Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki Wydział Mechaniczny Katedra Maszyn i Urządzeń Energetycznych

Rozprawa doktorska

OPTYMALIZACJA NAGRZEWANIA I OCHŁADZANIA RUROCIĄGÓW PAROWYCH I ELEMENTÓW CIŚNIENIOWYCH KOTŁA

Mgr inż. Szczepan Lubecki

Promotor: prof. dr hab. inż. Jan Taler

Kraków, 2009 r.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Pragnę serdecznie podziękować mojemu promotorowi, prof. dr hab. inż. Janowi Talerowi, za wszelką udzieloną pomoc, życzliwość, cenne uwagi w trakcie pisania tej pracy, a w szczególności za cierpliwość.

Mojej żonie dziękuję za wyrozumiałość.

Spis treści

Spis tr	reści
1.	Wstęp
2.	Analiza tematu- obecny stan zagadnienia7
2.1.	Zasady racjonalnego uruchamiania urządzeń ciśnieniowych7
2.2.	Zasady racjonalnego uruchamiania kotłów parowych10
2.3.	Rozruch kotła ze złożem fluidalnym OFz-425 14
2.4.	Zasady uruchamiania turbin parowych25
3.	Cel pracy
4.	Teza pracy:
5.	Zakres i etapy pracy
6.	Matematyczne sformułowanie zagadnienia nagrzewania rurociągu
7.	Modelowanie nagrzewania rurociągu za pomocą metody różnic skończonych 33
7.1.	Rozwiązanie analityczne
7.2.	Ocena dokładności rozwiązania numerycznego
7.3.	Porównanie jedno i wielowierszowego modelu ścianki rurociągu41
8.	Numeryczna symulacja nagrzewania rurociągu za pomocą programu FLUENT 42
9.	Naprężenia cieplne w ściance rurociągu44
10.	Zastosowanie całki Duhamela do wyznaczenia optymalnego przebiegu zmian
	temperatury w trakcie nagrzewania i ochładzania elementów ciśnieniowych - opis
	metody
11.	Optymalizacja nagrzewania rurociągu- wyznaczenie optymalnej szybkości
	nagrzewania za pomocą całki Duhamela64
12.	Optymalizacja nagrzewania elementów o złożonych kształtach- trójnik67
13.	Zastosowanie programu Ansys do wyznaczenia funkcji wpływu68
14.	Całka Duhamela- wpływ liczby kroków przyszłościowych na wyznaczany przebieg
	temperatury74
15.	Optymalizacja ochładzania rurociągu parowego oraz trójnika77
16.	Optymalne nagrzewanie rurociągu parowego
Wnios	
Literat	tura

Ważniejsze oznaczenia

Т	- temperatura, °C
\overline{T}	- temperatura średnia na grubości ścianki, °C
Е	- moduł sprężystości wzdłużnej, Mpa
r	- promień bieżący, m
Re	- liczba Reynoldsa
ν	- liczba Poisona
ρ	- gęstość, kg/m3
σ	- naprężenia, MPa
σ_{dop}	- naprężenia dopuszczalne, MPa
σ_{max}	- naprężenia maksymalne, MPa
β	- liniowy współczynnik rozszerzalności temperaturowej, 1/K
t	- czas, s
d heta	- odstęp czasu
$\Delta t, \Delta T$	- krok czasowy, s
Δx	- wymiar komórki elementarnej w kierunku osiowym, m
Δr	- wymiar komórki elementarnej w kierunku promieniowym, m
ср	- ciepło właściwe, J/(kgK)
р	- ciśnienie pary, MPa
α	- współczynnik wnikania ciepła, W/(m2K)
λ	- współczynnik przewodzenia ciepła, W/(mK)
r _w	- promień wewnętrzny przewodu, m
<i>r</i> _z	- promień zewnętrzny przewodu, m

1. Wstęp

W trakcie nagrzewania i ochładzania aparatów i rurociągów ciśnieniowych, zwłaszcza tych pracujących w wysokich temperaturach, powstające w nich naprężenia cieplne cechują się wysokimi wartościami. Wielkości tych naprężeń są parametrem kryterialnym decydującym o tym, jakie wartości mają dopuszczalne prędkości rozruchu i wyłączania z ruchu elementów ciśnieniowych pracujących w wysokich temperaturach [5,9,24,26,29,30,33,35,66].

Kotły parowe w swojej konstrukcji posiadają wiele elementów ciśnieniowych, wśród nich m. in. walczak, rurociągi parowe. Proces uruchamiania kotła, czas trwania tego procesu ograniczona jest wieloma kryteriami, do których należą także poniższe:

- Urządzenie w trakcie pracy nie może stanowić zagrożenia dla życia personelu zakładu znajdującego się w pobliżu jak również dla sąsiednich urządzeń . automatyki zainstalowanej na w/w rurociągu, często bardzo kosztownej.
- 2. Szybkość, z jaką elementy kotła są nagrzewane od stanu początkowego do wartości znamionowej parametrów roboczych (temperatura i ciśnienie pary wodnej) powinna oscylować w granicach pozwalających na utrzymanie wartości naprężeń cieplnych i temperatury w elementach ciśnieniowych kotła poniżej wartości dopuszczalnych tych parametrów. Materiał tych elementów jest jakościowo drogi, i także z tego względu należy bezwzględnie przestrzegać wymagań materiałowych.
- 3. Straty energii jakie powstają w trakcie nagrzewania i ochładzania elementów ciśnieniowych kotła powinny być jak najmniejsze- poza aspektem wytrzymałościowym oraz dotyczącym bezpieczeństwa pracy istotnym czynnikiem jest tu koszt produkcji 1 kilowatogodziny energii elektrycznej.

Szczególnie narażone na działanie wysokich temperatur w blokach energetycznych są elementy grubościenne. Należą do nich także wspomniane wcześniej walczak, rurociągi parowe oraz przegrzewacze. W procesie analizy tych elementów na szczególną uwagę zasługują przede wszystkim momenty rozruchu i odstawiania bloku energetycznego z pracy.

Rozkłady naprężeń cieplnych w ściankach elementów są określone przez powstające pola temperatur, naprężenia wstępne i więzy ograniczające możliwość deformacji cieplnych (podpory, zawiesia, zamocowania stałe, osiowo przesuwne, itp.). W praktycznych przypadkach, dla elementów kotłowych o złożonych kształtach wyznaczenie naprężeń

jest skomplikowane. Nie ma ścisłych rozwiązań, istnieją natomiast metody przybliżone(zwłaszcza dla przebiegów z nieustaloną szybkością zmian temperatury) [66].

Miarą powstających naprężeń cieplnych są charakterystyczne różnice temperatur w elemencie, a w procesach quasistatycznych- także szybkości zmian temperatur [7].

Zagadnienia naprężeń cieplnych stanowią dzisiaj ogromną dziedzinę wiedzy, ciągle szybko rozwijającą się w związku z potrzebami techniki [50,60,61,63,70].

2. Analiza tematu- obecny stan zagadnienia.

2.1. Zasady racjonalnego uruchamiania urządzeń ciśnieniowych

Przebieg uruchamiania urządzeń podstawowych w elektrowniach zależy przede wszystkim od ich stanu początkowego oraz właściwości eksploatacyjnych [26]. Stan początkowy urządzeń jest funkcją głównie czasu postoju, chociaż rozwiązania konstrukcyjne, sposób odstawienia oraz chłodzenia w czasie postoju odgrywa również istotną rolę. Szczególnie ważny jest tu wpływ takich czynników, jak stan izolacji cieplnej, szczelność klap spalinowych, szczelność zaworów odwodnień i odpowietrzeń rurociągów.

Właściwości eksploatacyjne urządzeń, ze względu na ich przydatność do szybkich uruchomień, zależą od parametrów pary, rozwiązań konstrukcyjnych urządzeń i układów oraz jakości materiałów.

Podstawową zasadą ogólną, jaka musi być bezwzględnie przestrzegana przy uruchamianiu urządzeń, jest zapewnienie równomiernego i jednoczesnego podwyższania temperatury wszystkich elementów urządzeń i układu cieplnego. Znaczenie tej zasady wynika z zależności naprężeń termicznych w materiale oraz luzów konstrukcyjnych między ruchomymi i stałymi elementami od wymienionych czynników.

Naprężenia termiczne w ściance urządzeń można w przybliżeniu obliczyć (w Pascalach) ze wzoru dla umocowanej płyty [66] :

$$\sigma(x) = \frac{E\overline{\beta}}{1-\upsilon} \Big[T(x) - \overline{T} \Big]$$
(1)

gdzie:

 β — współczynnik rozszerzalności liniowej, K^{-1} ;

E — moduł Younga, $N \cdot m^{-2}$;

 ν — liczba Poissona;

T(x) — temperatura wzdłuż grubości płyty, K;

T — średnia temperatura na grubości płyty, K.

Przy założeniu parabolicznego rozkładu temperatury wzdłuż grubości ścianki można otrzymać następujące wzory na naprężenia:

— na powierzchni wewnętrznej

$$\sigma_{w} = -\frac{2}{3} \frac{\beta E}{1 - \nu} \Delta T \tag{2}$$

7

- na powierzchni zewnętrznej

$$\sigma_{w} = +\frac{1}{3} \frac{\beta E}{1 - \nu} \Delta T \tag{3}$$

gdzie:

 $\Delta T = T_w - T_z$ — różnica temperatur na powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej.

Wynika stąd, że największe naprężenia występują na wewnętrznej powierzchni ogrzewanej, a przy uwzględnieniu, że dla stali $\nu \approx 0.3$ v, wynoszą one:

$$\sigma_{\max} \approx \beta E \Delta T \tag{4}$$

Różnicę temperatury na grubości ścianki można określić (w Kelwinach) ze wzoru [66]:

$$\Delta T \approx \frac{c\rho}{\lambda} g^2 f_k v_T \tag{5}$$

w którym:

- c ciepło właściwe materiału, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$;
- q gęstość masy materiału, $k \cdot m^3$;
- λ współczynnik przewodzenia ciepła, $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$;
- g grubość ścianki, m;
- f_k współczynnik kształtu powierzchni;
- V_T szybkość wzrostu temperatury, $K \cdot s^{-1}$:

$$v_T = \frac{dT}{dt} \tag{6}$$

Znając dopuszczalne dla danego materiału naprężenia całkowite (granicę plastyczności) można, po odjęciu od nich naprężeń mechanicznych (wywołanych ciśnieniem pary, naciągiem montażowym śrub itp.), otrzymać dopuszczalne naprężenia termiczne σ_{dop} .

Naprężenia termiczne podczas uruchamiania bloku osiągają bardzo duże wartości, niejednokrotnie przekraczające wielokrotnie wartości naprężeń mechanicznych. W praktyce nie powinno się przekraczać naprężeń maksymalnych:

$$\boldsymbol{\sigma}_{\max} = (0, 7 \div 0, 8) \boldsymbol{\sigma}_{dop} \tag{7}$$



Znając σ_{max} , można ze wzoru (4) obliczyć dopuszczalną w eksploatacji różnicę temperatury ΔT_{dop} , jak również szybkość przyrostu temperatury v_T , podstawową wielkość kryterialną dla kontroli poprawności rozruchu. W tabeli 1 (poniżej), przedstawiono zalecane przez Energopomiar [26] dopuszczalne szybkości przyrostu temperatury podczas rozruchu urządzeń.

Szybkość przyrostu temperatury	Wartości dopuszczalne w zakresie temperatur			
blyokose pilyiosta temperatary	< 473K	473÷637K	673÷773K	>773K
Nasycenia pary	2÷3	1÷2	-	-
Pary przegrzanej	8	6	4	2
Rurociągu pary świeżej	7 : 8	5 : 6	4	2
Rurociągu pary wtórnej	9÷10	9÷10	6	4
Głównych zasuw parowych	5÷6	5	4	2
Zaworu szybkozamykającego	5	4	3	2
Zaworów regulacyjnych	10	7	5	3
Korpusu części wysokociśnieniowej	4÷5	3	2	2

Tabela 1. Zalecane przez Energopomiar dopuszczalne szybkości przyrostu temperatury (w K/min) podczas rozruchu urządzeń

W nowoczesnych blokach parowych dopuszczalne szybkości przyrostu temperatury pary powinny kształtować się jak w tabl. 1. Z dopuszczalnych szybkości nagrzewu można obliczyć tzw. teoretyczny czas rozruchu urządzeń; na przykład dla kotła o temperaturze znamionowej pary świeżej 813 K rozruch ze stanu ciepłego (573 K) będzie trwał conajmniej 40 minut. Analogicznie obliczony teoretyczny czas rozruchu turbiny ze stanu zimnego wynosi ok. 100 min. W praktyce jednak uruchamianie bloków parowych trwa zwykle znacznie dłużej, ze względu na wpływ innych czynników i trudności w dokładnym sterowaniu złożonymi procesami uruchomień bloków.

