

**12th INTERNATIONAL CONFERENCE
ON BOILER TECHNOLOGY 2014****Paweł ZIÓŁKOWSKI****Daniel SŁAWIŃSKI****Janusz BADUR**

Zakład Konwersji Energii IMP PAN

**PROBLEM SPADKU CIŚNIENIA W BILANSIE PĘDU MODELU 0D
ORAZ JEGO WPŁYW NA WYMIANĘ CIEPŁA I SPRAWNOŚĆ
KOTŁA ODZYSKOWEGO; DYSKUSJA POZIOMU PROJEKTOWEGO
I DIAGNOSTYCZNO-MONITORUJĄCEGO**

Streszczenie. W pracy przeanalizowano pracę kotła odzyskowego jednocieśnieniowego zainstalowanego w elektrociepłowni w Gorzowie Wielkopolskim. W trakcie analizy wymiany ciepła na poszczególnych powierzchniach ogrzewalnych badano wpływ spadku ciśnienia po obu stronach wymiennika. Analizowano zmianę parametrów termodynamicznych osiąganych w kolejnych etapach wytwarzania pary oraz sprawność całego kotła w zależności od spadku ciśnienia. Na obecnym etapie prac oszacowane wyniki stanowią poziom projektowy kodu COM-GAS, dlatego w pracy podajemy metodykę poziomu diagnostyczno, która po uwzględnieniu geometrii będzie zezwalać na diagnostykę pracy wymienników zarówno w stanach nominalnego jak i częściowego obciążenia. Sporządzony wg proponowanego modelu matematycznego program obliczeniowy będzie pozwalał na monitoring pracy poszczególnych wymienników.

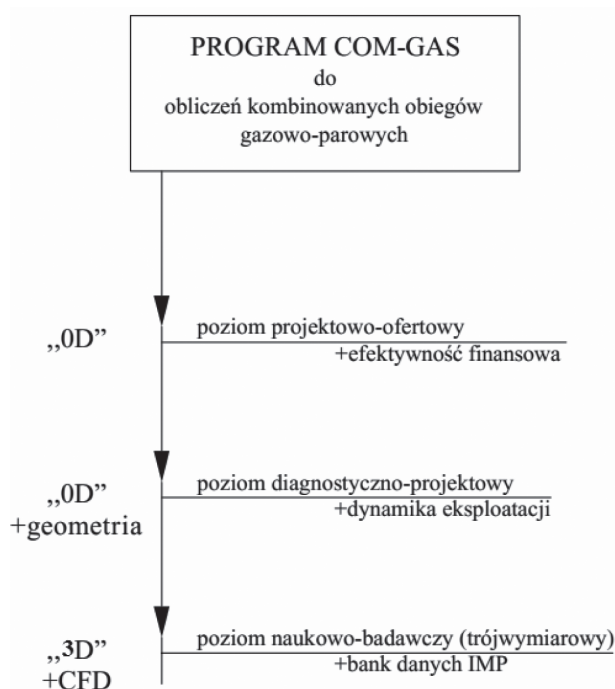
**A PROBLEM OF PRESSURE DROP IN THE BALANCE OF MOMENTUM IN 0D
EQUILIBRIUM APPROACH AND THESE ONE IMPACT ON HEAT TRANSFER
AND EFFICIENCY OF HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR – DISCUSSION
OF DESIGNING LEVEL AND DIAGNOSTIC-MONITORING LEVEL**

Summary. In this paper, thermodynamic and parametrical analysis of a single pressure heat recovery steam generator from heat and power plant in Gorzów Wielkopolski is presented. For that purpose, the computation flow mechanics (CFM) approach has been developed. The numerical analysis of thermal cycle and heat recovery steam generator has been carried out by mean of an in-house COM-GAS code. A problem of pressure drop in the balance of momentum in 0D equilibrium approach has been investigated. On both sides of the heat exchanger at the individual heating surfaces, the influence of pressure drop on the heat transfer has been analyzed. So a change of thermodynamic parameters achieved in the subsequent stages of a steam generation and efficiency of the heat recovery steam generator depending on the pressure drop has been presented. At the current step, the estimated results are a designing level of COM-GAS code, therefore we propose a methodology diagnostic – monitoring level, which taken into account the geometry.

In the present study, two numerical approaches have been considered: zero-dimensional (0D) designing modeling level, mainly for determination the effects of pressure drop on both side of the heat exchanger, and zero-dimensional diagnostic-monitoring level for the analysis of the work of exchangers both in the nominal and partial load regime. Prepared in accordance with the proposed mathematical model diagnostic-monitoring level will allow monitoring of the individual exchangers and whole combined cycle.

1. Wprowadzenie

Kocioł jest urządzeniem skomplikowanym i dlatego prowadzenie obliczeń ciepłno-przepływowych dla kotła, jako całości jest bardzo złożone i pracochłonne [11, 12]. Z tego powodu zaproponowano w niniejszej pracy procedurę postępowania przy wykorzystaniu metod numerycznych typu CFM (Computational Flow Mechanics) i CFD (Computational Fluid Dynamics) pozwalającą na podzielenie całości procedury na kolejne poziomy (Rys. 1) i tym samym znacznie szybszą analizę. Metody CFM wykorzystują integralne bilanse masy, pędu i energii, a z kolei metody CFD lokalne bilanse w ujęciu 3D [1, 2]. W niniejszej pracy przedstawiono procedury własnego kodu obliczeniowego typu CFM utworzonego przez J. Topolskiego i J. Badura, a mianowicie COM-GAS [3, 4, 14–16]. Na poziomie projektowym we wspomnianym kodzie COM-GAS następuje rozbitcie kotła na poszczególne powierzchnie ogrzewalne i symultaniczne obliczanie ich kolejno w kierunku przepływu spalin. Model taki wymaga zadania wstępnej geometrii powierzchni ogrzewalnych w tym rozmieszczenia wymienników w kanale spalin. Równie ważne jest zaproponowanie wstępnych parametrów wody lub pary na wlocie do powierzchni ogrzewalnych. Parametry te są niezbędne, ponieważ przepływ czynnika odbierającego ciepło wewnątrz kotła może być dość skomplikowany. Dla przykładu zaczynając obliczenia od gorących spalin w pierwszej kolejności trafiamy na przegrzewacz pary, dla którego parametry wejściowe są parametrami wyjściowymi innych powierzchni ogrzewalnych, które znajdują się w dalszej części traktu spalinowego, a więc będą obliczane później. Zatem analizując jakościowo wyłącznie spadki entalpii wynikające z temperatur i ciśnień oraz strumienie masy wody bądź spalin badamy urządzenie na poziomie projektowym. Określamy przy tym moc urządzenia oraz temperatury w poszczególnych punktach obiegu, które są niezbędne przy ofertowaniu danego przedsięwzięcia i określaniu efektywności finansowej [14].



