temperatury wskazywane przez termoelementy we wstawce termometrycznej zainstalowanej na poziomie 23,0m.



Rys. 12.2. Obciążenie cieplne na poziomie 23,0m.



Rys. 12.3. Obciążenie cieplne ekranu kotła na poziomach 15,4m i 23,0m.

Punkty pomiarowe *1,2*, i *3* usytuowane są w czołowej części wstawki pomiarowej, a punkt 5 na zewnętrznej powierzchni wstawki od strony izolacji cieplnej kotła. Temperatura wstawki w punkcie numer 5 zbliżona jest do temperatury czynnika.

Przebieg obciążenia cieplnego, wyznaczony na podstawie zmierzonych przebiegów temperatury przedstawionych na rysunku 12.1 ilustruje rysunek 12.2.

Na rysunku 12.3 pokazano odpowiednie zmiany obciążenia cieplnego.

Z analizy wyników przedstawionych na rysunkach 12.1 - 12.3 widać, że następuje cykliczne odkładanie się i odpadanie żużla z ekranu kotła. W miarę odkładania się żużla na ekranie kotła obserwuje się znaczne spadki temperatury wstawki w jej czołowej części oraz duży spadek obciążenia cieplnego. Po odpadnięciu nagromadzonego żużla z ekranu następuje gwałtowny wzrost gęstości przejmowanego przez ekran strumienia ciepła (obciążenia cieplnego). Opisane procesy osadzania i odpadania żużla mają charakter cykliczny. Widać więc, że następuje samooczyszczanie się ekranu i nie ma konieczności włączania wodnych zdmuchiwaczy żużla w komorze paleniskowej. W przypadku wymaganej wysokiej wydajności masowej kotła \dot{m}_s należałoby jednak włączać zdmuchiwacze żużla.



13. Symulacja procesów zanieczyszczani ścian komory paleniskowej i przegrzewaczy

W celu przeanalizowania i pokazania wpływu zanieczyszczania przegrzewaczy na temperaturę spalin oraz temperaturę pary przegrzanej opracowany zostanie model matematyczny wszystkich przegrzewaczy. Przyjmuje się, że na zewnętrznej powierzchni ścianek narastają osady popiołowe o jednakowej grubości. Temperatury spalin, ścianek oraz pary wyznaczone zostaną metodą objętości skończonych. Poszczególne stopnie przegrzewacza zamodelowane zostaną jako wymienniki przeciw – krzyżowo – prądowe lub wymienniki współprądowo – krzyżowe. Przedstawione zostaną wyniki symulacji przeprowadzonej dla przegrzewacza grodziowego (rys. 13.1).



Rys. 13.1. Schemat przegrzewacza grodziowego: P1(I), P2(I), P3(I), P4(I), P5(I) – temperatura spalin, R11(I), R12(I), R13(I), ..., R41(I), R42(I), R43(I) – temperatura zewnętrznej i wewnętrznej powierzchni ścianki oraz temperatura osadu popiołowego



b)



111

a)



Rys.13.2. Wpływ warstwy zanieczyszczeń zewnętrznej powierzchni ścianki przegrzewacza grodziowego na temperaturę pary (a), temperaturę spalin za przegrzewaczem grodziowym (b) oraz temperaturę zewnętrznej powierzchni ścianki i warstwy zanieczyszczeń (c).

Obliczenia przeprowadzone były dla następujących danych: $d_z = 0.032m$, $d_w = 0.028m$, $T_{fe} = 1125^{\circ}C$, $T_{p,wlot} = 374^{\circ}C$, $\dot{m}_p = 51 kg / s$, $\dot{m}_{sp} = 66.4 kg / s$. Zmierzony wzrost temperatury pary przy zanieczyszczonych powierzchniach przegrzewacza wynosi $\Delta T_p = 66.6 K$. Na rysunku 13.2 pokazane zostały wyniki symulacji. Widać, że grubość warstwy zanieczyszczeń ma duży wpływ na temperaturę pary i temperaturę spalin.