Warunek jednoczesnego nagrzewania poszczególnych elementów urządzeń wynika przede wszystkim z różnej rozszerzalności elementów urządzeń. Może to doprowadzić albo do zmniejszenia luzów konstrukcyjnych, albo do wystąpienia dodatkowych naprężeń. Warunek ten dotyczy elementów o złożonych profilach (np. walczaka w kotle, kadłuba w turbinie), a także luzów konstrukcyjnych w systemie łopatkowym i w dławnicach turbin. Chodzi o kontrolę luzów poosiowych, zmieniających się pod wpływem różnych dylatacji termicznych wirnika i kadłuba, jak również luzów promieniowych występujących przy termicznych wygięciach wirnika. Warunek jednoczesnego nagrzewania poszczególnych elementów urządzeń jest więc spełniony, jeżeli nie są przekroczone uznane za dopuszczalne dla danej konstrukcji i materiałów różnice temperatury w wybranych punktach oraz dopuszczalne wydłużenia względne wirnika w stosunku do kadłuba turbiny.

2.2. Zasady racjonalnego uruchamiania kotłów parowych

Najbardziej wrażliwymi na uszkodzenia w czasie uruchomień kotła są przegrzewacze pary (rys. 2). Celem niedopuszczenia do przegrzania ich materiału przez spaliny należy (w trakcie uruchamiania bloku energetycznego) zapewnić możliwie szybko, ale bezpiecznie, (np. jak na rys. 1) przepływ przez nie pary w ilości 15-20% wydajności znamionowej kotła.



Rys.1. Dopuszczalne szybkości wzrostu temperatury pary w kotle typu AP-1650.

Poprawia to cyrkulację wody w ekranach, która jednak występuje dopiero po kilkudziesięciu minutach od rozpalenia kotła. Zalecane dawniej zalewanie przegrzewaczy pary skroplinami nie jest wskazane, gdyż utrudnia później równomierny przepływ pary przez wszystkie wężownice. Ponieważ kotła nie można łączyć z rurociągami i turbiną przed podwyższeniem temperatury pary o 50 K ponad temperaturę metalu rurociągu i części dolotowych turbiny, to dla realizacji powyższego niezbędne jest zapewnienie odbioru pary z kotła przez układ rozruchowo-zabezpieczający. Ponadto należy tak kontrolować proces

spalania do czasu uzyskania obciążenia wynoszącego ok. 20% obciążenia znamionowego, aby temperatura spalin nie była wyższa od temperatury znamionowej czujnika roboczego o więcej niż 50÷80 K. Gwarantuje to nieprzekraczanie dopuszczalnej temperatury materiału wężownic przegrzewacza pary w strefie ogniowej.



Rys. 2. Schemat przegrzewacza pary II stopnia w kotle ze złożem fluidalnym OFz-425 elektrownia Siersza (strzałkami zaznaczono kierunek przepływu pary przez przegrzewacz) [24].

Prowadząc rozruch kotła zgodnie z powyższą zasadą należy szczególnie dokładnie obserwować poziom wody w walczaku i w miarę potrzeby kocioł dopełniać wodą. Należy to jednak czynić ostrożnie (powoli), zwłaszcza gdy brak możliwości podgrzania wody parą z obcego źródła, gdyż wprowadzenie zimnej wody zasilającej do walczaka powoduje dodatkowe naprężenia termiczne. Celem zapewnienia jednoczesnego nagrzewania się całego walczaka należy kontrolować różnicę temperatury metalu jego górnej i dolnej powierzchni; nie powinna ona przekraczać 50 ÷ 80 K przy temperaturze niższej niż 473 K, a 40 ÷ 60 K przy wyższej niż 473 K. Nieprzestrzeganie tego prowadzi do często spotykanych, uciążliwych w naprawie pęknięć walczaka.

Wspomniane na wstępie wymagania szybkiego zapewnienia przepływu pary przez przegrzewacze zaspokaja się, przy rozruchu ze stanu zimnego, przez uruchomienie odpowiedniej liczby palników rozpałkowych. Wymaga się, aby wydajność cieplna instalacji rozpałkowej wynosiła 15÷25% wydajności palników głównych [26].

Uruchamiając kocioł po kilkugodzinnym postoju, ciśnienie początkowe pary (ok. 0,5 p_n) zapewnia na ogół dobre warunki chłodzenia przegrzewaczy parą własną. Należy jednak zwrócić uwagę na początkową fazę czynności, żeby nie dopuścić do zbytniego ochłodzenia kotła wskutek zbyt długiej wentylacji komory paleniskowej przed rozpaleniem palników.

Dopuszczalna szybkość nagrzewania przegrzewaczy pary zależy odwrotnie proporcjonalnie od ciśnienia i temperatury pary; np. dla kotła typu OP-650 wynosi od 7 ÷ 3 K/min dla komory wylotowej III stopnia oraz 16 ÷ 5 K/min dla II stopnia.

Uruchomienie kotła wymaga realizacji wielu czynności sterowniczych, wzajemnie powiązanych, uwarunkowanych technologią i kryteriami racjonalnego rozruchu. Zestaw tych czynności i ich kolejność określają dla każdego konkretnego kotła szczegółowe instrukcje eksploatacji, uzupełniane nieraz sieciami zależności dla procesu rozruchu.

Można wyróżnić następujące procedury uruchomienia kotła:

- 1) uruchomienie ze stanu zimnego temperatura złoża ≤100 °C,
- uruchomienie ze stanu ciepłego 100°C < temperatura złoża < 650 °C ciśnienie w walczaku > 0,5 MPa, temperatura pary w przegrzewaczach spadła do temperatury nasycenia, brak dopływu paliwa do komory paleniskowej,

 uruchomienie ze stanu gorącego – temperatura złoża ≥650 °C, w rurach przegrzewaczy płynie para przegrzana, brak dopływu paliwa do komory paleniskowej.

W kolejnych rozdziałach podane zostały fazy rozruchu oraz czynności w nich realizowane dla kotła ze złożem fluidalnym OFz-425 z elektrowni Siersza w Trzebini [24]. Przedstawione zostały dwa typowe uruchomienia: ze stanu zimnego oraz ze stanu gorącego.

2.3. Rozruch kotła ze złożem fluidalnym OFz-425



Rys. 3. Kocioł ze złożem fluidalnym OFz-425 z zaznaczonymi przegrzewaczami pary.





Przed każdym uruchomieniem kotła należy ustalić, czy chodzi o uruchomienie ze stanu zimnego, ciepłego czy gorącego. Przy temperaturze złoża poniżej 100 °C mamy do czynienia z uruchamianiem ze stanu zimnego.

ROZRUCH KOTŁA ZE STANU ZIMNEGO

Bezpośrednio przed każdym rozruchem kotła ze stanu zimnego, należy przewietrzyć kocioł oraz kanały spalin.

Zapłon pierwszego palnika rozruchowego może nastąpić bez przepływu powietrza pierwotnego. W praktyce instalacja powietrza pierwotnego jest już włączona do ruchu podczas przewietrzania. Jednak kierownice wentylatorów powietrza pierwotnego są zamknięte.

Po zapłonie pierwszego palnika rozruchowego należy w ciągu trzech minut uzyskać minimalny przepływ powietrza pierwotnego w ilości 4.7 kg/s.

Nagrzewanie złoża musi następować bardzo równomiernie. Dopuszczalny gradient wzrostu temperatury złoża należy utrzymywać w dopuszczalnych granicach zgodnie z rysunkiem 3. Gradienty ciśnienia i temperatury należy utrzymywać w dopuszczalnych granicach zgodnie z rysunkiem 4.

Po osiągnięciu na palnikach rozruchowych (i palnikach podtrzymujących) 40% obciążenia cieplnego paleniska należy to obciążenie utrzymać na niezmienionym poziomie, dopóki złoże nie osiągnie temperatury około 670 °C.

Po osiągnięciu temperatury złoża 650-700°C szybkość nagrzewania złoża jest limitowana – 100 K/h [24]. Powyżej 700 °C szybkość ta wynosi 600 K/h (10 K/min).

Warunkiem uzyskania zezwolenia na podawanie węgla jest osiągnięcie temperatury złoża powyżej 650°C oraz ilości powietrza pierwotnego powyżej 23.5 kg/s. Spadek przepływu powietrza pierwotnego poniżej 23,5 kg/s po czasie 20 sekund spowoduje automatyczne wyłączenie wszystkich podajników węgla.

W praktyce, po osiągnięciu zezwolenia na podawanie węgla, należy temperaturę złoża jeszcze podnieść (o około 20°C).

Po osiągnięciu temperatury złoża powyżej 700 °C należy przystąpić do redukcji ilości podawanego oleju do kotła poprzez stopniowe wyłączanie palników podtrzymujących i palników rozruchowych.

Wraz z wzrastającą temperaturą złoża, ilość powietrza pierwotnego winna wzrastać. Przy obciążeniu kotła około 50% ilość powietrza pierwotnego winna osiągnąć około 35,4 kg/s.

Po przejściu na opalanie kotła tylko węglem i po ustabilizowaniu pracy paleniska należy uruchomić UAR powietrza całkowitego, tlenu w spalinach oraz UAR obciążenia kotła. UAR ciśnienia powietrza świeżego włączyć do układu nadrzędnego.

Dalszy wzrost obciążenia kotła należy uzyskiwać poprzez zmianę wartości zadanej regulatora obciążenia kotła. Regulator obciążenia kotła będzie od tego momentu sterował jednocześnie podawaniem węgla, powietrza wtórnego i pierwotnego do kotła.

Dopuszczalny wzrost obciążenia kotła przy podawaniu węgla podczas rozruchu wynosi 3 %/min czyli 12,75 ton pary na minutę (3,55kg/s/min).

Na walczaku zainstalowano 12 pomiarów temperatur ścianki walczaka ze zdalnym przekazem do nastawni. Z tych 12 pomiarów system komputerowy wylicza 6 różnic temperatur, które są ważne z punktu widzenia prowadzenia rozruchu i odstawienia kotła. Są jednym ze wskaźników szybkości rozruchu i odstawienia.

Różnice temperatur są obrazowane na ekranie monitora stacji operatorskiej. Przekroczenie dowolnej z nich powyżej 40°C wywoła alarm. Dopuszczalna szybkość wzrostu temperatury metalu walczaka podczas nagrzewania kotła wynosi 1.5 °C/min zgodnie z rysunkiem 5.



Rysunek 5. Dopuszczalne gradienty ciśnienia i temperatury na walczaku kotła OFz-425 elektrownia Siersza.

Po osiągnięciu temperatury w walczaku 100÷110 °C należy poziom wody w walczaku obniżyć do poziomu nominalnego. Po obniżeniu i ustaleniu poziomu wody w granicach normalnego oraz uzyskaniu temperatury pary nasyconej rzędu 130°C co odpowiada ciśnieniu w walczaku około 0.27 MPa należy zamknąć przelew rozruchowy z walczaka. Wzrost parametrów kotła powinien odbywać się w taki sposób, aby nie przekroczyć przyrostów podanych na rys. 4. oraz rys. 5.

Możliwe są dwie metody rozruchu kotła po stronie układu para - woda, a mianowicie:

1) rozruch kotła z zalanym walczakiem

2) rozruch kotła z normalnym (ruchowym) poziomem wody w walczaku.

Zalecanym, szczególnie w przypadku gdy kocioł poddawany jest częstym uruchomieniom i odstawieniom, jest rozruch kotła z zalanym walczakiem, gdyż przy tej metodzie rozruchu walczak jako najbardziej grubościenne naczynie ciśnieniowe poddawane jest w procesie nagrzewania kotła najmniejszym naprężeniom.

W przypadku gdy instalacja zalewania walczaka jest niesprawna lub gdy rozruch kotła przeprowadza się sporadycznie, można kocioł uruchamiać z normalnym (ruchowym) poziomem wody w walczaku.

Podczas **rozruchu kotła z zalanym walczakiem**, walczak będzie tak napełniony wodą. aby jej poziom był widoczny w środku górnego wodowskazu pośredniego działania. Przelew rozruchowy będzie otwarty. Zamknięty on zostanie po osiągnięciu temp. pary nasyconej rzędu 130oC

Rozruch kotła z ruchowym poziomem wody w walczaku przebiega podobnie jak rozruch z zalanym walczakiem z tym, że przy otwartym przelewie rozruchowym w początkowym okresie czasu po uruchomieniu palników rozruchowych objętość wody będzie rosła, a więc podnosił się będzie poziom wody w walczaku.