Rys. 1. Procedura analizy poszczególnych urządzeń przy wykorzystaniu kodu COM-GAS [4]

Kolejnym etapem analizy urządzenia, którym w naszym przypadku jest kocioł, już na poziomie diagnostyczno-projektowym jest uwzględnienie geometrii poszczególnych wymienników to jest ilości i rozkład rurek, średnic (wewnętrznej i zewnętrznej), długości rurek, przestrzeni w kanale spalin. Na tym etapie ważne jest założenie współczynników przejmowania ciepła, oporów tarcia i liczb Reynoldsa zarówno po stronie wody/pary jak i po stronie spalin [4].

Wspomniane założenia na poziomie diagnostyczno-projektowym są weryfikowane na kolejnym poziomie a mianowicie na poziomie naukowo-badawczym 3D. Zatem ostatnim etapem procedury w kodzie COM-GAS powinno być określenie domknięć na wcześniej założone współczynniki przejmowania ciepła, opory tarcia i liczb Reynoldsa. Niniejsze domknięcia należy wyznaczać przy wykorzystaniu kodów CFD wykorzystujących geometrię 3D.

W kolejnych podrozdziałach zostanie przedstawiony model obliczeniowy poszczególnych elementów wchodzących w skład kotła odzyskowego na poziomie projektowym. Następnie zostaną przedstawione wyniki analizy termodynamicznej z wykorzystaniem przedstawionego modelu matematycznego. Tak jak już wcześniej wspomniano badano pracę kotła odzyskowego to jest kotła jednociśnieniowego firmy FOSTER WHEELER ENERGY FAKOP – Sosnowiec zainstalowanego w elektrociepłowni w Gorzowie Wielkopolskim. Ostatnim etapem pracy jest przedstawienie wyników analizy przy uwzględnieniu spadku ciśnienia oraz zaproponowanie sposobu wykorzystania kodu COM-GAS do diagnozy i monitoringu stanów niestacjonarnych.

2. Model obliczeniowy na poziomie projektowym

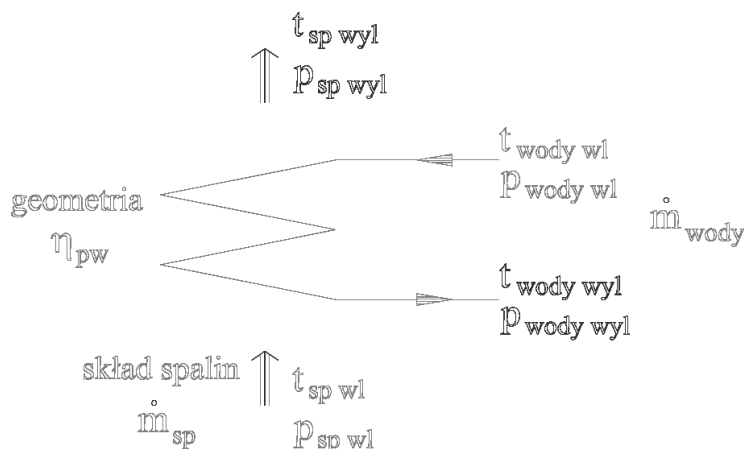
2.1. Podgrzewacz wody

Podgrzewacz wody zasilającej jest urządzeniem montowanym na końcu traktu spalinowego. Wyjątkiem są tutaj kotły wielociśnieniowe, w których tylko podgrzewacz wody niskiego ciśnienia jest ostatnią powierzchnią ogrzewalną. Wynika to z własności wody, której temperatura nasycenia rośnie wraz ze wzrostem ciśnienia, a więc podgrzewanie wody należy prowadzić spalinami o wyższej temperaturze. Zastosowanie podgrzewacza wody pozwala na zmniejszenie powierzchni ogrzewalnej parownika, której cena jest znacznie wyższa od ceny podgrzewacza wody. Podgrzewacze wody mogą również stanowić funkcję wymienników ciepłowniczych w elektrociepłowniach.

Rozróżniamy dwa typy podgrzewaczy wody zasilającej [5, 11]:

- zwykłe podgrzewacze wody;
- odparowujące podgrzewacze wody.

Schematycznie model podgrzewacza wody przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Model podgrzewacza wody. Na rysunku przedstawiono wszystkie wielkości niezbędne do opisanego elementu. Pogrubiono wielkości wynikowe uzyskane w kodzie COM-GAS [14]

W zwykłych podgrzewaczach wody podgrzanie prowadzi się do temperatury niższej od temperatury nasycenia, natomiast w podgrzewaczach odparowujących woda osiąga temperaturę nasycenia i częściowo odparowuje. Dopuszcza się odparowanie do stopnia suchości $x = 0,02 \div 0,1$. Większe odparowanie może spowodować zaburzenia wymiany ciepła.

Aby przeprowadzić szczegółową analizę wymienników na poziomie projektowym niezbędne jest uwzględnienie takich wielkości dotyczących spalin jak: $\dot{m}_{sp}$ – strumień masy spalin [kg/s], $t_{sp\,wl}$ – temperatura spalin na wlocie do podgrzewacza wody [°C], $p_{sp\,wl}$ – ciśnienie spalin na wlocie do podgrzewacza wody [bar], $t_{sp\,wyl}$ – temperatura spalin na wylocie z podgrzewacza wody [°C], $p_{sp\,wyl}$ – ciśnienie spalin na wylocie z podgrzewacza wody [bar], *skład spalin* – jego znajomość jest niezbędna dla określenia ciepła właściwego spalin. Z kolei po drugiej stronie powierzchni wymiany ciepła należy uwzględnić wielkości dotyczące czynnika odbierającego ciepło (wody/pary), a mianowicie: $\dot{m}_{wody}$ – strumień masy wody [kg/s], $t_{wody\,wl}$ – temperatura wody na wlocie do podgrzewacza wody [°C], $p_{wody\,wl}$ – ciśnienie wody na wlocie do podgrzewacza wody [bar], $t_{wody\,wyl}$ – temperatura wody na wylocie z podgrzewacza wody [°C], $p_{wody\,wyl}$ – ciśnienie wody na wylocie z podgrzewacza wody [bar] [14].

Wielkości dotyczące budowy powierzchni ogrzewalnej to: geometria – pod tym tytułem kryje się wielkość powierzchni wymiany ciepła, sposób ułożenia rurek, ich wymiary oraz sposób wymiany ciepła; oraz η_{pw} – sprawność podgrzewacza wody – jest to współczynnik, który określa straty ciepła do otoczenia. Wielkość ta przyjmowana jest w oparciu o doświadczenia eksploatacyjne i zależna jest od wydajności kotła [14].

Tabela 1

Strata ciepła do otoczenia w zależności od wydajności kotła [12]

wydajność kotła [t/h]	10	20	40	80	100	200	300	400	600	≥ 900
strata ciepła q [%]	1,8	1,3	1,0	0,75	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2
$\eta = 1 - q$ [%]	98,2	98,7	99,0	99,25	99,3	99,4	99,5	99,6	99,7	99,8

Straty ciepła do otoczenia różnią się nieznacznie dla poszczególnych powierzchni ogrzewalnych i zależą głównie od wydajności kotła, dlatego dla uproszczenia można przyjąć [12], że tabela 1 obowiązuje dla wszystkich powierzchni ogrzewalnych.