112

14. Zalecenia dotyczące częstotliwości załączania zdmuchiwaczy żużla i popiołu

Przedstawiony komputerowy system monitorowania pracy kotła umożliwia ocenę stopnia zanieczyszczania ścian komory paleniskowej oraz powierzchni konwekcyjnych w trybie on-line. Obliczanie w trybie on-line komory paleniskowej kotła umożliwia wyznaczenie strumienia ciepła przepływającego od spalin do parownika kotła. Z porównania obliczonego i zmierzonego strumienia przepływu masy pary przegrzanej wyznaczany jest współczynnik sprawności cieplnej ekranów komory paleniskowej. Rezygnując ze stałych cykli czasowych uruchamiania zdmuchiwaczy, częstotliwość włączania zdmuchiwaczy żużla i popiołu może być zoptymalizowana w oparciu o wyznaczany w trybie on-line rzeczywisty stan zanieczyszczania powierzchni ogrzewalnych kotła przyczyniając się do obniżenia zużycia wody i pary w zdmuchiwaczach żużla i popiołu oraz zwiększenia trwałości rur przegrzewaczy i ekranów kotła.

Typowe oznaki osadzania się popiołu na powierzchniach ogrzewalnych widoczne są dla operatora pośrednio w formie wysokiej temperatury pary za poszczególnymi stopniami przegrzewacza lub wysokiej temperatury spalin za przegrzewaczem. Oznakami zanieczyszczenia kotła są również obniżony ciąg w komorze paleniskowej oraz podwyższone strumienie wody wtryskowej. Skutkiem żużlowania ścian paleniska jest niski strumień masy pary nasyconej z parownika oraz wysoka temperatura spalin na wylocie z komory paleniskowej. Dzieje się tak, gdyż temperatura pary przegrzanej przy zanieczyszczonej komorze paleniskowej wzrasta i w celu utrzymania za poszczególnymi stopniami przegrzewacza wstępnie ustalonych stałych temperatur pary świeżej, strumień masy wody wtryskiwanej do schładzaczy pary musi zostać zwiększony. W celach usprawnienia pracy korzystne jest ustalenie granicznej temperatury spalin za przegrzewaczami, po przekroczeni której uruchamiane są zdmuchiwacze żużla i popiołu. Przykładowo, temperatura spalin za pierwszym stopniem przegrzewacza pary (przed ekonomizerem) decyduje o uruchomieniu zdmuchiwaczy pary po osiągnięciu określonej wartości granicznej zależnej od obciążenia kotła. W niektórych przypadkach, doświadczeni operatorzy są w stanie ocenić warunki żużlowania i zanieczyszczania podstawie omówionych wyżej charakterystycznych popiołem na objawów zanieczyszczenia kotła, które jednak czasem mogą być zwodnicze. Przykładowo, palenisko może zażużlować się, co spowoduje wzrost temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej. Mimo to, temperatury pary przegrzanej za poszczególnymi stopniami przegrzewacza oraz strumienie masy wody wtryskiwanej do schładzaczy pary pozostają na normalnym poziomie, w przypadku gdy również konwekcyjne powierzchnie ogrzewalne ulegają zanieczyszczaniu. Jedyną zaletą alternatywnego zdmuchiwania żużla i popiołu w ustalonych odstępach czasowych jest wygoda. Większość zdmuchiwaczy ścian komory paleniskowej lub przegrzewaczy jest uruchamiana z różną częstotliwością, od jednego razu dziennie do trzech razy na zmianę, w zależności od rodzaju kotła i paliwa. Druga z podanych częstotliwości zdmuchiwania może wydawać się zaskakująca, jednak jest spotykana, i wynika z potrzeby maksymalizacji absorpcji ciepła przez ściany komory paleniskowej w celu uniknięcia występowania nadmiernych temperatur pary i spalin w przegrzewaczach kotła. Opisywany w niniejszym opracowaniu komputerowy system monitorowania stanu kotła został opracowany w celu bezpośredniej i ilościowej oceny czystości ścian komory paleniskowej i konwekcyjnych powierzchni ogrzewalnych. Uruchamianie zdmuchiwaczy żużla i popiołu może być sterowane na podstawie rzeczywistego stopnia zanieczyszczenia danej powierzchni ogrzewalnej, określonego w trybie on-line. Zdmuchiwanie żużla i popiołu w stałych odstępach czasowych nie jest zalecane, gdyż może powodować marnotrawienie czynnika używanego do zdmuchiwania, erozję rur ekranowych i przegrzewaczy oraz zwiększone zużycie oleju opałowego, spalanego niekiedy w palenisku w celu zwiększenia stabilności płomienia w czasie pracy wodnych zdmuchiwaczy żużla. Dzięki obliczaniu w trybie on-line kilkunastu parametrów charakteryzujących jakość eksploatacji kotła możliwa jest bezpośrednia ocena skutków zdmuchiwania żużla i popiołu, np. widać zmianę sprawności kotła.