Podczas rozruchu odpływ pary z kotła należy regulować kierując parę w kontrolowany sposób do stacji redukcyjno-schładzających.

Stacje powinny być otwarte od momentu zapalenia pierwszego palnika rozruchowego, aby wytwarzająca się para mogła przepływać przez przegrzewacze w celu ich chłodzenia.

Temperatury w poszczególnych punktach przepływu pary w żadnym wypadku nie powinny przekraczać niżej podanych wartości dopuszczalnych:

1) temperatura metalu rur wieszakowych:

- 465°C dla ciśnienia pary za kotłem 160 bar,
- 510°C dla ciśnienia pary za kotłem 75 bar,
- 2) temperatura metalu rur festonu:
 - 450°C dla ciśnienia pary za kotłem 160 bar,
 - 510°C dla ciśnienia pary za kotłem 75 bar,

Temperatura wody za podgrzewaczem wody winna być niższa od temperatury nasycenia pary odpowiadającej ciśnieniu mierzonemu w walczaku

Wydajność cieplna palników rozruchowych podczas rozruchu winna być również tak regulowana aby do czasu kiedy przez przegrzewacz grodziowy nie przepływa około 40t/h (11,1 kg/s), temperatura spalin (złoża) w jego obrębie nie przekroczyła 500°C ÷550°C.

Odwodnienia przegrzewaczy należy zamknąć gdy ciśnienie w kotle osiągnie wartość około 1.0 MPa lub gdy temperatura w przegrzewaczach jest wyższa o około 40°C od temperatury nasycenia.

Przy zamykaniu, odwodnienia należy zamykać poczynając od bliższych walczaka, a kończąc na odwodnieniach bliższych wylotowi z kotła.

Odpowietrzenia przegrzewaczy można zamykać w momencie, kiedy zaczynają mocno parować.

W okresie rozruchu kotła zasuwa odcinająca przed kolektorem wody wtryskowej oraz wszystkie zawory instalacji wtrysków pozostają zamknięte. Instalację wtryskową włączamy do ruchu po uzyskaniu w kotle ciśnienia co najmniej 6÷7.5 MPa z uwzględnieniem faktu, że temperatura pary za poszczególnymi powierzchniami osiągnie wartość wyższą od temperatury nasycenia (w walczaku) o 30°C - 50°C. Ponadto należy również uwzględnić poziom temperatury rurociągów parowych i samej turbiny, aby nie dopuścić do ich schłodzenia.

Do czasu podłączenia kotła do pracy na turbinę, temperaturę i ciśnienie pary z kotła należy podnosić regulując wydajność stacji rozruchowych.

ROZRUCH KOTŁA ZE STANU GORĄCEGO.

Rozruch gorący ma miejsce wtedy, gdy temperatura złoża jest większa niż 650°C, a w rurach przegrzewaczy płynie para przegrzana. W takiej sytuacji nie jest wymagane przewietrzanie kotła.

Kocioł w stanie gorącym jest odcięty od głównego odbioru pary świeżej i wtórnej, zaś przez przegrzewacze (w tym również przez feston ściany przedniej II-go ciągu i przez rury wieszakowe które w górnej części II-go ciągu narażone są na wpływ rozgrzanego obmurza kanału spalin) przepływa para konieczna do ich chłodzenia w ilości 5 kg/s. Przepływ ten regulowany jest stopniem otwarcia stacji redukcyjnej po stronie pary.

Należy również zapewnić przepływ pary ze stacji redukcyjnej przez przegrzewacz pary wtórnej, celem jego chłodzenia.

Po spełnieniu powyższych warunków należy uruchomić sekwencję załączania (USG) układu spaliny-powietrze z wyłączeniem sekwencji przewietrzania kotła.

Po uzyskaniu przepływu powietrza pierwotnego w ilości większej niż 23.5 kg/s należy niezwłocznie przystąpić do podawania węgla do kotła.

Po ustabilizowaniu pracy paleniska należy załączyć UAR systemów:

- 1) wszystkich obwodów regulacji powietrza wtórnego i pierwotnego,
- 2) powietrza całkowitego,
- 3) zawartości tlenu w spalinach za kotłem,
- 4) obciążenia kotła.

Zwiększenie obciążenia może odbywać się z prędkością 5%/min (6.25 kg/s/min).

Krzywe nagrzewania stosowane w trakcie uruchomiania kotła ze stanu gorącego po 0,5 godzinnym postoju pokazano na rysunku 6.



Rys. 6. Uruchomienie kotła OFz-425 elektrownia Siersza po 0,5 godzinnym postoju.

Dla porównania, na rysunku 7 zaprezentowano rzeczywiste przebiegi temperaturkrzywe zostały narysowane w oparciu o dane eksploatacyjne uzyskane w trakcie procesu uruchamiania kotła OFz-425 z elektrowni Siersza.



Na poniższych rysunkach zaprezentowano krzywa rozruchowe dla kotła OP-460- są to krzywe wydane przez producenta kotła.



Rys. 8. Krzywe rozruchowe kotła OP-460 ze stanu zimnego.



Rys. 9. Krzywe rozruchowe kotła OP-460 – rozruch natychmiastowy.

2.4. Zasady uruchamiania turbin parowych

W turbinach parowych [26] szczególnie trudnym do spełnienia kryterium prawidłowego uruchamiania jest równomierność i jednoczesność wzrostu temperatury grubościennych elementów dolotowych kadłuba, zwłaszcza w okresie wzrostu obciążenia turbiny. Dotyczy to głównie zaworów i kołnierza w płaszczyźnie podziałowej przedniej części kadłuba wysokoprężnego, którego wewnętrzna część nagrzewa się znacznie szybciej niż zewnętrzna. Wynikające stąd różnice temperatury na szerokości kołnierza mogą być przyczyną trwałych deformacji kadłuba. Rozruch turbin powinien być tak prowadzony, aby nie przekraczać dopuszczalnej różnicy temperatury (80 ÷ 90 K) na szerokości kołnierza. Spełnienie tego warunku ułatwia podgrzewanie kołnierza. Po pierwszych próbach z podgrzewaniem elektrycznym obecnie stosuje się prawie wyłącznie podgrzewanie parą o ciśnieniu ok. 0,2MPa, przepuszczaną przez kanały w kołnierzach płaszczyzny podziałowej.

Kontrolować należy różnicę temperatury nie tylko na szerokości kołnierza, lecz również między kołnierzami i śrubami je ściągającymi, która nie powinna przekraczać 40 K. Istnieje możliwość przekroczenia naprężeń dopuszczalnych dla śrub pod wpływem działania naprężeń dodatkowych, wynikających z różnego wydłużenia termicznego kołnierza i śrub. Pęknięcia tych śrub i wynikające stąd nieszczelności na płaszczyźnie podziałowej stwarzały, przed rozeznaniem tego zagadnienia, sporo kłopotów.

Wskutek różnych rozszerzalności wirnika i kadłuba zmieniają się luzy poosiowe w systemie łopatkowym i w dławnicach, które kontroluje się pośrednio - obserwując wydłużenia względne wirnika i kadłuba. Maksimum wydłużeń względnych - według pracy [15] - zależy od szybkości zmiany temperatury pary i od stałych czasowych wirnika t_w i kadłuba τ_k , czyli:

$$\Delta l_{\max} = l_w \beta \frac{dT_p}{dt} (\tau_k - \tau_w) \tag{8}$$

gdzie: l_w - długość podgrzewanego odcinka wirnika, [m]; β - współczynnik rozszerzalności liniowej stali, [K⁻¹].

Kontrolować trzeba również luzy promieniowe w systemie łopatkowym i w dławnicach, zmieniające się na skutek wygięcia wału, a najczęściej kadłuba turbiny, pod wpływem różnicy temperatury między górną i dolną częścią kadłuba. Dlatego podczas uruchamiania turbiny jest konieczna kontrola temperatury między najwyższym i najniższym punktem kadłuba w przekroju poprzecznym. Ta różnica temperatury powinna wynosić 35-50 K (w zależności od zaleceń wytwórcy), gdyż wskutek deformacji kadłuba może nastąpić zatarcie uszczelnień labiryntowych, a następnie skrzywienie wału turbiny. Aby zapewnić możliwie małą różnicę temperatury między górą i dołem kadłuba, stosuje się obecnie specjalne izolacje cieplne, natryskowe lub w postaci wanny wypełnionej watą żużlową.

Parę do turbiny można doprowadzić wówczas, gdy jej temperatura przed zaworem rozruchowym jest wyższa o 50 K niż temperatura metalu części dolotowych turbiny. Spełnienie tego warunku jest możliwe, jeżeli odwodnienia rurociągów lub odprowadzenia pary do skraplacza mają odpowiednią średnicę (50-80 mm). W tym drugim przypadku skraplacz turbiny powinien być odpowiednio przystosowany do odbioru pary rozruchowej.

Jedną z ważnych zasad warunkujących racjonalne uruchamianie turbiny jest równomierność nagrzewania części wlotowych turbiny wzdłuż całego jej obwodu. Pomiary specjalistyczne wykazują, że miejscem występowania największych naprężeń termicznych w turbinie jest część wlotowa, a głównie komory zaworowe i dyszowe oraz komora koła regulacyjnego, gdyż występują tam największe wartości parametrów pary i ścianki sa najgrubsze. Szczególnie trudne warunki pracy tej części turbiny występują przy rozpoczęciu działania regulacji ilościowej turbiny, tj. przy zamknięciu wszystkich, oprócz pierwszego, zaworów regulacyjnych. Występuje wówczas gwałtowny wzrost ciśnienia pary przed zaworami i wzrost temperatury komory zaworowej i dyszowej, które są związane z pierwszym zaworem regulacyjnym. Prowadzi to do niesymetrycznego rozkładu temperatury w przekroju poprzecznym tej części turbiny i do powstania dużych różnic temperatury na grubości ścianek komór. Dlatego obecnie wymaga się takiego wyposażenia turbin, aby możliwa była regulacja jakościowa dopływu pary do turbiny za pomocą zaworu rozruchowego również w okresie synchronizacji i wstępnego obciążenia do ok. 20% obciążenia znamionowego, po czym można załączyć regulację ilościową. Do tego momentu część wlotowa turbiny nagrzeje się równomiernie i stopniowo.

Turbiny z międzystopniowym przegrzewaniem pary oprócz zaworów szybkozamykających i regulacyjnych części wysokociśnieniowej mają takie zawory również w części średniociśnieniowej, niezbędne ze względu na dużą pojemność przegrzewaczy międzystopniowych i związanych z nimi rurociągów. Zawory te w czasie pracy ciągłej są otwarte, chroniąc jedynie turbozespół przed rozbieganiem po zrzucie obciążenia.

W blokach wyposażonych w układy rozruchowe z obejściem części wysokociśnieniowej turbiny wymaganą intensywność chłodzenia przegrzewacza międzystopniowego i bezpieczne warunki uruchamiania turbiny uzyskuje się przy jednoczesnym rozpoczęciu otwierania zaworów regulacyjnych części wysokoi średniociśnieniowej.

Układy regulacji turbin z przegrzewaniem międzystopniowym pary mogą mieć następujące rozwiązania:

- a) z jednym regulatorem sterującym zaworami części wysoko- i średniociśnieniowej
- b) z dwoma regulatorami dla każdej grupy zaworów oddzielny regulator;
- c) z jednym nastawnikiem obrotów działającym na zawory części wysokociśnieniowej lub również średniociśnieniowej w ograniczonym zakresie;
- d) z dwoma nastawnikami obrotów, oddzielnymi dla każdej grupy zaworów.
 W elektrowniach krajowych najczęściej jest stosowane rozwiązanie a) + c).

Dopuszczalne wartości wielkości kryterialnych dla uruchomień turbin przedstawiono dla przykładu na rysunku. 10.



Rys. 10. Dopuszczalne szybkości zmian temperatury elementów kadłuba turbiny typu K-500-166.

Uruchomienie turbozespołu polega na wykonaniu następujących czynności:

- Przygotowanie do uruchomienia, czyli otwarcie odwodnień i nagrzewanie rurociągu; następnie uruchomienie urządzeń próżniowych, olejowej pompy rozruchowej i układu chłodzenia generatora. Po osiągnięciu temperatury oleju 318 K uruchomienie chłodnic oleju.
- Pchnięcie turbiny po uruchomieniu obracarki oraz osiągnięciu ciśnienia w skraplaczu mniejszego niż 50 kPa i odpowiedniej temperatury pary dolotowej, rozpoczęcie nagrzewania wstępnego turbiny. Po pchnięciu wirnika zasilenie parą dławnic końcowych.