Jak już wcześniej wspomniano wielkości wlotowe muszą być znane lub przyjęte, jako znane. Patrząc od strony czynnika odbierającego ciepło podgrzewacz wody jest pierwszą powierzchnią ogrzewalną, natomiast patrząc od strony spalin gorących – ostatnią. Rozpatrując kocioł, jako urządzenie pracujące samodzielnie można powiedzieć, że temperatura wody na wlocie jest znana. Temperaturę spalin na wlocie do podgrzewacza wody należy założyć i poprawiać w procesie iteracyjnym aż do uzyskania pełnej zbieżności na wszystkich powierzchniach ogrzewalnych kotła. Dodatkowo należy pamiętać o tym, że temperatura spalin na wylocie z kotła nie może spaść do temperatury punktu rosy dla spalin (ok. 120°C).

Obliczenia sprowadzają się do zrównania ilości ciepła oddanej przez spaliny z ilością ciepła pobraną przez wodę oraz z ilością ciepła możliwą do przejścia przez powierzchnię ogrzewalną o danej geometrii.

Ilość ciepła oddaną przez spaliny wyznacza się z wzoru:

$$\dot{Q}_{sp} = \eta_{sp} \dot{m}_{sp} [c_p(t_{spwl})t_{spwl} - c_p(t_{spwyl})t_{spwyl}] \quad (1)$$

Zmiany ciśnienia w kotle odzyskowym są niewielkie, dlatego do obliczeń można użyć ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu [6, 18].

Ilość ciepła pobrana przez wodę wyznacza się z wzoru:

$$\dot{Q}_{wody} = \dot{m}_{wody} c_{wody} (t_{wody\ wyl} - t_{wody\ wl}) \quad (2)$$

Wzór ten przyjął taką postać, ponieważ ciepło właściwe wody jest praktycznie stałe i wynosi 4,19 [kJ (kg·K)⁻¹]. Jednak dla zwiększenia dokładności obliczeń wykorzystano tablice własności wody i pary.

Dla podgrzewacza wody z częściowym odparowaniem wzór (2) należy rozszerzyć o ciepło potrzebne do odparowania danej ilości wody:

$$\dot{Q}_{pary} = x \dot{m}_{wody} r(p) \quad (3)$$

gdzie:

x – stopień suchości pary,

$r(p)$ – ciepło parowania wody zależne od ciśnienia nasycenia [14].

Tak jak już wcześniej wspomniano wartość wielkości x wynika z założeń dotyczących podgrzewacza wody z częściowym odparowaniem i wynosi $x = 0,02 \div 0,1$.

Z bilansu strumieni energii wynika

$$\dot{Q}_{sp} = \dot{Q}_{wody} + \dot{Q}_{pary} \quad (4)$$

lecz ilość ciepła możliwa do przejścia przez daną powierzchnię ogrzewalną jest ograniczona i wyznacza się ją wykorzystując następującą zależność:

$$\dot{Q} = Hk\Delta t \quad (5)$$

gdzie:

H – powierzchnia wymiany ciepła,

k – współczynnik przenikania ciepła,

Δt – średnia różnica temperatur pomiędzy spalinami i czynnikiem przejmującym ciepło.

Rozwinięcie dotyczące szczegółowych wymiarów powierzchni przenikania ciepła, wyznaczania średnich różnic temperatury itd. należy wprowadzić na poziomie diagnostyczno-monitorującym. Aktualna wersja programu obliczeniowego COM-GAS nie ma możliwości wprowadzania danych geometrycznych dla poszczególnych urządzeń. Dla potrzeb obliczeniowych zakłada się, że wielkość powierzchni ogrzewalnej jest wystarczająca, aby odebrać strumień energii doprowadzony w spalinach [14].

Straty ciśnienia w kanale spalinowym oraz w przepływie wody i pary są zadawane w postaci współczynników strat względnych bądź bezwzględnych. Zdecydowano się na takie rozwiązanie ze względu na uproszczenie modelu obliczeniowego. Ciśnienie panujące w kotle odzyskowym jest niewiele wyższe od atmosferycznego i właściwie nie wpływa na procesy wymiany ciepła w kotle. Jednak z drugiej strony nie można zaniedbać całkowicie strat ciśnienia, ponieważ ciśnienie spalin wymagane na wlocie do kotła decyduje o ekspansji spalin w turbinie gazowej [14]. Zatem bilans pędu analizuje się za pomocą następujących równań [14]:

$$p_{sp\ wyl} = p_{sp\ wl} - \Delta p_{sp} \quad (6)$$

dla spalin, gdzie Δp_{sp} to spadek ciśnienia wynikający z przepływu spalin.

Analogiczny bilans formułuje się dla wody:

$$p_{wody\ wyl} = p_{wody\ wl} - \Delta p_{wody} \quad (7)$$

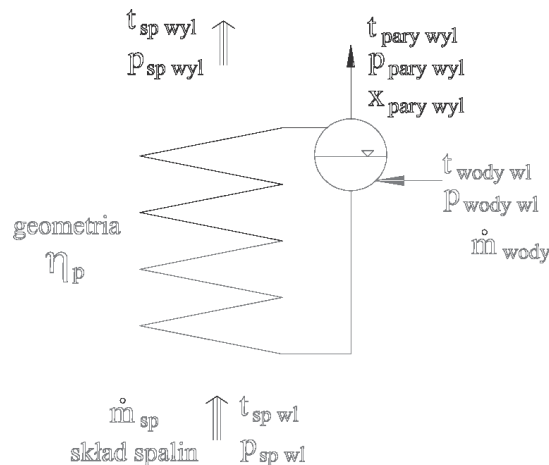
gdzie Δp_{wody} to spadek ciśnienia wynikający z przepływu wody lub pary.

Ostatnim bilansem uwzględnianym przy projektowaniu kotła jest bilans masy:

$$\dot{m}_{wody} = \dot{m}_{wody\ wyl} = \dot{m}_{wody\ wl}, \quad \dot{m}_{sp} = \dot{m}_{sp\ wyl} = \dot{m}_{sp\ wl} \quad (8)$$

2.2. Parownik i walczak

Parownik jest powierzchnią ogrzewalną, w której następuje całkowite odparowanie czynnika. Z drugiej strony w parowniku nigdy nie ma miejsca przegrzew pary. To, że w parowniku następuje całkowite odparowanie wody wcale nie jest równoznaczne z tym, że na wylocie otrzymujemy parę suchą $x = 1$ [9]. Do separacji pary i wody służy walczak (Rys. 3), a w parowniku ogrzewana jest mieszanina parowo-wodna.