Stan kotła charakteryzujący się czystymi powierzchniami ścian komory paleniskowej i przegrzewacza jest bardzo pożądany z uwagi na duży strumień masy pary produkowanej przez kocioł przy wysokiej jego sprawności.

W kotle nr 8 obserwuje się zjawisko cyklicznego zanieczyszczania i samooczyszczania powierzchni ścian komory paleniskowej. Długość cyklu jest większa dla górnej części komory. W strefie położonej nad palnikami narastanie i odpadanie żużla zachodzi z większą częstotliwością.

Z dotychczasowych badań, obliczeń i zebranych doświadczeń eksploatacyjnych wynika, że na podstawie przedstawionych wykresów jednoznacznie można ocenić stan zanieczyszczenia koła.

Spośród wszystkich prezentowanych parametrów do alarmowania operatora o zanieczyszczeniu komory paleniskowej i przegrzewacza można wziąć pod uwagę

- sprawność kotła,
- strumienie wody wtryskowej.

Po oczyszczeniu całego kotła, komory lub przegrzewacza należy zapamiętać wartość wymienionych dwóch parametrów, a następnie po osiągnięciu przez te parametry zdefiniowanych wcześniej dopuszczalnych zmian włączyć sygnał dźwiękowy informujący o potrzebie czyszczenia powierzchni ogrzewalnych kotła.

Decyzję o tym, które powierzchnie ogrzewalne kotła należy oczyszczać (komorę lub przegrzewacz czy też obydwie powierzchnie jednocześnie) proponuje się pozostawić operatorowi. Na podstawie analizy przebiegu parametrów przedstawionych może bezbłędnie zadecydować o potrzebie włączenia zdmuchiwaczy.

Ważnym parametrem jest również temperatura spalin za przegrzewaczem, współczynnik zanieczyszczenia przegrzewacza (powinien być wysoki) oraz strumień

ciepła przejmowany przez parownik. Jeżeli strumień masy pary i strumień ciepła przejmowany przez parownik obniżają się, świadczy to o za nieczyszczeni ścian komory paleniskowej. Jeżeli temperatura spalin za przegrzewaczem wzrasta, oznacza to odkładanie się zanieczyszczeń na ścianach komory lub rurach przegrzewacza.

15. Wnioski i uwagi końcowe

Na podstawie przeprowadzonych badań i obliczeń można sformułować następujące wnioski, które podzielone zostaną na trzy grupy związane: z żużlowaniem tylko paleniska, zanieczyszczaniem tylko przegrzewaczy oraz jednoczesnym żużlowaniem paleniska i zanieczyszczaniem przegrzewaczy.

W przypadku żużlowania ścian komory paleniskowej przy czystych powierzchniach przegrzewaczy obserwuje się następujące zjawiska:

- spadek współczynnika sprawności cieplnej ekranów,
- spadek strumienia ciepła przejmowanego przez ściany komory paleniskowej (parownik) oraz wzrost strumienia ciepła przejmowanego przez przegrzewacz,
- spadek strumienia masy pary przegrzanej (spadek wydajności kotła),
- wzrost temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej, co w konsekwencji może prowadzić do intensyfikacji zanieczyszczania przegrzewaczy w wyniku przekroczenia temperatury mięknięcia popiołu,
- wzrost temperatury pary przegrzanej na wylocie z poszczególnych stopni przegrzewaczy, co pociąga za sobą wzrost strumieni masy wody wtryskiwanej do schładzaczy pary,
- wzrost temperatury spalin za przegrzewaczami,
- spadek sprawności kotła.