- Nagrzewanie turbiny przy wolnych obrotach (ok. 0,1 p_n) nagrzewanie przez 10 ÷ 30min, następnie wzrost obrotów według dopuszczalnej prędkości nagrzewania z szybkim przejściem przez pierwszą prędkość krytyczną.
- 4. Synchronizacja.
- 5. Obciążanie z dopuszczalną prędkością, stopniowy wzrost parametrów pary dolotowej, możliwie szybkie uruchomienie regeneracji. Przy mocy ok. 0,25 S_n załącza się automatyczną regulację wzbudzenia i przełącza zasilanie potrzeb własnych bloku na podstawowe.

3. Cel pracy.

Za cel niniejszej pracy przyjęto opracowanie metody/modelu komputerowego pozwalającego na wyznaczanie takich wartości szybkości zmian temperatury czynnika na wlocie do badanego odcinka rurociągu parowego, aby naprężenia cieplne występujące w elemencie(armaturze) znajdującej się za danym rurociągiem nie przekraczały wartości dopuszczalnych dla materiału rurociągu i armatury zainstalowanej na rurociągu, a jednocześnie szybkość zmian temperatury czynnika była maksymalnie wysoka.

Poniższa praca jest próbą opracowania metody przyśpieszenia nagrzewania rurociągu parowego, która mogłaby być zastosowana w systemie energetycznym pozwalając na rozruch/odstawianie elementu systemu z możliwie najmniejszym marginesem czasu koniecznym do zapewnienia bezpiecznej eksploatacji, równocześnie obniżając koszty finansowe (ilość spalanego węgla).

4. Teza pracy:

Przeprowadzone wstępne symulacje oraz analizy nagrzewania rurociągów pozwalają na zaproponowanie poniższej tezy:

Możliwe jest takie sterowanie szybkością zmian temperatury czynnika grzewczego na wylocie z kotła / wlocie do przewodu parowego, aby naprężenia występujące w elemencie (armaturze) przewodu będącym w pewnej odległości od wlotu nie przekroczyły wartości dopuszczalnych dla materiału elementu.

5. Zakres i etapy pracy.

Niniejsza praca obejmuje swoim zakresem wysokociśnieniowe rurociągi parowe przesyłające parę wodną przegrzaną o następujących parametrach:

- temperatura pary 540 °C,

- ciśnienie pary 9 - 11 MPa.

Analizie poddano proste odcinki rurociągów parowych oraz elementy o bardziej złożonej geometrii z punktu widzenia analizy wytrzymałościowej(trójniki).

W pracy zawarte zostały:

- 1. Modele matematyczne nagrzewania rurociągu z jednym i wieloma wierszami elementów skończonych w objętości ścianki rurociągu parowego.
- 2. Symulacje nagrzewania rurociągów parowych.
- Porównanie otrzymanych wyników z wynikami poprzednio opracowanych modelami nagrzewania rurociągów.
- 4. Symulację nagrzewania rurociągów przeprowadzone w programie Fluentkomercyjnym pakiecie do modelowania przepływu ciepła i masy.
- Symulację nagrzewania trójnika z uwzględnieniem naprężeń cieplnych wykonaną w środowisku ANSYS.
- Optymalizację nagrzewania rurociągu parowego i trójnika z zastosowaniem całki Duhamela i kroków przyszłościowych.

Założone zostały następujące etapy pracy:

- 1. Przygotowanie modelu nagrzewania rurociągu parowego z jednym wierszem objętości skończonych w ściance rurociągu.
- Opracowanie modelu nagrzewania rurociągu parowego z wieloma wierszem objętości skończonych w ściance rurociągu.
- Porównanie wyników otrzymanych w trakcie obliczeń przeprowadzonych z zastosowaniem powyższych modeli oraz rozwiązania analitycznego / symulacji nagrzewania rurociągu wykonanej przy użyciu pakietu Fluent.
- Wyznaczenie funkcji wpływu dla całki Duhamela do wyznaczenia optymalnego przebiegu procesu nagrzewania rurociągu oraz trójnika.
- Wyznaczenie optymalnego przebiegu zmian temperatury czynnika grzewczego (pary wodnej przegrzanej) w trakcie nagrzewania rurociągu parowego oraz trójnika.

6. Matematyczne sformułowanie zagadnienia nagrzewania

rurociągu.

Zmiany temperatury czynnika i ścianki rurociągu opisane są następującymi równaniami [55]:

$$\tau_{cz} \frac{\partial T_{cz}}{\partial t} + \frac{1}{N_{cz}} \frac{\partial T_{cz}}{\partial z^+} = T_{sc} - T_{cz}$$
(9)

$$\tau_M \,\frac{\partial T_{sc}}{\partial t} = T_{cz} - T_{sc} \tag{10}$$

Warunek brzegowy i warunki początkowe mają postać:

$$T_{cz}\Big|_{z=0} = T_0 + f(t)$$
⁽¹¹⁾

$$\left. T_{cz} \right|_{t=0} = T_0 \tag{12}$$

$$T_{sc}\big|_{t=0} = T_0 \tag{13}$$

We wzorach (9-13) przyjęto następujące oznaczenia:

- T_{cz} i T_{sc} odpowiednio temperatura czynnika i ścianki w °C,
- t czas w s,
- $z^+ = z / L_r bezwymiarowa współrzędna kartezjańska,$
- L_r długość rurociągu w m,
- T_0 stała temperatura początkowa czynnika w °C,
- f(t) zmiany temperatury czynnika w czasie na wlocie do rurociągu w °C.

Liczba jednostek wymiany ciepła N_{cz} oraz stałe czasowe czynnika τ_{cz} i ścianki rurociągu τ_M określone są następującymi wzorami:

$$N_{cz} = \frac{\alpha_{cz} A_W}{\dot{m}_{cz} c_{pcz}} = \frac{\alpha_{cz} U_W L_r}{A_{cz} w_{cz} \rho_{cz} c_{pcz}}$$
(14)

$$\tau_M = \frac{m_m c_m}{\alpha_{cz} A_W} = \frac{A_m L_r \rho_m c_m}{\alpha_{cz} A_W} \tag{15}$$

$$\tau_{cz} = \frac{m_{cz}c_{pcz}}{\alpha_{cz}A_{w}} = \frac{A_{cz}L_{r}\rho_{cz}c_{pcz}}{\alpha_{cz}A_{w}}$$
(16)

gdzie

 α_{cz} – współczynnik wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rurociągu w $W/m^2 K$

 $A_W = U_W \cdot L_r$ – pole powierzchni wewnętrznej rurociągu w m²,

$$m_{cz} = A_{cz} w_{cz} \rho_{cz}$$
 - strumień masy czynnika w kg/s,

 ρ_{CZ} – gęstość czynnika w kg/m³, w_{cz} – prędkość przepływu czynnika w rurociągu w m/s,

$$c_{p_{ex}}$$
 – ciepło właściwe czynnika przy stałym ciśnieniu w J/(kgK),

 $m_m = A_m L_r \rho_m$ – masa rurociągu w kg,

 ρ_m – gęstość materiału rurociągu w kg/m3,

 $c_{\rm m}$ – ciepło właściwe materiału rurociągu w J/(kgK),

 $U_w = \pi \cdot d_w$ – obwód wewnętrzny rurociągu w m,

 $A_m = \pi d_w^2 / 4$ – pole przekroju poprzecznego zajętego przez czynnik w m²,

 $A_m = \pi \left(d_z^2 - d_w^2 \right) / 4$ – pole przekroju poprzecznego ścianki rurociągu w m².

Równania (9-10) wyprowadzone zostały przy założeniu, że ścianka rurociągu jest izolowana cieplnie na zewnętrznej powierzchni. Przyjęto ponadto, że rozkład temperatury i prędkości płynu w przekroju poprzecznym rurociągu nie zależy od promienia.

7. Modelowanie nagrzewania rurociągu za pomocą metody różnic skończonych.

Z uwagi na złożoność zagadnienia (równania 9-13) do wyznaczenia nieustalonej temperatury czynnika i rurociągu muszą być zastosowane metody numeryczne, np. przedstawione w pracy [7]. Zagadnienie początkowo-brzegowe (9-13) rozwiązano jawną metodą różnic skończonych. Na rys. 1 przedstawiono schemat jednowierszowej siatki różnicowej do obliczeń rozkładu temperatury czynnika i rurociągu.

Proces nagrzewania analizowany jest na przykładzie rurociągu parowego łączącego energetyczny kocioł parowy z turbiną. Został on podzielony na objętości kontrolne przedstawione na rysunkach 11 i 12. Na obu rysunkach przedstawiony jest ten sam odcinek przewodu. Na rysunku 11 w ściance znajduje się jeden wiersz komórek elementarnych. Na rysunkach 12 i 13 ściankę rurociągu podzielono na osiem wierszy objętości kontrolnych. Z komórkami znajdującymi się na promieniu wewnętrznym rurociągu r_w stykają się objętości kontrolne w obszarze czynnika grzewczego – pary wodnej przegrzanej. Ze względu na symetrię osiową zagadnienia analiza została przeprowadzona dla połowy rurociągu.





Stosując jawną metodę różnic skończonych do rozwiązania zagadnienia początkowobrzegowego (9-13) otrzymuje się:

$$\tau_{CZ} \frac{T_{CZ,i+1}^{n+1} - T_{CZ,i+1}^{n}}{\Delta t} + \frac{1}{N_{CZ}} \frac{T_{CZ,i+1}^{n} - T_{CZ,i}^{n}}{\Delta z^{+}} = T_{SC,i}^{n} - \frac{T_{CZ,i}^{n} + T_{CZ,i+1}^{n}}{2}, \quad (17)$$

$$\tau_{M} \frac{T_{sc,i}^{n+1} - T_{sc,i}^{n}}{\Delta t} = \frac{T_{cz,i}^{n} + T_{cz,i+1}^{n}}{2} - T_{sc,i}^{n},$$
(18)

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

$$T_{cz,i}^{0} = T_{sc,i}^{0} = T_{0}$$
(19)

$$T_{cz,1}^{n} = f(t_{n}), i = 1, ..., N \qquad n = 0, 1, 2, ...,$$
(20)

Dla objętości kontrolnych czynnika i ścianki przewodu pokazanych na rysunkach 11 i 12 zostały napisane równania przewodzenia ciepła, użyte do wyznaczenia pola temperatury i naprężeń.

Przykładowo, dla komórki czynnika o współrzędnej "*i*" w schemacie przestawnym(rys.1.) równanie wygląda następująco:

$$\pi R_w^2 \Delta z \rho c_p \frac{T_{cz_i}^{t+1} - T_{cz_i}^{t}}{\Delta t} = \pi R_w^2 w \rho c_p (T_{cz_{i-1}}^t - T_{cz_i}^t) + -\alpha 2\pi R_w \Delta z (T_{cz_i}^t - T_{w_i}^t)$$

$$(21)$$

po przekształceniach wykonanych celem wdrożenia równania w program obliczeniowy:

$$T_{czi}^{t+\Delta t} = T_{czi}^{t} + \frac{\Delta t}{\pi R_w^2 \Delta z \rho_{cz}^c p_{cz}} \cdot \frac{(22)}{\left[\pi R_w^2 w \rho_{cz}^c c_{pcz} \left(T_{czi-1}^t - T_{czi}^t\right) - 2\pi R_w \alpha \Delta z \left(T_{czi}^t - T_{wi}^t\right)\right]}$$