Rys. 3. Model parownika z walczakiem w kodzie COM-GAS. Na rysunku przedstawiono wszystkie wielkości niezbędne do opisanego tego elementu. Pogrubiono wielkości wynikowe. Opis jak na rysunku 2; η_p – sprawność parownika [14]

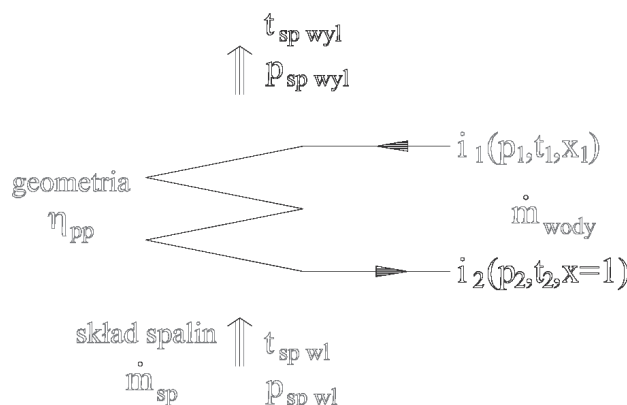
Mieszanina parowo-wodna może krążyć w parowniku wielokrotnie, dlatego w zależności od budowy kotła stosuje się pompę obiegową lub wykorzystuje własności wody w obiegu grawitacyjnym, aby zapewnić odparowanie całego strumienia wody doprowadzonego do walczaka [9].

Głównym zadaniem walczaka jest oddzielenie pary od wody, jednak dodatkowo jest on odpowiedzialny za osuszenie i odsolenie pary [7]. Kropelki wody w parze mogą powodować nagłe schłodzenie rur przegrzewacza (szok termiczny) a dodatkowo są nośnikami soli, które po przedostaniu się do pary wytrącają się na łopatkach turbiny powodując zarastanie kanałów przepływowych.

Jak widać walczak jest istotnym elementem kotła parowego, jednak praca jego nie ma znaczącego wpływu na efekty energetyczne globalne. Dla uproszczenia obliczeń można zaniedbać krotność przepływu czynnika przez parownik i założyć, że cały strumień wody został odparowany dokładnie do temperatury nasycenia przy danym ciśnieniu. Ponownie obliczenia sprowadzają się do zrównania ilości ciepła oddanej przez spaliny do ilości ciepła potrzebnej do całkowitego odparowania strumienia wody. Do obliczeń należy wykorzystać wzory (1), (3) i (4), przy czym we wzorze (3) stopień suchości $x = 1$ [14].

2.3. Przegrzewacz pary

W przegrzewaczu pary (Rys. 4) następuje dalsze podwyższenie parametrów pary aż do zakładanych. Możliwie wysokie parametry pary zapewniają obniżenie zużycia pary przez turbinę na jednostkę produkowanej mocy.



Rys. 4. Model przegrzewacza pary. Na rysunku przedstawiono wszystkie wielkości niezbędne do opisanego tego elementu. Pogrubiono wielkości wynikowe. Opis jak na rysunkach 2 i 3 (η_{pp} – sprawność przegrzewacza pary) [14]

Przegrzewacz zbudowany jest z dużej liczby węzownic wykonanych z rur stalowych bez szwu. Rodzaj stali stosowany do produkcji rur zależy od założonej temperatury pary, jaka ma być wytwarzana w danym przegrzewaczu. Do 420°C stosuje się stale węglowe, do 550°C stale niskostopowe, a do 650°C bardzo drogie i trudne do obróbki stale austenityczne. Przegrzewacze pary dzielone są na stopnie w sposób zapewniający przyrost temperatury w jednym stopniu rzędu 50÷80 K. Między stopniami wbudowuje się schładzacze pary służące do regulacji temperatury pary [7, 12].

Wyróżnia się dwa typy przegrzewaczy [13]:

- przegrzewacze opromieniowane – przejmują ciepło na drodze promieniowania od płomienia z komory paleniskowej (nieprzydatne w kotłach odzysknicowych bez dopalania);
- przegrzewacze konwekcyjne – przejmują ciepło przez konwekcję i promieniowanie od gazów spalinowych omywających węzownice.

W kotłach konwencjonalnych wraz ze zmianą obciążenia zmienia się temperatura pary w poszczególnych częściach przegrzewacza. Wzrost wydajności powoduje obniżenie temperatury pary przegrzanej w stopniu opromieniowanym oraz wzrost w stopniu konwekcyjnym. Aby zachować znamionowe parametry pary przy różnych obciążeniach oba typy przegrzewaczy łączy się szeregowo i projektuje tak, aby temperatura pary przegrzanej na wylocie z kotła przekraczała temperaturę znamionową o 20÷30 K. Temperatura ta regulowana jest (obniżana) przy pomocy schładzaczy pary.

W kotłach odzysknicowych nie ma komory paleniskowej, a zmiana wydajności kotła przy zachowaniu danych parametrów musi wiązać się ze zmianą wydatku źródła ciepła (np. turbiny gazowej). W takim przypadku należy odpowiednio zgrać regulację obu urządzeń, a rola schładzaczy pary ograniczyć się do kompensacji ewentualnego nadmiernego wzrostu temperatury pary w poszczególnych stopniach przegrzewacza [6, 18].

Tak jak dla poprzednich powierzchni ogrzewalnych i tutaj kalkulacje polegają na obliczeniu bilansu energetycznego danej części kotła [14]. Ponownie wykorzystujemy wzory (1) i (4), natomiast wzór pozwalający na wyznaczenie ilości ciepła pobranej przez parę przyjmuje następującą postać:

$$\dot{Q}_{pary} = \dot{m}_{wody} (i_2 - i_1) \quad (9)$$

gdzie:

$\dot{m}_{wody}$ – ilość wody (pary) podgrzewanej w przegrzewaczu; jeżeli następuje dodatkowy wtrysk wody w schładzaczach pary to należy go uwzględnić;

i_2 – entalpia pary za przegrzewaczem;

i_1 – entalpia pary przed przegrzewaczem.

Za przegrzewaczem pary mamy do czynienia z parą przegrzaną o danym ciśnieniu i temperaturze, a więc przy pomocy tablic pary możemy wyznaczyć entalpię $i_2(p_2, t_2)$. Przed przegrzewaczem pary może znajdować się para „prawie sucha”, dlatego do wyznaczenia jej entalpii wykorzystuje się następującą zależność:

$$i_1 = i(p) + x_1 r(p) \quad (10)$$

gdzie: $i'(p)$ – entalpia wody wrzącej przy zadanym ciśnieniu.

Oczywiście, jeżeli będziemy prowadzili obliczenia dla każdego stopnia przegrzewacza osobno, to wzór (9) będzie obowiązywał tylko dla pierwszego stopnia, a dla pozostałych entalpię $i_1(p_1, t_1)$ należy wyznaczać przy pomocy tablic własności wody i pary [14].

2.4. Koncepcja połączenia wszystkich elementów w całość

Ponieważ kocioł jest urządzeniem skomplikowanym i kierunek przepływu spalin nie pokrywa się z kierunkiem przepływu czynnika odbierającego ciepło, obliczenia kotła, jako całości muszą być prowadzone w sposób iteracyjny. Aby można było rozpocząć obliczenia kotła odzyskowego, jako całości należy określić parametry spalin i czynnika roboczego na wlocie do kotła. Parametry wyjściowe determinować będzie temperatura punktu rosy spalin. Wiadomo, że w konwencjonalnych wymiennikach temperatura spalin nie może być niższa od temperatury punktu rosy; utrzymuje się temperaturę wyższą o około 20°C. Należy wspomnieć, że wyjątek od tej reguły stanowią wymienniki kondensacyjne, które mają zapewnić odzysk ciepła odpadowego ze strumienia spalin kierowanych do atmosfery. Można także narzucić parametry pary na wylocie z kotła, jednak takie podejście może doprowadzić do sytuacji, w której warunki te nie będą mogły być dotrzymane (dla zadanych parametrów spalin), bądź część energii zostanie wyrzucona przez komin jako nadmierna strata wylotowa [4, 14].