W przypadku zanieczyszczania powierzchni przegrzewaczy przy czystych ścianach komory paleniskowej obserwuje się następujące zjawiska:

- spadek strumienia ciepła przejmowanego przez przegrzewacz,
- spadek temperatury pary przegrzanej za poszczególnymi stopniami przegrzewaczy, co w konsekwencji prowadzi do zmniejszania strumieni masy wody wtryskiwanej do schładzaczy pary,
- wzrost temperatury spalin za przegrzewaczami,
- spadek sprawności kotła.

W przypadku jednoczesnego zanieczyszczania ścian komory paleniskowej i powierzchni przegrzewaczy obserwuje się następujące zjawiska:

- spadek współczynnika sprawności cieplnej ekranów,
- spadek strumienia ciepła przejmowanego przez ściany komory paleniskowej (parownik) oraz wzrost strumienia ciepła przejmowanego przez przegrzewacz,
- spadek strumienia masy pary przegrzanej (spadek wydajności kotła),
- wzrost temperatury spalin na wylocie z komory paleniskowej, co w konsekwencji może prowadzić do intensyfikacji zanieczyszczania przegrzewaczy w wyniku przekroczenia temperatury mięknięcia popiołu,
- wzrost temperatury spalin za przegrzewaczami,
- spadek sprawności kotła,
- temperatura pary przegrzanej za poszczególnymi stopniami przegrzewacza i strumienie wody wtryskowej do schładzaczy pary mogą pozostawać na stałym



poziomie; może to wprowadzić w błąd operatora kotła i sugerować mu, że kocioł nie jest zanieczyszczony.

Po oczyszczeniu ścian komory paleniskowej za pomocą zdmuchiwaczy wodnych następuje wzrost wydajności masowej kotła, w wyniku większego strumienia ciepła przejmowanego przez parownik. Następuje wzrost współczynnika sprawności cieplnej ekranów. Większy strumień pary przepływa przez poszczególne stopnie przegrzewaczy pary, co z kolei skutkuje niższą temperaturą pary wylotowej z poszczególnych stopni przegrzewaczy oraz zmniejszeniem strumieni wody wtryskiwanej do schładzaczy pary. W przypadku zbyt małego pola powierzchni przegrzewaczy mogą wystąpić trudności z uzyskaniem nominalnych temperatur pary przegrzanej za poszczególnymi stopniami przegrzewacza, w tym również pary świeżej. Obniża się także temperatura spalin za przegrzewaczem i na wylocie z kotła. Wzrasta sprawność kotła.

Po oczyszczeniu powierzchni ogrzewalnych przegrzewacza za pomocą zdmuchiwaczy parowych następuje wzrost strumienia ciepła przejmowanego przez przegrzewacz. Wzrasta temperatura pary przegrzanej za poszczególnymi stopniami przegrzewacza, co z kolei pociąga za sobą wzrost strumieni wody wtryskowej do schładzaczy pary. Obniża się również temperatura spalin za przegrzewaczem i na wylocie z kotła. Wzrasta sprawność kotła.

Po jednoczesnym oczyszczeniu ścian komory paleniskowej i powierzchni ogrzewalnych przegrzewacza następuje wzrost strumieni cieplnych przejmowanych przez ściany komory paleniskowej i przegrzewacz. Wzrasta wydajność kotła. Temperatury pary przegrzanej za poszczególnymi stopniami przegrzewacza oraz strumienie wody wtryskiwanej do schładzaczy mogą pozostawać na tym samym poziomie. Obniża się temperatura spalin za przegrzewaczem i na wylocie z kotła. Wzrasta sprawność kotła.