W przypadku schematu nieprzestawnego (rys.12.) równanie to wygląda następująco:

$$T_{czi}^{t+\Delta t} = T_{czi}^{t} + \frac{\Delta t}{\pi R_w^2 \Delta z \rho_{cz}^c p_{cz}} \left[\pi R_w^2 w \rho_{cz}^c c_{pcz} \left(T_{czi-1}^t - T_{czi}^t \right) + \frac{2\pi R_w^2 \Delta z \rho_{cz}^c p_{cz}^c p_{cz}}{1 - 2\pi R_w^2 \Delta z} \left[T_{czi}^t - \frac{T_{wi-1}^t + T_{wi}^t}{2} \right] \right]$$

$$(23)$$

Równanie komórki (w schemacie nieprzestawnym) w ściance o współrzędnych (i,j) przedstawiono poniżej:

$$\lambda \pi \left(R_i^2 - R_{i-1}^2\right) \left(\frac{T_{wi, j+1} - T_{wi, j}}{\Delta z}\right) + \lambda \pi \left(R_i^2 - R_{i-1}^2\right) \left(\frac{T_{wi, j-1} - T_{wi, j}}{\Delta z}\right) +$$

$$+\lambda 2\pi R_{i}\Delta z \left(\frac{T_{wi+1,j} - T_{wi,j}}{\Delta r}\right) + \lambda 2\pi R_{i-1}\Delta z \left(\frac{T_{wi-1,j} - T_{wi,j}}{\Delta r}\right) =$$
(24)

$$=\pi\left(R_{i}^{2}-R_{i-1}^{2}\right)\Delta z\rho_{w}c_{pw}\frac{T_{wi,j}^{t+1}-T_{wi,j}^{t}}{\Delta t}$$

$$T_{wi,j}^{t+1} = T_{wi,j}^{t} + \frac{\Delta t}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \Delta z \rho_{w} c_{pw}} \left[\lambda \pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \Delta z \rho_{w} c_{pw}} \right] \left[\lambda \pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \Delta z \rho_{w} c_{pw}} \right] \left[\lambda \pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \Delta z \rho_{w} c_{pw}} \right] \left[\lambda \pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) \left(\frac{T_{wi,j+1} - T_{wi,j}}{\Delta z}\right) + \frac{1}{\pi \left(R_{i}^{2} - R_{i-1}^{2}\right) +$$

$$+\lambda\pi\left(R_{i}^{2}-R_{i-1}^{2}\right)\left(\frac{T_{wi,j-1}-T_{wi,j}}{\Delta z}\right)+\lambda2\pi R_{i}\Delta z\left(\frac{T_{wi+1,j}-T_{wi,j}}{\Delta r}\right)+$$

$$+\lambda 2\pi R_{i-1}\Delta z \left(\frac{T_{wi-1,j} - T_{wi,j}}{\Delta r}\right)\right]$$
(25)

Aby zapewnić stabilność obliczeń za pomocą wzorów (12-16) musi być spełniony warunek Couranta [54],[4].

$$\frac{w_i \cdot \Delta t}{\Delta z} \le 1, \qquad i = 1, ..., N, \tag{26}$$

gdzie wi jest prędkością przepływu płynu w i-tym węźle.

Sz. Lubecki, Optymalizacja nagrzewania i ochładzanie rurociągów parowych i elementów ciśnieniowych kotła



Rysunek 12 Schemat siatki różnicowej nieprzestawnej z dowolną ilością wierszy komórek w ściance rurociągu parowego.


Rysunek 13 Schemat podziału ścianki na objętości kontrolne.

7.1. Rozwiązanie analityczne.

W szczególnym przypadku, gdy f(t) = ΔT_{cz} (w równaniu (11)), zagadnienie (9-13) ma ścisłe rozwiązanie analityczne [54]:

$$\frac{T_{cz} - T_0}{\Delta T_{cz}} = e^{-\left(\xi + \eta\right)} U\left(\xi, \eta\right)$$
(27)

$$\frac{T_{sc} - T_0}{\Delta T_{cz}} = e^{-\left(\xi + \eta\right)} U\left(\xi, \eta\right) - e^{-\left(\xi + \eta\right)} I_0\left(2\sqrt{\xi\eta}\right)$$
(28)

gdzie I_0 – oznacza zmodyfikowaną funkcję Bessela rzędu zerowego, a funkcja U określona jest wzorem

$$U(\xi,\eta) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{k=0}^{n} \frac{\eta^n \xi^k}{n!k!}$$
(29)

We wzorach (16-18) przyjęto następujące oznaczenia:

$$\xi = \frac{z \cdot N_{CZ}}{L_r}, \qquad \eta = \frac{t - z/w_{CZ}}{\tau_M} = \frac{t - (z \tau_{CZ} N_{CZ})/L_r}{\tau_M}$$
(30)

Wzory (25-28) zastosowane zostaną do oceny dokładności metody różnic skończonych. W celu uzyskania wysokiej dokładności rozwiązania analitycznego, w obliczeniach komputerowych podwójnego szeregu (18) przyjmowano n > 400, gdyż szereg ten jest wolno zbieżny.

7.2. Ocena dokładności rozwiązania numerycznego

Do oceny dokładności rozwiązania numerycznego, jak zostało to już zaznaczone w poprzednim rozdziale użyto opracowanego rozwiązania analitycznego.

Analizowany rurociąg parowy wykonany jest ze stali 13HMF. Wymiary badanego elementu układu parowego elektrowni są następujące:

- długość $L_r = 48$ m,
- średnica wewnętrzna $d_w = 0,217$ m,
- grubość ścianki $g_{sc} = 0,028$ m.

Natomiast własności fizyczne materiału rurociągu są następujące:

- gęstość $\rho_m = 7650 \text{ kg/m}^3$,
- ciepło właściwe $c_m = 519 \text{ J/(kgK)}$
- współczynnik przewodzenia ciepła $\lambda_m = 35 \text{ W/(mK)}$.



Przyjęto, że do rurociągu wpływa nagle para przegrzana o temperaturze $T_{cz} = 540$ °C i ciśnieniu $p_{cz} = 11$ MPa, której własności wynoszą

- gęstość ρ_{cz} = 28,492 kg/m3,
- ciepło właściwe $c_{pcz} = 2484 \text{ J/(kgK)} [5].$

Temperatura początkowa rurociągu i czynnika wynosi $T_0 = 300$ °C. Wartość współczynnika wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rurociągu, dla zadanej prędkości przepływu czynnika w_{cz} , obliczana była ze wzoru Dittusa-Boeltera. Rozkład temperatury czynnika T_{cz} oraz temperatury ścianki rurociągu T_{sc} w funkcji czasu wyznaczony został z rozwiązania układu równań różnicowych (15-16) oraz ze wzorów analitycznych (25-28).



Rysunek 14. Zmiana temperatury pary w czasie na wylocie z rurociągu przy różnych prędkościach przepływu pary; punkty oznaczają wartości otrzymane za pomocą ścisłego rozwiązania analitycznego, a linia ciągła przebiegi temperatury wyznaczone metodą różnic skończonych.



Rysunek 15. Zmiana temperatury ścianki w czasie na wylocie z rurociągu przy różnych prędkościach przepływu pary; punkty oznaczają wartości otrzymane za pomocą ścisłego rozwiązania analitycznego, a linia ciągła przebiegi temperatury wyznaczone metodą różnic skończonych.

Z analizy rysunków 14 i 15 wynika, że wyniki symulacji przeprowadzonej w oparciu o model rurociągu stworzony na bazie metody różnic skończonych są zbieżne z wynikami uzyskanymi ze ścisłego rozwiązania analitycznego. Pozwala to na dalsze prowadzenie symulacji nagrzewania z zastosowaniem metody różnic skończonych

7.3. Porównanie jedno i wielowierszowego modelu ścianki rurociągu.

W trakcie obliczeń, dokonano oceny zgodności wyników modeli rurociągu z jednym wierszem elementów w ściance rurociągu oraz poprzednio wymienionych ośmiu wierszy elementów. Porównane zostały:

- 1. Temperatura w ściance rurociągu w trakcie nagrzewania na ustalonych wcześniej punktach pomiarowych w przypadku modelu jednowierszowego;
- Temperatura średnia obliczona po grubości ścianki rurociągu wyznaczona przy użyciu równania (5) dla modelu wielowierszowego.



Rysunek 16. Porównanie wyników obliczeń modeli jedno i wielowierszowego.

Analiza rysunku 16 pozwala stwierdzić zgodność wyników obliczeń otrzymanych z obu powyższych modeli ścianki rurociągu. W trakcie dalej prowadzonych symulacji nagrzewania rurociągu zastosowany został model z ośmioma wierszami elementów objętości w ściance rurociągu ze względu na fakt, iż do wyznaczenia naprężeń w ściance rurociągu wymagane jest obliczenie temperatury średniej na przekroju ścianki.

8. Numeryczna symulacja nagrzewania rurociągu za pomocą programu FLUENT.

W toku prac przeprowadzona została analiza nagrzewania rurociągu parowego wykonana przy użyciu programu Fluent. Umożliwia on na symulację numeryczną przepływu ciepła i masy.

W procesie symulacji występują następujące etapy [15]: sformułowanie modelu matematycznego, generacja siatki obliczeniowej, wprowadzenie danych (tzw. preprocessing), rozwiązanie problemu przy pomocy solvera i opracowanie wyników (postprocessing).

Obliczenia wykonywane za pomocą pakietu FLUENT bazują na metodzie skończonych objętości. Metoda ta dopuszcza wykorzystywanie niestrukturalnych siatek obliczeniowych. Oczywiście możliwe jest także przeprowadzanie obliczeń w oparciu o siatki o strukturze blokowej, w szczególności takich jak siatki wykorzystywane przez program FLUENT 5. FLUENT może wykonać obliczenia w oparciu o dyskretyzację skonstruowana z elementów trójkątnych i/lub czworokątnych (w 2D) oraz elementów czworościennych, sześciościennych i pryzmatycznych, lub ich kombinacji, w 3D. Ta różnorodność pozwala dostosować topologie siatki do rozwiązywanego zagadnienia. Wykorzystywana przez FLUENT metoda skończonych objętości polega na rozwiązaniu równań opisujących zagadnienie po każdym elemencie (objętości kontrolnej), w wyniku czego otrzymuje się równania dyskretne spełniające prawa zachowania w obrębie elementu.

Za pomocą programu FLUENT [8] wyznaczono rozkład pola temperatury w przekroju poprzecznym analizowanego rurociągu parowego. Zbudowany został dwuwymiarowy model rurociągu, który uwzględniał symetrię osiową.

Następnie jako warunki brzegowe zadawano: prędkość i temperaturę pary na wlocie rurociągu, temperaturę ścianki, współczynnik wnikania ciepła na powierzchni wewnętrznej rury oraz doskonałą izolację cieplną na powierzchni zewnętrznej rurociągu, tzn. dT/dr = 0 dla $r = r_z$. Rozkład temperatury czynnika, w różnych chwilach czasowych, podczas nagrzewania rurociągu pokazano na rys. 17 i 18. Symulację przeprowadzono dla następujących danych:

- $T_{cz} = 540^{\circ}$ C temperatura pary na wlocie do rurociągu,
- $T_w = 300^\circ \text{ C} \text{temperatura ścianki rurociągu,}$
- $w_{cz} = 30 \text{ m/s} \text{prędkość przepływu pary.}$



Sz. Lubecki, Optymalizacja nagrzewania i ochładzanie rurociągów parowych i elementów ciśnieniowych kotła

ELUENT (D) Fluent Inc	
8.130+02	
8.01e+02	
7.89e+02	
7.77e+02	
7.65e+02	
7.53e+02	
7.41e+02	
7.29e+02	
7.17e+02	
7.05e+02	
6.93e+02	
6.80e+02	
6.68e+02	(- 1)
6.56e+02	
6.44e+02	
6.32e+02	
6.20e+02	
6.08e+02	
5.96e+02	
5.84e+02	
5.726+02	
5.72e+02 Contours of Static Temperature (k) (Time=3.0000e-02)	Aug 10, 200

Rysunek 17 Rozkład temperatury pary otrzymany za pomocą programu Fluent w chwili czasowej t = 0.03 s.



Rysunek 18 Rozkład temperatury pary otrzymany za pomocą programu Fluent w chwili

czasowej t = 0,11 s.

9. Naprężenia cieplne w ściance rurociągu.

Naprężenia cieplne $\sigma_{w}^{(r,t)}$ w ściance rurociągu wyznaczone zostały ze wzoru [66]:

$$\sigma_{w}^{(r,t)} = \frac{E\overline{\beta}}{1-\upsilon} \Big[\overline{T_{w}}(t) - T_{w}(r,t) \Big], \qquad (31)$$

gdzie:

 $\overline{T}_{w}(t)$ - wartość średnia temperatury ścianki po jej grubości,

E - moduł sprężystości wzdłużnej [MPa],

 $\overline{\beta}$ - średni współczynnik rozszerzalności liniowej w przedziale od 0°C do temperatury T_w , 1/K,

v - liczba Poissona,

 $T_w(r,t)$ - temperatura ścianki w chwili t w punkcie o współrzędnej r ($r = r_z \text{ lub } r = r_w$).

Z analizy zamieszczonych na następnej stronie rysunków 19 i 20 wynika, że bezwzględna wartość naprężenia na powierzchni wewnętrznej (wartości ujemne na osi naprężeń) jest około dwukrotnie większa od wartości naprężenia na powierzchni zewnętrznej (wartości dodatnie). Dodatkowo, największe wartości naprężeń obwodowych występują przy najwyższej prędkości przepływu pary i występują one wcześniej niż przy niższych wartościach tej prędkości. Dla danej prędkości wartość maksymalna naprężeń na powierzchni występuje wcześniej aniżeli wartość maksymalna na ściance zewnętrznej.