Drugim podejściem jest określenie parametrów pary na wylocie z kotła i dopasowanie do nich parametrów spalin na wlocie do kotła (oczywiście parametry wody na wlocie do kotła muszą być także określone). To podejście wydaje się bardziej przydatne, ponieważ pozwala określić zapotrzebowanie na energię niezbędną do osiągnięcia zadanych warunków pracy [4, 14].

Aby zgrać ze sobą warunki pracy wszystkich elementów kotła obliczenia należy prowadzić w sposób iteracyjny w kierunku przepływu spalin, bądź w kierunku przepływu wody/pary. Oba sposoby obliczeń są równorzędne [4, 14].

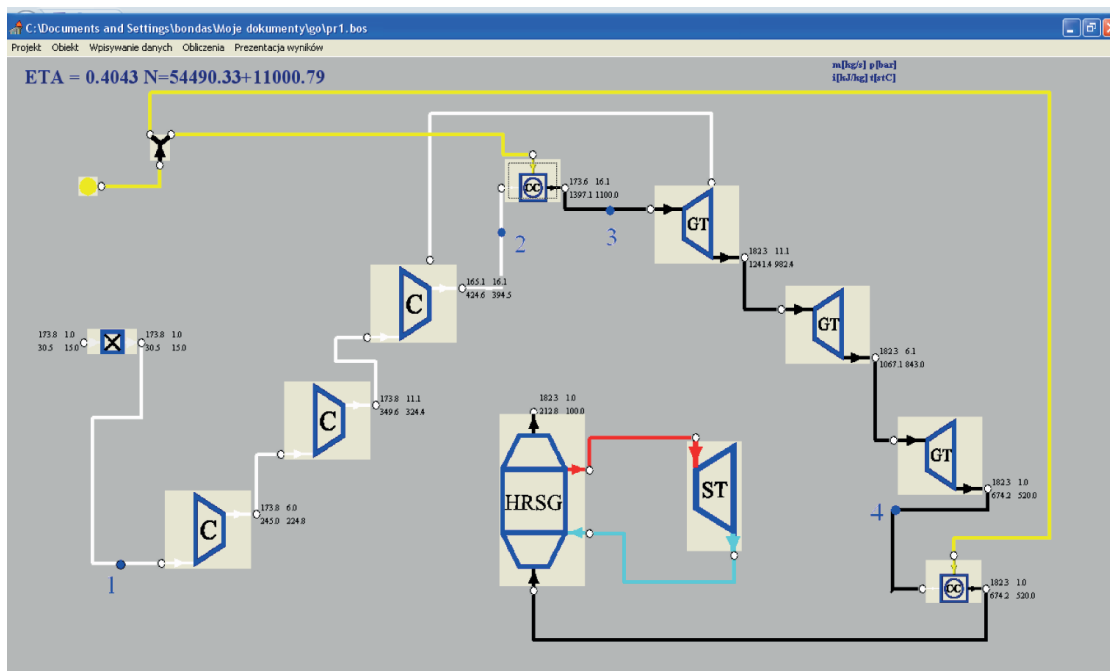
Ponieważ przepływ czynnika roboczego przez kocioł jest skomplikowany i kolejność następujących po sobie powierzchni ogrzewalnych nie odpowiada kolejności, jaką napotykają na swojej drodze przepływające spaliny, to niezbędny jest pierwszy krok wstępny wykonywany na założonych parametrach początkowych. W kroku tym należy założyć wszystkie nieznanne parametry niezbędne do obliczeń wszystkich powierzchni ogrzewalnych omówione wcześniej. Wyniki uzyskane w tym kroku będą następnie porównywane z danymi wejściowymi, odpowiednio korygowane i wykorzystywane, jako dane do kolejnych iteracji. Ważna jest kolejność obliczanych powierzchni (w kierunku przepływu spalin, bądź w kierunku przepływu czynnika odbierającego ciepło), ponieważ wyniki obliczeń z powierzchni poprzedniej stają się danymi wejściowymi dla powierzchni następnej. Obliczenia należy prowadzić aż do uzyskania spójności pomiędzy wszystkimi powierzchniami ogrzewalnymi zarówno od strony spalin, jak i od strony wody/pary [4, 14].

2.5. Analiza kotła odzyskowego

W niniejszym punkcie przedstawiono wyniki analizy pracy kotła odzyskowego z uwzględnieniem problemu spadku ciśnienia w bilansie pędu modelu 0D. W pierwszej kolejności przeprowadzono obliczenia obiegu cieplnego PGE EC Gorzów dla nominalnych warunków pracy dla dwóch przypadków przy uwzględnieniu spadków ciśnienia na poszczególnych powierzchniach ogrzewalnych oraz przy założeniu braku spadku ciśnienia. Obieg cieplny EC I zamodelowano na podstawie informacji przedstawionych w literaturze [8, 17, 23]. Pozostałe parametry obiegu przyjęto na podstawie informacji przedstawionych w tabeli 2. Parametrami eksploatacyjnymi branyymi w pierwszej kolejności pod uwagę były temperatury i ciśnienia w charakterystycznych punktach obiegu oraz moce danych elementów obiegu

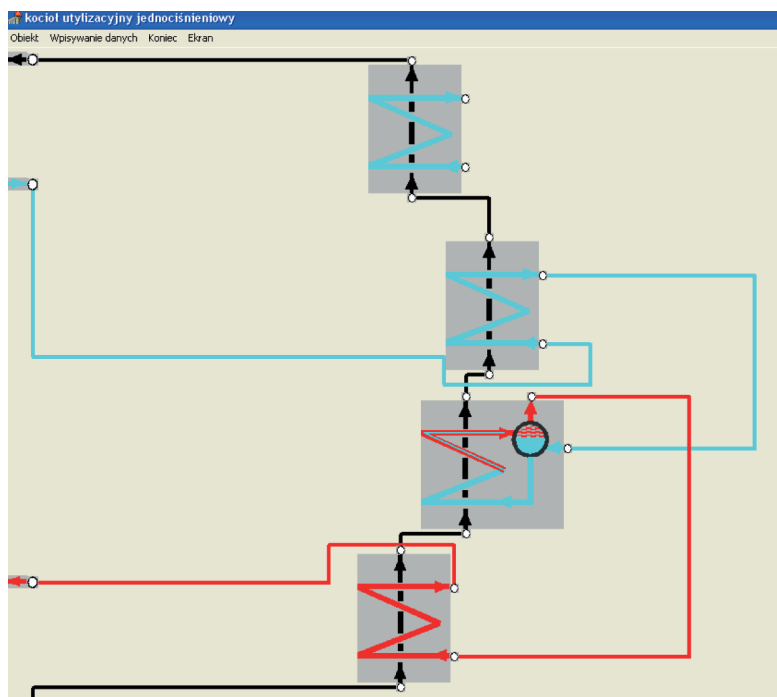
(moce turbin). Ze względu na wartość mocy elektrociepłowni, wielkości sprawności oraz strumienie paliwa i powietrza byłym w całym układzie dobierane tak, aby wyznaczone pozostałe parametry eksploatacyjne siłowni były zgodne z danymi literaturowymi.