Komputerowy układ do oceny stopnia zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnych kotła pozwala na realizację obliczeń cieplno-przepływowych energetycznego kotła parowego w trybie on-line. Wyniki pomiarów temperatury, ciśnienia, przepływu oraz analiza składu spalin wykorzystywane są do prowadzenia analizy wymiany ciepła w komorze paleniskowej i części konwekcyjnej kotła. Ocena stanu zażużlowania komory paleniskowej kotła oraz zanieczyszczenia jego powierzchni ogrzewalnych, obejmująca również optymalizację pracy zdmuchiwaczy parowych może być wykonywana w oparciu o pomiary standardowo realizowane przez układ AKiP elektrowni.

Komputerowy układ monitorowania stopnia zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnych kotła pozwala na określenie stopnia zanieczyszczeń wywołanych nagromadzeniem się żużla i popiołu na powierzchniach ogrzewalnych kotła i przegrzewaczach pary oraz na sterowanie pracą zdmuchiwaczy. W celu zwiększenia sprawności kotła i obniżenia kosztów związanych ze zużyciem paliwa, uruchamianie zdmuchiwaczy powinno odbywać się na podstawie informacji podawanych przez układ komputerowy.

Literatura

[1] Wessel B., Rüsenberg D., Schlenkert J.U., Thiele I., Karkowski G., Betriebserfahrungen mit dem Block Niederaußem K, *VGB PowerTech* 2006, No. 11, 47 – 51

[2] Paul St., Żelkowski J., Lindner H., Neuroth M., Verschmutzung und Verschlackung bei der Verbrennung von Kohlen und Sekundärbrennstoffen, *VGB PowerTech* 2005, No. 3, 66 – 81

[3] Taler J., Węglowski B., Cebula A., An assessment of Polish power, *Modern Power Systems*, 2007, No. 5, 13 – 17

[4] Balting U., Häuser B., Weber T., Plasmaspritzschichten gegen Korrosion und Verschlei
β auf Dampferzeugerrohren in Kohlekraftwerken, Biomasse – und Müllheizkraftwerken, VGB PowerTech 2006, No. 11, 74 – 79

[5] Savat P., Operational Experiences in Co – firing Coal and Different Biomass, *VGB PowerTech* 2006, No. 11, 79 – 83

[6] Stultz S. C., Kitto J. B., Editors, *Steam/Its Generation and Use*, The Babcock & Wilcox Company, Baberton 1992, Ohio, U.S.A.

[7] Littler D.J., Editor, *Modern Power Station Practice, Volume G: Station Operation and Maintenance*, Pergamon Press, Oxford 1991

[8] Kalisz S., Pronobis M., Investigation on fouling rate in convective bundles of coal – fired boilers in relation to optimization of sootblower operation, *Fuel* 84 (2005), pp. 927 - 937

[9] Isdale J.D., Jenkins A.M., Semião V., Carvalho M.G., Welbourne M.C., Fouling of combustion chambers and high-temperature filters, *Applied Thermal Engineering* 17 (1997), Nos. 8-10, 763 – 775



[10] Ericson T.A., Allan S.E., McCollor D.P., Hurley J.P, Srinivasachar S., Kang S.G., Baker J.E., Morgan M.E., Johnson S.A., Borio R., Modeling of fouling ang slagging in coal-fired utility boilers, *Fuel Processing Technology* 44 (1995), 155 – 171

[11] Paist A., Poobus A., Tiikma T., Probes for measuring heat transfer parameters and fouling intensity in boilers, *Fuel* 81 (2002), 1811 – 1818

[12] Diez L.I., Cortés C., Arauzo I., Valero A., Combustion and heat transfer monitoring in large utility boilers, *Int. J. Therm. Sci.* 40 (2001), 489 – 496

[13] Diez L.I., Cortés C., Campo A., Modelling of pulverized coal boilers: review validation of on-line simulation techniques, *Applied Thermal Engineering* 25, (2005), 1516–1533

[14] Cerri G., Sorrenti A., Zhang Q., Optimization of cleaning timing and load allocation in steam generator managment, *Applied Thermal Engineering* 17 (1997), Nos 8-10, pp. 763 – 775