Wyznaczone przebiegi naprężeń cieplnych w ściance rurociągu posłużyły jako dane wejściowe do wyznaczenia funkcji wpływu. Funkcja ta pozwala na wyznaczenie takiego optymalnego przebiegu zmian temperatury czynnika grzewczego, aby naprężenia w elemencie poddanym symulacji nie przekroczyły naprężeń dopuszczalnych dla materiału elementu.







Rysunek 20 Naprężenia cieplne obwodowe na ściance wewnętrznej i zewnętrznej rurociągu w punkcie z = 36 m od wlotu w czasie t - skala logarytmiczna.

10. Zastosowanie całki Duhamela do wyznaczenia optymalnego przebiegu zmian temperatury w trakcie nagrzewania i ochładzania elementów ciśnieniowych - opis metody.

Kontrolując naprężenia w elementach ciśnieniowych kotłów i turbin w trybie on-line, obliczenia przeprowadzane są zwykle na komputerach osobistych [66]. Wymaga to uproszczenia obliczeń, gdyż wyznaczanie naprężeń cieplnych w elementach konstrukcyjnych o złożonych kształtach za pomocą MES jest czasochłonne. Zakładając, że problem jest liniowy, czas obliczeń naprężeń można znacznie skrócić wykorzystując całkę Duhamela przy wyznaczaniu naprężeń cieplnych wywołanych zmianami temperatury czynnika w czasie.

W celu obliczenia naprężeń przy zmiennej w czasie temperaturze czynnika $T_{cz}(t)$ obliczana jest najpierw funkcja wpływu F(t) (rys. 21a), która przedstawia przebieg składowej stanu naprężenia, np. naprężenia osiowego lub promieniowego w danym punkcie ciała wywołany skokowym, jednostkowym wzrostem temperatury czynnika. Następnie przebieg temperatury czynnika $T_{cz}(f)$ przybliżany jest linią schodkową (rys. 21b), wykorzystywaną przy obliczaniu składowej stanu naprężenia za pomocą całki Duhamela.



Rysunek 21 Wyznaczanie naprężeń cieplnych z wykorzystaniem całki Duhamela.

Rozkład temperatury i naprężeń w elemencie ciśnieniowym wywołany skokowym, jednostkowym wzrostem temperatury czynnika łatwo obliczyć przy użyciu programów komputerowych wykorzystujących Metodę Elementów Skończonych (MES). Przebieg naprężenia przy skokowym, jednostkowym wymuszeniu temperaturowym nazywany będzie funkcją wpływu F(t) (rys. 22a). Oddzielne funkcje wpływu obliczane są dla poszczególnych

składowych stanu naprężenia, np. dla naprężenia obwodowego, osiowego itd., oraz dla różnych punktów wewnątrz elementu konstrukcyjnego.



Rysunek 22 Schemat obliczania całki Duhamela w zastosowaniu do naprężeń cieplnych.

Charakterystyczną cechą funkcji wpływu jest to, że naprężenie zmienia się gwałtownie po skokowej zmianie temperatury czynnika, dążąc jednak szybko do stanu ustalonego.

Po czasie t_R zmiany naprężenia są niewielkie i można przyjąć, że są one równe S (rys. 22a). Znając odpowiedź F(t) na skokowy jednostkowy wzrost temperatury, można również określić naprężenie przy dowolnej zmianie temperatury czynnika $T_{cz}(t)$ poprzez zsumowanie odpowiedzi na szereg nieskończenie małych skoków temperatury dT zachodzących w małych odstępach czasowych $d\theta$. Naprężenie cieplne σ_T w czasie t określone jest wzorem [66]:

$$\sigma_T = \int_0^t F(t-\theta) \frac{dT_{cz}(\theta)}{d\theta} d\theta$$
(32)

znanym jako całka Duhamela.

Uwzględniając, że dla czasu t> t_R funkcja wpływu jest stała i równa S, wzór powyższy można zapisać w postaci:

$$\sigma_{T} = \int_{0}^{t-\theta_{R}} S \frac{dT_{cz}(\theta)}{d\theta} d\theta + \int_{t-\theta_{R}}^{t} F(t-\theta) \frac{dT_{cz}(\theta)}{d\theta} d\theta$$
(33)

skąd otrzymuje się:

$$\sigma_{T} = (T_{R} - T_{0})S + \int_{t-\theta_{R}}^{t} F(t-\theta) \frac{dT_{cz}(\theta)}{d\theta} d\theta$$

gdzie T_0 jest temperaturą początkową i $T_R = T_{cz}(t_R)$.

Ze wzoru (powyżej) wynika, że całkowanie numeryczne jest potrzebne tylko w przedziale $(t - \theta_R, t)$ Można je przeprowadzić stosując proste metody całkowania numerycznego, np. metodę prostokątów lub trapezów. Do wyznaczenia funkcji wpływu można wykorzystać szeroko stosowane pakiety programów do obliczeń MES, jak np. ANSYS [3].

Poniżej opisana została szczegółowo całka Duhamela.



BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Interpretacja fizykalna całki Duhamela

Krzywą f(t) zamieniamy linią schodkową (rysunek 23). Im mniejsze i im liczniejsze są schodki tej linii, tym mniejsza jest różnica między linią schodkową i krzywą f(t). Każdy stopień linii schodkowej oznacza skok wymuszenia f(t) o wielkość Δf . Ten skok zachodzący w chwili λ powoduje w każdej późniejszej chwili t zmianę wielkości S(t) o ΔS , gdzie:

$$\Delta S = \Delta f u(t - \lambda) = \frac{\Delta f}{\Delta \lambda} u(t - \lambda) \Delta \lambda$$
(35)

Po dodaniu do siebie wszystkich zmian ΔS oraz założeniu, że f(0)=0 i $\Delta \lambda \rightarrow 0$ otrzymuje się



$$S(t) = \int_{0}^{t} \frac{df(\lambda)}{d\lambda} u(t-\lambda) d\lambda$$
(36)

Rysunek 24. Skoki wymuszeń.

lub ogólnie

$$t_{i} = i\Delta\lambda$$

$$f(t_{i}) = \sum_{j=1}^{i} \Delta f(i\Delta\lambda)$$

$$\Delta S_{\lambda} = \Delta f_{\lambda}u(t-\lambda) = \frac{\Delta f_{\lambda}}{\Delta\lambda}u(t-\lambda)\Delta\lambda$$

$$S(t_{M}) = \Delta f_{1}u(t_{M}-\lambda_{0}) + \Delta f_{2}u(t_{M}-\lambda_{1}) + \Delta f_{3}u(t_{M}-\lambda_{2}) + \dots + \Delta f_{M}u(t_{M}-\lambda_{M-1})$$
(37)

lub uwzględniając, że:

$$\Delta f_2 = f_2 - f_1, \ \Delta f_3 = f_3 - f_2, \ \Delta f_M = f_M - f_{M-1}$$
(38)

otrzymuje się:

$$S(t_{M}) = f_{1}u(t_{M} - \lambda_{0}) + (f_{2} - f_{1})u(t_{M} - \lambda_{1}) + (f_{3} - f_{2})u(t_{M} - \lambda_{2}) + + ... + (f_{M} - f_{M-1})u(t_{M} - \lambda_{M-1}) = = f_{1}[u(t_{M} - \lambda_{0}) - u(t_{M} - \lambda_{1})] + f_{2}[u(t_{M} - \lambda_{1}) - u(t_{M} - \lambda_{2})] + + f_{3}[u(t_{M} - \lambda_{1}) - u(t_{M} - \lambda_{3})] + ... + + f_{M-1}[u(t_{M} - \lambda_{M-1}) - u(t_{M} - \lambda_{M-2})] + f_{M}u(t_{M} - \lambda_{M-1})$$
(39)





Pierwsza postać całki Duhamela na postać:

$$\Delta S_{\lambda} = \Delta f_{\lambda} u(t - \lambda) = \frac{\Delta f_{\lambda}}{\Delta \lambda} u(t - \lambda) \Delta \lambda$$
(40)

Z postaci (37) otrzymuje się:

$$S(t) = \sum_{n=1}^{M} \Delta f_n u(t_M - \lambda_{n-1}) = \sum_{n=1}^{M} \frac{\Delta f_n}{\Delta \lambda} u(t_M - \lambda_{n-1}) \Delta \lambda$$

Gdy $\Delta \lambda \rightarrow 0$, wówczas:

$$S(t) = \int_{0}^{t} \frac{df(\lambda)}{d\lambda} u(t-\lambda) d\lambda$$
(41)

Postać (41) całki Duhamela można zamienić całkując (41) przez części:

$$S(t) = f(\lambda)u(t-\lambda)|_{0}^{t} + \int_{0}^{t} f(\lambda)\frac{\partial}{\partial\lambda}u(t-\lambda)d\lambda$$
(42)

Po uwzględnieniu w (42), że u(0)=0 oraz f(0)=o otrzymuje się:

$$S(t) = -\int_{0}^{t} f(\lambda) \frac{\partial u(t-\lambda)}{\partial \lambda} d\lambda$$
(43)

Po uwzględnieniu, że:

$$\frac{\partial u(t-\lambda)}{\partial t} = -\frac{\partial u(t-\lambda)}{\partial \lambda}$$
(44)

można wzór (42) zapisać w postaci:

$$S(t) = \int_{0}^{t} f(\lambda) \frac{\partial u(t-\lambda)}{\partial t} d\lambda$$
(45)

Ten sam wzór można otrzymać wychodząc z zależności(41). Uwzględniając, że $\lambda_i = i\Delta\lambda, i = 0, 1...M$, oraz:

$$\lambda_{j} - \lambda_{i} = j\Delta\lambda - i\Delta\lambda = (j - i)\Delta\lambda = \lambda_{j - i}.$$
(46)

Otrzymuje się z (39):

$$S(t_M) = \sum_{n=1}^{M} f_n \frac{u(t_M - \lambda_{n-1}) - u(t_M - \lambda_n)}{\Delta \lambda} \Delta \lambda$$
(47)

W przypadku granicznym $\Delta \lambda \rightarrow 0$ oraz $t_M = t$ otrzymuje się:

$$S(t) = \int_{0}^{t} f(\lambda) \left[-\frac{\partial u(t-\lambda)}{\partial \lambda} \right] d\lambda$$
(48)

Po uwzględnieniu (44) w (48) otrzymuje się ponownie (45).

Całkę Duhamela (45) stosuje się do zagadnień liniowych. Za funkcję f(t) można przyjąć gęstość strumienia ciepła q(t), temperaturę powierzchni $T_s(t)$ lub naprężenia cieplne $\sigma_w^{(r,t)}$.

Sz. Lubecki, Optymalizacja nagrzewania i ochładzanie rurociągów parowych i elementów ciśnieniowych kotła



Rysunek 26. Aproksymacja rzeczywistego przebiegu q(t) za pomocą linii schodkowej a) oraz zmiana temperatury wewnątrz ciała w punkcie o współrzędnej r_E przy jednostkowej, skokowej zmianie gęstości strumienia ciepła na powierzchni ciała b).

W przypadku przyjęcia za f(t) = q(t) (rys. 26), całka Duhamela (45) przyjmuje postać:

$$T(\mathbf{r},t) - T_0 = \int_0^t q(\lambda) \frac{\partial u(\mathbf{r},t-\lambda)}{\partial t} d\lambda$$
(49)

Sz. Lubecki, Optymalizacja nagrzewania i ochładzanie rurociągów parowych i elementów ciśnieniowych kotła



Rysunek 27. Aproksymacja rzeczywistego przebiegu temperatury powierzchni $T_s(t)$ za pomocą linii schodkowej a) oraz zmiana temperatury wewnątrz ciała w punkcie o współrzędnej r_E przy jednostkowej, skokowej zmianie temperatury powierzchni ciała b).