Na rys. 5 przedstawiono ogólny schemat układu cieplnego EC I. Układ cieplny składa się z turbiny gazowej (w skład której wchodzi dwunastostopniowa sprężarka C, komora spalania CC, ekspander turbiny gazowej GT), kotła odzyskowego (HRSG), turbiny parowej (ST) oraz urządzeń pomocniczych.



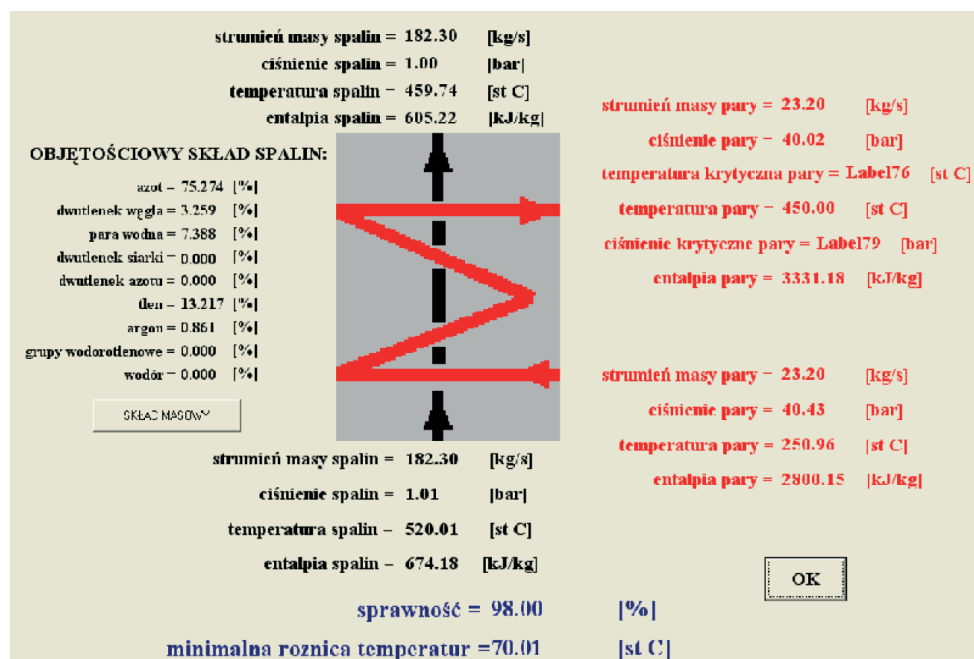
Rys. 5. Ogólny schemat układu cieplnego EC I w programie COM-GAS [21]

Na rys. 6 przedstawiono rozwinięcie powierzchni ogrzewalnych jednociśnieniowego kotła odzyskowego HRSG (Heat Recovery Steam Generator).

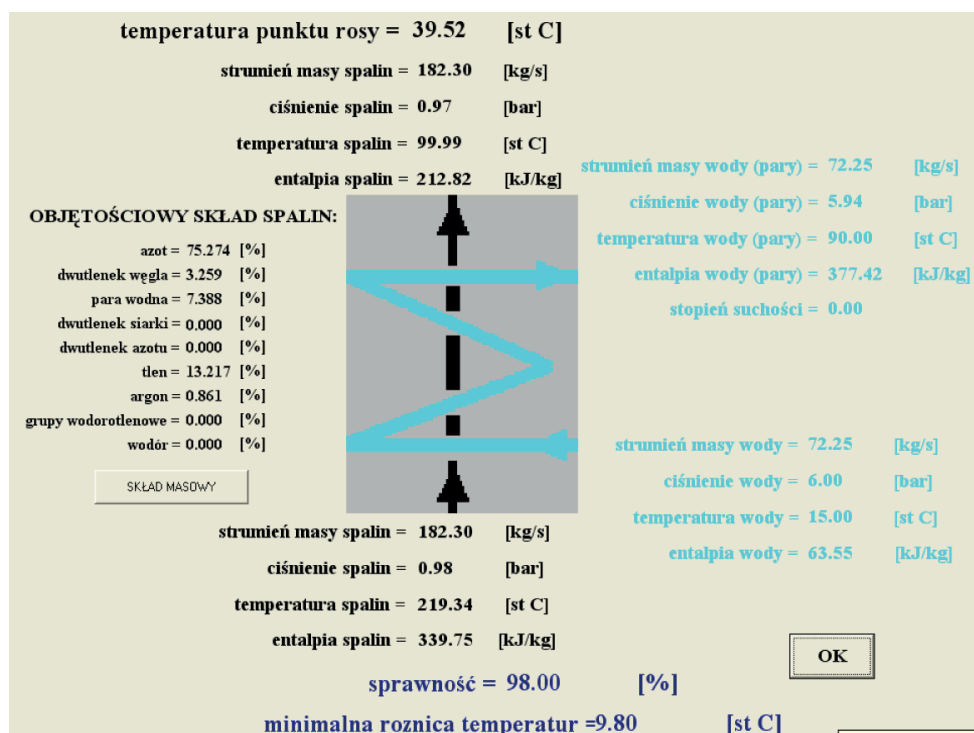


Rys. 6. Ułożenie powierzchni ogrzewalnych wewnątrz kotła odzyskowego w COM-GAS

Z przedstawionego wcześniej rys. 6 wynika, że kocioł odzyskowy zawiera dwa podgrzewacze wody, przegrzewacz oraz parownik. Jako pierwszy na drodze spalin umieszczony jest przegrzewacz zapewniający temperaturę pary około $t_{\text{pary}} = 450^{\circ}\text{C}$ (Rys. 7). Parownik i podgrzewacz wody są odpowiednio drugą i trzecią powierzchnią ogrzewalną odbierającą ciepło od spalanej mieszanki powietrza i paliwa. Ostatnią powierzchnię ogrzewalną, stanowi podgrzewacz wody sieciowej, który przekazuje ciepło spalin do wody sieciowej ochładzając spaliny do temperatury $t_{\text{spal}} = 100^{\circ}\text{C}$. Wyniki obliczeń podgrzewacza wody sieciowej przedstawiono na rys. 8. Tak jak już wspomniano wcześniej w wynikach obliczeń są zawarte takie informacje jak: strumienie, temperatury, ciśnienia, entalpie skład spalin. Na podstawie zaprezentowanych wyników na rys. 7 i 8 należy stwierdzić, że spadki ciśnienia wynosiły około 1%.



Rys. 7. Wyniki obliczeń przegrzewacza pary w programie COM-GAS



Rys. 8. Wyniki obliczeń podgrzewacza wody sieciowej w programie COM-GAS

W tabeli 2 porównano wyniki obliczeń uzyskane dla różnych spadków ciśnienia, które również porównano z danymi zamieszczonymi w dostępnej literaturze. Analizując dane zamieszczone w tabeli 2, można zauważyć, że nieznaczne rozbieżności między uzyskanymi wynikami pojawiły się dla strumienia masy paliwa $\dot{m}_f$, mocy cieplnej kotła $\dot{Q}_t$ oraz emisji dwutlenku węgla eCO_2 .