[15] Teruel E., Cortés C., Diez L.I., Arauzo I., Monitoring and prediction of fouling in coal-fired using neural networks, *Chemical Engineering Science* 60 (2005), 5035 – 5048

[16] Afgan N., Carvalho M.G., Coelho P., Concept of Expert System for Boiler Fouling Assessment, *Applied Thermal Engineering* 16 (1996), No. 10, 835 – 844

[17] Valero A., Cortés C., Ash fouling in coal – fired utility boilers. Monitoring and optimization of on – load cleaning, *Prog. Energy Combust. Sci.* 22 (1996), 189 – 200

[18] Neal S.B.H.C., Northover E.W., Preece J., The measurement of radiant heat flux in large boiler furnances – II. Development of flux measuring instruments, *International Journal of Heat Mass Transfer* 23 (1980), 1023 – 1031

[19] Taler J., Messung der lokalen Heizflächenbelastung in Feuerräumen von Dampferzeugern, *Brennstoff-Wärme-Kraft (BWK)* 42 (1990) Nr. 5, 269 – 277.



[20] Taler J., Taler D., Tabular type heat flux meter for monitoring internal scale deposits in large steam boilers, *Heat Transfer Engineering* 28 (2007), 230 – 239

[21] Taler J., Węglowski B., Duda P., Grądziel S., Sobota T., Cebula A., Taler D., Computer system for monitoring power boiler operation, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 220 (2008), 793 – 801

[22] Clyde Bergemann, 2004, Slag measurement promises better sootblowing, Modern Power Systems, Vol.24, No 2, pp. 34-35

[23] Johnson R., Subasavage B., Breeding Ch, Superheater Fouling monitor System, *Electric Power* 2004, Baltimore, Maryland, March 30 – April 1, 2004, pp. 3 – 10

[24] Breeding Ch., Schmitt J., Zhuang H., Ash Measurement at NRG Huntley Using High Temperature Strain Gauges, *Proceedings of ASME Power*, ASME Power, April 5–7, 2005, Chicago, Illinois, pp. 1-8

[25] Wicker K., A smarter way to remove slag, *Power* 2003, No. 10, 42 – 43

[26] Simon St., Frach M., Jochum B., Lang A., Leistungssteigerung von Dampferzeugern beim Einsatz unterschiedlicher Kohlequalitäten durch neue intelligente On-load-Reinigungstechnologie, *VGB PowerTech* 2006, No. 11, 40 - 45

[27] Blokh A. G., *Heat Transfer in Steam Boiler Furnace*, Hemisphere Publishing Corporation, Washington 1988

[28] Orłowski P., Dobrzański W., Szwarc E., Kotły parowe, WNT, Warszawa 1979

[29] Taler D., Taler J., Uproszczona analiza radiacyjnej wymiany ciepła w przegrzewaczach kotłów, *Archiwum Energetyki* 37 (2007), nr 1 - 2, 61 - 76

[30] Taler D., Taler J., Simplified Analysis of Radiation Heat Exchange in Boiler Superheaters, *An International Journal, Heat Transfer Engineering* 30 (2009), No. 8 (praca przyjęta do druku)



[31] Taler J., Duda P., *Rozwiązywanie prostych i odwrotnych zagadnień przewodzenia ciepła*, WNT, Warszawa 2003.

[32] Taler J., Determination of local heat transfer coefficient from the solution of the inverse heat conduction problem, *Forschung im Ingenieurwesen* 71 (2007), 69-78

[33] Lehmann H., *Dampferzeugerpraxis. Grundlagen und Betrieb*, Resch Verlag, Gräfelfing/München 1988

[34] Table Curve 3D, Version 2 for Win32, AISN Software Inc.

[35] Kuznetsov, N. V., Mitor, V. V., Dubovskij, I. E., and Karasina, E. S., *Thermal Calculations of Steam Boilers. Standard Method*, Energy, Moscow, Soviet Union, 1973 (in Russian).