W przypadku przyjęcia za $f(t) = T_s(t)$ (rysunek 27), całka Duhamela (45) przyjmuje postać:

$$T(\mathbf{r},t) - T_0 = \int_0^t T_s(t) \frac{\partial u(\mathbf{r},t-\lambda)}{\partial t} d\lambda$$
(50)

W (49), $u(\mathbf{r},t)$ oznacza zmianę temperatury ciała w czasie o początkowej temperaturze równej zeru przy zmianie gęstości strumienia ciepła od zera do 1,tj. przy:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n}\Big|_{\mathbf{r}} = \mathbf{r}_{\mathbf{s}} = q = 1 \quad , t > 0$$
⁽⁵¹⁾

We wzorze (50), $u(\mathbf{r},t)$ oznacza zmianę temperatury ciała o temperaturze początkowej równej zeru przy skokowym wzroście temperatury powierzchni od zera do 1, tj. przy:

$$T(\mathbf{r}_{\mathbf{s}}, t) = 1, \quad , t > 0 \tag{52}$$

W zastosowaniach praktycznych istnieje różnica w otrzymanych wynikach, w zależności od tego, która z form całki Duhamela jest zastosowana. Jeżeli zmiany gęstości strumienia ciepła na powierzchni ciała q(t) przybliżone zostaną linią schodkową, wówczas przebieg temperatury powierzchni obliczony z pomocą wzoru (49) jest funkcją ciągłą, bez skoków temperatury w punktach czasowych $t_1 = \lambda_1, t_2 = \lambda_2, t_3 = \lambda_3, \dots, t_{M-1} = \lambda_{M-1}$.

Jeżeli temperatura powierzchni $T_s(t)$ zostanie przybliżona linia schodkową, wówczas gęstość strumienia ciepła na powierzchni ciała q(t) jest linią schodkową.

Z tego też względu, w zagadnieniach odwrotnych lepiej korzystać z formy (49), gdyż zmierzony przebieg temperatury jest funkcją ciągłą gładką, natomiast w wyniku rozwiązania otrzymuje się stała przedziałami gęstość strumienia ciepłą q(t) na powierzchni ciała.

Postać rozwiązania $u(\mathbf{r},t)$ opisująca zmiany temperatury wewnątrz ciała zależy od jego kształtu oraz przyjętych warunków brzegowych. Dla półprzestrzeni o prostych kształtach (rys. 54) oraz całki Duhamela (49) funkcje $u(\mathbf{r},t)$ przyjmują następującą postać:



Rysunek 28. Schemat ciał o prostych kształtach oraz przebieg gęstości strumienia na powierzchni ciała $-\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\Big|_{x=0} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial r}\Big|_{r=R} = 1\left[\frac{W}{m^2}\right], t > 0$.

a) Półprzestrzeń (rys. 28a.)

Rozwiązanie u(x, t) przy warunkach brzegowych:

$$-\lambda \frac{\partial u}{\partial x}\Big|_{x=0} = 1; \quad \frac{\partial u}{\partial x}\Big|_{x\to\infty} = 0; \quad u\Big|_{x\to\infty} = 0$$
(53)

oraz warunku początkowym:

$$u(x,t)\Big|_{t=0} = 0$$
(54)

ma postać:

$$u(x,t) = \frac{x}{\lambda} \left[2\sqrt{\frac{Fo_x}{\Pi}} \exp\left(-\frac{1}{4Fo_x}\right) - erfc \frac{1}{2\sqrt{2Fo_x}} \right] = \frac{2}{\sqrt{\lambda c\rho}} \sqrt{t} \cdot ierfc\xi$$
(55)

gdzie:

$$Fo_{x} = \frac{at}{x^{2}}; \quad \xi = \frac{x}{2\sqrt{at}}; \quad ierfc\xi = \frac{1}{\sqrt{\pi}}e^{-\xi^{2}} - \xi erfc\xi$$

b) Płyta (rys. 28b.)

Rozwiązanie u(x, t) przy warunkach brzegowych:

$$-\lambda \frac{\partial u}{\partial x}\Big|_{x=0} = 1; \quad \frac{\partial u}{\partial x}\Big|_{x\to L} = 0$$
(56)

i przy warunku początkowym:

$$u(x,t)\Big|_{t=0} = 0 \tag{57}$$

ma postać:

$$u(x,t) = \frac{L}{\lambda} \left[Fo - X + \frac{X^2}{2} + \frac{1}{3} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos[\mu_n (1-X)] \exp(-\mu_n^2 Fo) \right]$$
(58)

gdzie:

$$\mu_n = n\pi; \ X = \frac{x}{L}; \ A_n = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n^2}; \ Fo = \frac{at}{L^2}$$

c) Walec (rys. 28c.)

Rozwiązanie u(x, t) przy warunkach brzegowych:

$$-\lambda \frac{\partial u}{\partial r}\Big|_{r=R} = 1; \quad \frac{\partial T}{\partial t}\Big|_{r\to 0} = 0$$
(59)

i warunku początkowym:

$$u(r,t)\big|_{t=0} = 0 \tag{60}$$

55

ma postać:

$$u(r,t) = \frac{r_z}{\lambda} \left[2Fo + \frac{R^2}{2} - \frac{1}{4} - \sum_{n=1}^{\infty} A_n J_0(\mu_n R) \exp(-\mu_n^2 Fo) \right]$$
(61)

gdzie:

$$R = \frac{r}{r_z}; Fo = \frac{at}{r_z^2}; A_n = \frac{2}{\mu_n J_0(\mu_n)} \text{ oraz } \mu_n$$

są pierwiastkami równania charakterystycznego:

$$J_1(\mu_n) = 0 (62)$$

d) Kula (rys. 28d.)

Rozwiązanie u(r,t) przy identycznych warunkach brzegowych i warunku początkowym jak dla walca (wzory (59)-(60)) ma postać

$$u(r,t) = \frac{r_z}{\lambda} \left[3F_0 + \frac{R^2}{2} - \frac{3}{10} - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n}{R} \sin(\mu_n R) \exp(-\mu_n^2 F_0) \right]$$
(63)

gdzie:

$$R = \frac{r}{r_{z}}; \quad F_{0} = \frac{at}{r_{z}^{2}}; \quad A_{n} = \frac{2}{\mu_{n}^{3} \cos \mu_{n}}$$

oraz μ_n są pierwiastkami równania charakterystycznego:

$$tg\,\mu_n = \mu_n \tag{64}$$

METODY ODWROTNE WYKORZYSTUJĄCE CAŁKĘ DUHAMELA

W zagadnieniach odwrotnych temperatura powierzchni ciała lub gęstość strumienia ciepła na powierzchni ciała S_c (rys. 29) wyznaczane są na podstawie zmierzonego, czasowego przebiegu w punkcie P leżącym wewnątrz ciała. Jeżeli mierzona jest temperatura otoczenia T_{∞} , to może być również wyznaczony współczynnik wnikania ciepła na powierzchni ciała. Zmiany wyznaczonej gęstości strumienia ciepła w funkcji czasu przybliżone są zwykle linią schodkową co nie pociąga za sobą skokowych zmian temperatury powierzchni ciała. W przypadku, gdyby poszukiwany czasowy przebieg temperatury powierzchni przybliżony zostałby linią schodkową, to pojawiłyby się również skokowe zmiany gęstości strumienia ciepła na powierzchni ciała. Z tego też względu poszukiwaną wielkością będzie gęstość strumienia ciepła q(t), która dobierana będzie tak, aby:

$$y(t) - T(\vec{\mathbf{r}}_{\rm E}, t) = 0, \qquad (65)$$

gdzie y(t) jest temperaturą zmierzoną w punkcie $\vec{\mathbf{r}}_{\rm E}$ a temperatura $T(\vec{\mathbf{r}}_{\rm E},t)$ obliczoną w tym samym punkcie.



Rzeczywiste zmiany gęstości strumienia ciepła przybliżone zostaną linią schodkową (rys. powyżej.), dzięki czemu do wyznaczenia gęstości strumienia w poszczególnych przedziałach czasowych można wykorzystać całkę Duhamela. Dyskretna forma całki Duhamela (49) ma postać (47):

$$T(\overrightarrow{\mathbf{r}_{\mathbf{E}}}, t_{M}) = T_{0} + \sum_{n=1}^{\infty} q_{n} \left[u(\overrightarrow{\mathbf{r}_{\mathbf{E}}}, t_{M} - \lambda_{n-1}) - u(\overrightarrow{\mathbf{r}_{\mathbf{E}}}, t_{M} - \lambda_{n}) \right]$$
(66)

skąd otrzymuje się:

$$T(\overrightarrow{\mathbf{r}_{\mathbf{E}}}, t_{M}) = T_{0} + \sum_{n=1}^{M} q_{n} \left[u(\overrightarrow{\mathbf{r}_{\mathbf{E}}}, t_{M-n+1}) - u(\overrightarrow{\mathbf{r}_{\mathbf{E}}}, t_{M-n}) \right]$$
(67)

Oznaczając przez:

$$\Delta u_i = u(\overrightarrow{\mathbf{r}_{\mathbf{E}}}, t_{i+1}) - u(\overrightarrow{\mathbf{r}_{\mathbf{E}}}, t_i) = u_{i+1} - u_i$$
(68)

wzór (67) można zapisać w prostszej postaci:

$$T(\overrightarrow{\mathbf{r}}_{\mathbf{E}}, t_M) = T_0 + \sum_{n=1}^M q_n \Delta u_{M-n} , \qquad (69)$$

przy czym:

$$\Delta u_0 = u(\overrightarrow{\mathbf{r}_{\mathbf{E}}}, t_1) - u(\overrightarrow{\mathbf{r}_{\mathbf{E}}}, t_0) = u(\overrightarrow{\mathbf{r}_{\mathbf{E}}}, t_1) = u_1$$
(70)

gdyż $u(\overrightarrow{\mathbf{r}_{\mathbf{E}}},t_0) = u_0 = 0$.

Z pomiaru znane są temperatury y_i w punkcie $\vec{\mathbf{r}}_{\mathbf{E}}$ w dyskretnych punktach czasowych t_i :

$$y_i = y(t_i), \ i = 1, \dots, M$$
 (71)

Temperatury obliczone $T(\vec{\mathbf{r}}_{\rm E}, t_i)$ można wyznaczyć ze wzoru (69):

$$T_{1} = T(\vec{\mathbf{r}_{E}}, t_{1}) = T_{0} + q_{1}u_{1}, \quad M = 1;$$

$$T_{2} = T(\vec{\mathbf{r}_{E}}, t_{2}) = T_{0} + q_{1}\Delta u_{1} + q_{2}u_{2}, \quad M = 2;$$

$$T_{3} = T(\vec{\mathbf{r}_{E}}, t_{3}) = T_{0} + q_{1}\Delta u_{2} + q_{2}\Delta u_{1} + q_{3}u_{1}, \quad M = 3;$$

$$\dots \dots$$

$$T_{M} = T(\vec{\mathbf{r}_{E}}, t_{M}) = T_{0} + \sum_{n=1}^{M-1} q_{n}\Delta u_{M-n} + q_{M}u_{1}$$
(72)

Przyjmując, że równość (65) spełniona jest tylko w wybranych punktach czasowych t_i :

$$y(t_i) - T(\vec{\mathbf{r}}_{\mathbf{E}}, t_i) = 0, \ i = 1, 2, \dots, M$$
 (73)

gęstości strumienia ciepła $q_1, q_2, q_3, \dots, q_M$ wyznaczone będą sekwencyjnie, tzn. krok po kroku, najpierw q_1 , następnie q_2 , itd.

Przyjmując w równaniu (73) i=1 i podstawiając pierwsze z równań (72) otrzymuje się:

$$y_1 - T_0 - q_1 u_1 = 0, (74)$$

skąd:

$$q_1 = \frac{y_1 - T_0}{u_1} \tag{75}$$

5	C
Э	č

Znając q_1 można po podstawieniu drugiego z równań do (73) i przyjmując i=2 wyznaczyć q_2 :

$$q_2 = \frac{y_2 - T_0 - q_1 \Delta u_1}{u_1} \tag{76}$$

Z trzeciego z równań (73) otrzymuje się q3:

$$q_3 = \frac{y_3 - T_0 - q_1 \Delta u_2 - q_2 u_1}{u_1} \tag{77}$$

W ogólnym przypadku dla i=M otrzymuje się z równania (73):

$$q_{M} = \frac{y_{M} - T_{0} - \sum_{i=1}^{M-1} q_{i} \Delta u_{M-i}}{u_{1}}$$
(78)

Opisany wyżej algorytm przedstawił po raz pierwszy Stolz [58].

KONCEPCJA KROKÓW PRZYSZŁOSCIOWYCH

W celu zwiększenia stabilności obliczeń przy mniejszym kroku czasowym Δt_i (rys.30.) zastosowane zostaną kroki przyszłościowe, które w zagadnieniach odwrotnych po raz pierwszy wprowadził Beck [5].