Sprawność elektryczną turbiny gazowej oszacowano na poziomie $\eta_{el} = 33,64\%$ i $\eta_{el} = 34,29\%$, odpowiednio w przy uwzględnianiu spadków ciśnienia i przy założeniu braku strat. Z danych literaturowych wynika, że sprawność turbiny gazowej wynosi $\eta_{el} = 34,6\%$. Również te wyniki obliczeń należy uznać za satysfakcjonujące. Należy podkreślić, że wyniki obliczeń różnią się o około 2–3%. Wyznaczone wielkości emisji dwutlenku węgla eCO_2 i tlenków azotu eNO_x mieszczą się również w obecnych zakresach emisji istniejących bloków gazowo-parowych. Uzyskane wyniki należy uznać za satysfakcjonujące. Z kolei poprawność kodów typu CFM potwierdzono w pracach [19–22].

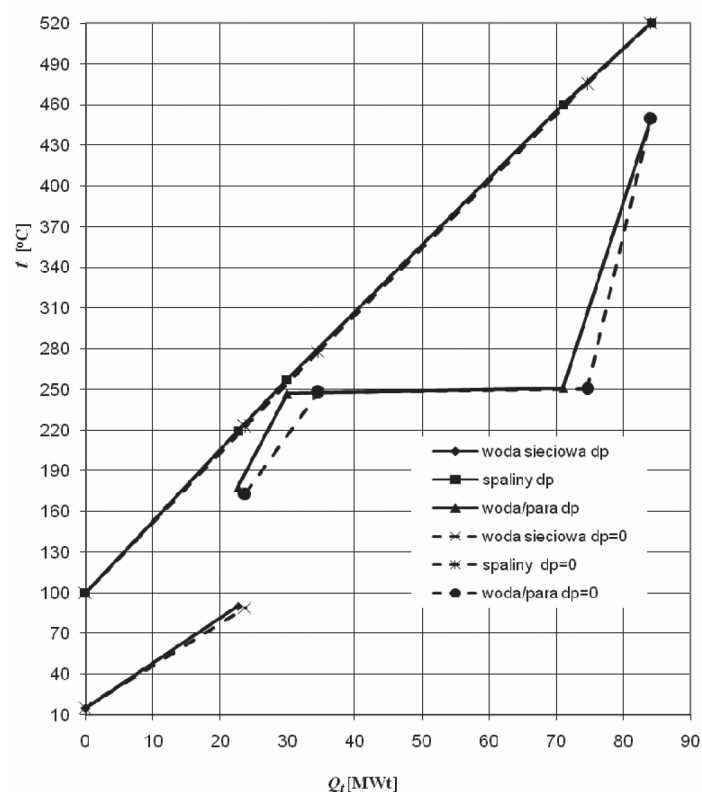
Tabela 2

Porównanie wyników obliczeń EC I z danymi literaturowymi [8, 10, 17, 23]

Parametr	Jednostka	Dane z literatury	$dp = 1\%$	$dp = 0$
t_{ot}	[°C]	15	15	15
p_{ot}	[bar]	1,013	1,013	1,013
t_f	[°C]	15	15	15
p_f	[bar]	40,5	40,5	40,5
$\dot{m}_f$	[kg/s]	-	8,51	8,36
$\dot{m}_{sp}$	[kg/s]	182,3	182,3	182,3
t_{GT}	[°C]	520	520	520
t_{KS}	[°C]	1100	1100	1100
$\eta_{el} \text{ GT}$	[%]	34,6	33,64	34,29
$N_{el} \text{ GT}$	[MWe]	54,49	54,49	54,49
t_{spal}	[°C]	100	100	100
$\dot{m}_{pary}$	[kg/s]	23,2	23,2	23,2
p_{pary}	[bar]	40	40	40
t_{pary}	[°C]	450	450	450
$N_{el} \text{ ST}$	[MWe]	11	11	11
$\eta_{el} \text{ obiegu komb.}$	[%]	-	40,43	41,21
eCO_2	[kg/MWh]	313,01	505,48	492,65
eNO_x	[kg/MWh]	0,324	-	0,324
$\dot{Q}_t$	[MWt]	-	84,106	84,057

Należy również wspomnieć, że w tabeli przedstawiono również najważniejsze informacje o HRSG, który jest jedno-ciśnieniowym parowym kotłem o poziomej naturalnej cyrkulacji. Zbudowany jest z przegrzewacza pary, parownika z walczakiem i podgrzewacza wody zasilającej zapewniających parze następujące parametry: temperaturę $t_{pary} = 450^\circ\text{C}$ i ciśnienie $p_{pary} = 4 \text{ MPa}$. Jako ostatnią powierzchnię ogrzewalną na drodze spalin zainstalowano wymiennik ciepłowniczy umożliwiający poprawę sprawności układu przez wykorzystanie energii cieplnej spalin do produkcji ciepłej wody do sieci ciepłowniczej. Wydajność nominalna kotła wynosi $\dot{m}_{pary} = 83,5 \text{ t/h}$ i osiągana jest przy pełnym obciążeniu turbozespołu bez dopalania w kotle [8, 17]. Różnice między rozkładem temperatury spalin i wody/pary w kotle odzyskowym oszacowanych z uwzględnieniem spadków ciśnienia na poszczególnych powierzchniach ogrzewalnych i przy założeniu pomijalności strat ciśnienia przedstawiono na rys. 9. Na podstawie przedstawionych wyników należy stwierdzić, że szczególnie istotne jest uwzględnienie spadków ciśnienia po stronie wody/pary, ponieważ na skutek oporów przepływu następuje przesunięcie pinch pointa. Należy również wspomnieć, że przy zwiększaniu spadku ciśnienia rośnie zapotrzebowanie na strumień ciepła potrzebny do wytworzenia pary w kotle odzyskowym. Warto dodać, że po uwzględnieniu spadków ciśnienia w bilansie pędu możliwe jest dokładniejsze oszacowanie sprawności kotła.

Na podstawie przedstawionych wyników należy stwierdzić, że szczególnie istotne jest uwzględnienie spadków ciśnienia po stronie wody/pary, ponieważ na skutek oporów przepływu następuje przesunięcie pinch pointa. Należy również wspomnieć, że przy zwiększaniu spadku ciśnienia rośnie zapotrze-

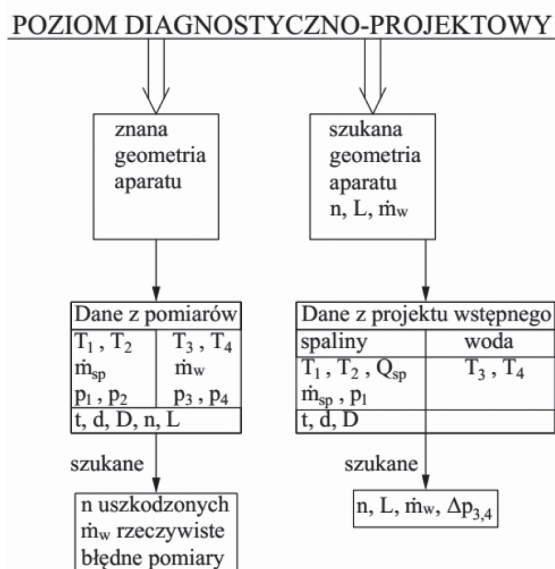


Rys. 9. Rozkład temperatury spalin, wody sieciowej i czynnika doprowadzanego do turbiny parowej w kotle odzyskowym

bowanie na strumień ciepła potrzebny do wytworzenia pary w kotle odzyskowym. Warto dodać, że po uwzględnieniu spadków ciśnienia w bilansie pędu możliwe jest dokładniejsze oszacowanie sprawności kotła.

2.6. Poziom diagnostyczno-projektowy

Ogólną koncepcję poziomu diagnostyczno-projektowego przedstawiono na rys. 10. Podejście diagnostyczne umożliwia na monitoring i tym samym na ciągłą analizę pracy urządzenia na podstawie informacji dotyczących geometrii i pomiarów. W przypadku braku zgodności obliczanego elementu



Rys. 10. Ogólna koncepcja poziomu diagnostyczno-projektowego

z pomiarem uzyskuje się informację, o złej pracy urządzenia, w skrajnym przypadku może oznaczać to, że został uszkodzony jakaś część np. rura w kotle. Z kolei podejście projektowe na tym poziomie oprócz informacji szczegółowych o dokładnych wymiarach urządzenia daje podstawę do monitoringu. Na podstawie domknięć CFD i obliczeń na poziomie diagnostyczno projektowym jest możliwe wyznaczenie pełnych charakterystyk w stanach niestacjonarnych zarówno kotła jak i turbiny z nim współpracujące i przewidzieć najkrótszy czas zarówno najazdów, zjazdów, rozruchów jak i odstawień całego bloku.

3. Wnioski

W pracy przedstawiono pracę kotła odzyskowego firmy FOSTER WHEELER ENERGY FAKOP – Sosnowiec zainstalowanego w elektrociepłowni w Gorzowie Wielkopolskim ze szczególnym uwzględnieniem spadków ciśnienia i wpływu ich na rozkład temperatury na poszczególnych powierzchniach ogrzewalnych. Należy stwierdzić, że ważne jest uwzględnienie spadków ciśnienia ze względu na sprawność urządzenia i położenie pinch pointa.

W pracy również przedstawiono poziom projektowy kotła odzyskowego w kodzie COM-GAS, z przedstawieniem modeli kolejnych urządzeń. Przedstawiono koncepcję dalszego poziomu, który będzie umożliwiał monitoring pracy poszczególnych wymienników.

Literatura

- [1] Badur J.: Pięć wykładów ze współczesnej termomechaniki płynów. Gdańsk 2005. www.imp.gda.pl/fileadmin/doc/o2/z3/.../2005_piecwykladow.pdf
- [2] Badur J.: Numeryczne modelowanie zrównoważonego spalania w turbinach gazowych. IMP PAN, Gdańsk 2003.
- [3] Badur J., Topolski J.: Optymalna krotność recyrkulacji w palenisku z atmosferycznym złożem fluidalnym, IX Konf. Kotłowa, Aktualne Problemy Budowy i Eksploatacji Kotłow, Prace IMiUE Politechniki Śląskiej, 2002.
- [4] Badur J., Topolski J.: Poziom Diagnostyczny i Projektowy w programie obliczeniowym układów gazowo-parowych COM-GAS, Seminarium Ośrodka Termomechaniki Płynów, IMP PAN, Gdańsk, 16 stycznia 2001, Opr. wew. IMP PAN no 1037/01, s. 1-15, 2001.
- [5] Kehlhofer R.H.: Combined – Cycle Gas&Steam Turbine Power Plants, The Fairmont Press INC, 1991.
- [6] Kruczek S.: Kotły Konstrukcje i obliczenia. Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2001
- [7] Laudyn D., M. Pawlik, F. Strzelczyk, Elektrownie, WNT, Warszawa, 2000.
- [8] Mich A., Pierwszy w Polsce blok gazowo-parowy z turbiną gazową typu GT8C firmy ABB uruchomiony w PGE EC Gorzów, Energetyka, nr 5, 1999.
- [9] Orłowski P., W. Dobrzański, E. Szwarc: Kotły parowe konstrukcja i obliczenia, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1979
- [10] Pawlik M., Kotlicki T.: Układy gazowo-parowe w energetyce, Konferencja: „Elektrownie ciepłe”, Słok, 2001
- [11] Piotrowski W.: Wytwornice pary. Projektowanie i obliczenia cieplne, Politechnika Gdańska Gdańsk 1988.
- [12] Piotrowski W.: Wytwornice pary – podstawy teoretyczne, Politechnika Gdańska, 1988.
- [13] Pronobis M.: Modernizacja kotłów energetycznych, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2002.
- [14] Topolski J.: Diagnostyka spalania w układach gazowo-parowych, Rozprawa doktorska, IMP PAN, Gdańsk, 2002.
- [15] Topolski J., J.Badur: Efficiency of HRSG within a Combined Cycle with Gasification and Sequential Combustion at GT26 Turbine, Proceedings of 2nd International Scientific Symposium on Technical, Economical and Environmental Aspects of Combined Cycle Power Plants COMPOWER'2000, 23-24 November, Gdansk, Poland, 2000, pp. 291-298.
- [16] Topolski J., J.Badur: Comparison of the Combined Cycle Efficiencies with Different Heat Recovery Steam Generators, Transactions of Institute of Fluid-Flow Machinery 111 (2002) 5-16.

- [17] Wołoncewicz Z., Buraczewski J., Doświadczenia z eksploatacji bloku gazowo-parowego w EC Gorzów S.A. 1999-2003, Konferencja: „Elektrownie i elektrociepłownie gazowe i gazowo-parowe”, Poznań-Kiekrz, 2003
- [18] Wróblewski T., Sikora W., Rzepa K.: Urządzenia kotłowe, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1973
- [19] Ziółkowski P., Mikielwicz D., Mikielwicz J.: Increase of power and efficiency of the 900 MW supercritical power plant through incorporation of the ORC. Archives of thermodynamics Vol.34(2013), No. 4, 51-71
- [20] Ziółkowski P., Zakrzewski W., Kaczmarczyk O., Badur J.: Thermodynamic analysis of the double Brayton cycle with the use of oxy combustion and capture of CO₂, Archives of thermodynamics vol 34, no. 2, 23-38 (2013)
- [21] Ziółkowski P., Lemański M., Badur J., Nastalek L.: Power augmentation of PGE Gorzow gas turbine by steam injection – thermodynamic overview, Rynek Energii, 98(2012), 161-167
- [22] Ziółkowski P., Hernet J., Badur J.: Revalorization of the Szewalski binary vapour cycle. Archives of thermodynamics Vol.35, No. 3 (2014), 225-249
- [23] <http://www.ecg.com.pl/>

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Robert SEKRET