Przedział czasu $(t_M - t_{M-1})$ zostanie sztucznie wydłużony o F czasowych kroków przyszłościowych zakładając jednocześnie, że w tak rozszerzonym przedziale $t_{M-1} \le t \le t_M$ gęstość strumienia ciepła pozostaje stałą i wynosi q_M. Zakładając, że gęstość strumienia ciepła q_M wyznaczona będzie z warunku

$$y(t_{M+F}) - T(\mathbf{\tilde{r}}_E, t_{M+F}) = 0$$
(79)

Przyjmuje się, że tak wyznaczone q_M obowiązuje tylko w przedziale $t_{M-1} \le t \le t_M$. W podobny sposób przeprowadza się obliczenia w następnym przedziale rozpoczynając od czasu t_M. Temperaturę obliczoną $T(\vec{\mathbf{r}}_E, t_{M+F})$ można wyznaczyć ze wzoru (69):



F - kroków przyszłościowych (w zadanym przypadku F=2).

Uwzględniając przyjęte założenie:

$$q_M = q_{M+1} = \dots = q_{M+F} \tag{81}$$

temperatury w punktach czasowych $t_{M+1}, ..., t_{M+F}$ można zapisać w postaci:

$$T_{M} = T_{M} \Big|_{q_{M}=0} + q_{M} u_{1}, \tag{82}$$

$$T_{M+1} = T_M \Big|_{q_M = q_{M+1} = 0} + (u_1 + \Delta u_1) q_M,$$
(83)

$$T_{M+F} = T_M \Big|_{q_M = \dots = q_{M+F} = 0} + \overbrace{(\Delta u_F + \Delta u_{F+1} + \dots + u_1)}^{u_{F+1}} q_M , \qquad (84)$$

gdzie:

$$T_{M}\Big|_{q_{M}=0} = \sum_{i=1}^{M-1} q_{i} \Delta u_{M-i} + T_{0}$$
(85)

$$T_M\Big|_{q_M = q_{M+1} = 0} = \sum_{i=1}^{M-1} q_i \Delta u_{M+1-i} + T_0$$
(86)

$$T_M\Big|_{q_M = \dots = q_{M+F} = 0} = \sum_{i=1}^{M-1} q_i \Delta u_{M+F-i} + T_0$$
(87)

 $T_{M=1}\Big|_{q_M=\ldots=q_{M+F}=0}=T_0$

60

Uwzględniając ponadto, że:

$$u_j = \sum_{i=1}^{j-1} \Delta u_i \tag{88}$$

gdzie:

$$\Delta u_i = u_{i+1} - u_i$$
$$\Delta u_0 = u_1,$$

temperaturę T_{M+F} , określoną wzorem (84) można zapisać w postaci:

$$T_{M+F} = T_M \Big|_{q_M = \dots = q_{M+F} = 0} + u_{F+1} q_M$$
(89)

Po podstawieniu (89) do (79) otrzymuje się

$$y(t_{M+F}) - T_M \Big|_{q_M = q_{M+F} = 0} + q_M u_{F+1} = 0$$
(90)

skąd otrzymuje się:

$$q_{M} = \frac{y(t_{M+F}) - T_{M} \Big|_{q_{M} = q_{M+F} = 0}}{u_{F+1}}, \quad M = 2, 3, \dots,$$
$$q_{1} = \frac{y(t_{F+1}) - T_{0}}{u_{F+1}},$$

lub:

$$q_{M} = K_{F} \left[y(t_{M+F}) - \sum_{i=1}^{M-1} q_{i} \Delta u_{M+F-i} - T_{0} \right], \quad K_{F} = \frac{1}{u_{F+1}}$$
(91)

Przy wyznaczaniu funkcji wpływu dla naprężeń, w miejsce T_0 wstawione będą naprężenia σ_0 , funkcje u_i reprezentować będą naprężenia cieplne przy skokowej zmianie temperatury o jeden Kelwin.

Wzór (91) pozwala obliczyć gęstość strumienia ciepła z większą częstotliwością, gdyż wybierając dostatecznie duża liczbę kroków przyszłościowych F można znacznie zmniejszyć krok Δt [5].

Sumaryczny przedział czasowy można również zmniejszyć do:

$$0,1 \le (F+1)\Delta F_0 \le 0,3 \tag{92}$$

gdzie:

$$\Delta F_0 = a \Delta t / E^2,$$

E- odległość czujnika temperatury od powierzchni czynnej.



Wadą wyznaczania gęstości strumienia ciepła q_M za pomocą równania (91) jest duża czułość uzyskanych wyników na przypadkowe błędy pomiaru temperatury. Z uwagi na swoja prostotę i łatwość zaprogramowania obliczeń na komputerze może być z łatwością zastosowana w praktyce, szczególnie w przypadkach gdy odległość E czujnika temperatury od powierzchni czynnej ciała jest niewielka i ograniczenie nie wymusza stosowania zbyt dużych przedziałów czasowych $(F+1)\Delta t$. Niekorzystny wpływ przypadkowych błędów pomiaru temperatury na wyznaczane gęstości strumienia ciepła może być zmniejszony poprzez wygładzanie zmierzonych przebiegów temperatury za pomocą globalnej aproksymacji wielomianowej funkcji sklejanych lub filtrację cyfrową. W celu ułatwienia obliczeń, w tablicy poniżej podano niektóre wartości temperatury bezwymiarowej płyty przy skokowej zmianie gęstości strumienia ciepła na jej czołowej powierzchni.

Tabela 2. Bezwymiarowa temperatura płyty $\theta = [(T - T_0)\lambda]/[qL]$ izolowanej na tylnej powierzchni (X=1.0) przy skokowym wzroście gęstości strumienia ciepła na powierzchni czołowej, X=x/L, Fo=at/L², $\theta = (T - T_0)\lambda/qL$, $u = \theta \frac{L}{\lambda}$

Lp	F ₀	X=0,1	X=0,5	X=1,0
1	0,0	0,000000	0,000000	0,000000
2	0,06	0,187832	0,023074	0,000786
3	0,12	0,299011	0,078777	0,014887
4	0,18	0,385686	0,138375	0,047584
5	0,24	0,460291	0,198337	0,092297
6	0,30	0,528355	0,258334	0,143824
7	0,36	0,592814	0,318333	0,199136
8	0,42	0,655281	0,378333	0,256543
9	0,48	0,716645	0,438333	0,315109
10	0,54	0,777399	0,498333	0,374315
11	0,60	0,837817	0,558333	0,433876
12	0,66	0,898048	0,618333	0,493634
13	0,72	0,958175	0,678333	0,553499
14	0,78	1,018246	0,738333	0,613425

62

15	0,84	1,078285	0,798333	0,673384
16	0,90	1,138307	0,858333	0,733361
17	0,96	1,198318	0,918333	0,793349
18	1,02	1,258325	0,978333	0,853342
19	1,08	1,318329	1,038333	0,913338
20	1,14	1,378331	1,098333	0,973336
21	1,2	1,438332	1,158333	1,033335
22	1,26	1,498332	1,218333	1,093334
23	1,32	1,558333	1,278333	1,153333
24	1,38	1,618333	1,338333	1,213333
25	1,44	1,678333	1,398333	1,273333
26	1,50	1,738333	1,458333	1,333333
27	1,56	1,798333	1,518333	1,393333
28	1,62	1,858333	1,578333	1,453333
29	1,68	1,918333	1,638333	1,513333
30	1,74	1,978333	1,698333	1,573333
31	1,80	2,038333	1,758332	1,633333

Odpowiedź u(F₀) na skok jednostkowy $-\lambda \partial T / \partial x \Big|_{x=0} = 1 W / m^2$ łatwo obliczyć z zależności $u = \theta \cdot L / \lambda$.

W zagadnieniach liniowych, gdy właściwości termofizyczne ciała są niezależne od temperatury, opisana metoda (91) jest konkurencyjna w stosunku do metod kroczących w przestrzeni jak i metody Becka należącej do metod kroczących w czasie [5].

11. Optymalizacja nagrzewania rurociągu- wyznaczenie optymalnej szybkości nagrzewania za pomocą całki Duhamela.

Na podstawie wyników otrzymanych z symulacji nagrzewania rurociągu wykonanych z zastosowaniem modelu rurociągu z dowolną ilością wierszy komórek w objętości ścianki rurociągu (ilość wierszy równa N=8), przeprowadzono obliczenia optymalnego przebiegu temperatury czynnika grzewczego na wlocie do zadanego odcinka rurociągu.

Obliczenia te zostały przeprowadzone przy założeniu, że naprężenia cieplne w ściance rurociągu są równe naprężeniom dopuszczalnym materiału z którego rurociąg został wykonany. Obliczenia wykonano dla trzech prędkości przepływu czynnika grzewczego.



Rys 31. Przebieg funkcji wpływu dla rurociągu parowego przy różnych prędkościach przepływu czynnika grzewczego.

Powyższy wykres (rysunek 31) przedstawia odpowiedź elementu badanego w postaci wyznaczonych naprężeń cieplnych przy skokowym wzroście temperatury pary o 1 stopień.

W trakcie przeprowadzania badań, wyliczone zostały naprężenia przy skoku temperatury czynnika grzewczego o 100 stopni. Następnie uzyskane w ten sposób wartości naprężeń cieplnych podzielono przez 100 aby uzyskać wartości dla skoku o 1 stopień.



Rys 32a. Teoretyczne optymalne przebiegi temperatury czynnika grzewczego wyznaczone w punkcie na włocie do rurociągu parowego.

Powyższy wykres (rysunek 32a) przedstawia teoretyczne optymalne przebiegi zmian temperatury czynnika grzewczego na wlocie do rurociągu.

Optymalne (teoretyczne) zmiany temperatury czynnika wynikające z tej metody trudno jest zrealizować w praktyce, gdyż w pierwszej fazie nagrzewania temperatura winna wzrosnąć nagle do bardzo wysokich wartości. Aby umożliwić stosowanie wyznaczonych krzywych, wprowadzono modyfikacje przebiegu teoretycznych optymalnych zmian temperatury czynnika grzewczego (rysunek 32b poniżej). Na początku fazy nagrzewania temperatura czynnika wzrasta skokowo do wartości minimalnej pierwszej fazy krzywej teoretycznej optymalnej prędkości nagrzewania. Dalsza zmiana temperatura w czasie wyznaczona została z otrzymanego wykresu optymalne prędkości nagrzewania.



Rys 32b. Optymalne przebiegi temperatury czynnika grzewczego wyznaczone w punkcie na wlocie do rurociągu parowego.

12. Optymalizacja nagrzewania elementów o złożonych kształtach- trójnik.

Problem optymalizacji nagrzewania i ochładzania elementów kotłów, turbin oraz innych elementów konstrukcyjnych ma duże znaczenie praktyczne. Z jednej bowiem strony nie przekraczane są naprężenia dopuszczalne w czasie nagrzewania lub ochładzania danego elementu, z drugiej zaś strony zmniejsza się czas trwania tych procesów [66]. Wydłużona jest więc trwałość elementów ciśnieniowych pracujących w zmiennych warunkach temperaturowych oraz zmniejszane są straty ciepła występujące w czasie rozruchu bloków energetycznych lub wcześniej mogą być rozpoczęte prace remontowe dzięki szybkiemu schładzaniu danego urządzenia, np. kotła lub turbiny.

W przypadku elementów ciśnieniowych o złozonych kształtach optymalizację przeprowadza się z uwagi na naprężenia zredukowane na wewnętrznej powierzchni elementu lub na brzegu otworu, jeżeli element jest osłabiony otworami.

Zagadnienie optymalizacji można traktować jako odwrotny problem przewodzenia ciepła, występujący również w kontroli naprężeń cieplnych na podstawie pomiaru temperatury w wybranym punkcie elementu. Gdy przyjmie się, że zadany jest przebieg ciśnienia p(t) lub też $p(T_{cz})$ oraz znany jest współczynnik wnikania ciepła $\alpha(t)$ na wewnętrznej powierzchni elementu, wówczas problem polega na znalezieniu takiego przebiegu czasowego temperatury $T_{cz}(t)$, przy którym naprężenia zredukowane na wewnętrznej powierzchni elementu są równe naprężeniom dopuszczalnym σ_{dop} . Problem można sformułować również nieco inaczej: zakładając, że na wewnętrznej powierzchni są mierzone naprężenia, należy znaleźć przebieg temperatury czynnika $T_{cz}(t)$, który te naprężenia wywołuje. Jest to więc zagadnienie bardzo podobne do odwrotnego problemu przewodzenia ciepła.

13. Zastosowanie programu Ansys do wyznaczenia funkcji wpływu.

Elementem grubościennym, jaki został poddany analizie nagrzewania w programie Ansys jest trójnik 406,4*56/406,4*56/406,4*56. Stosowany jest w rurociągach pary świeżej oraz przegrzanej bloku energetycznego elektrowni 360 MW.



Rysunek 33 Geometria trójnika T poddany analizie.

Parametry obliczeniowe wg przepisów UDT, dla których obliczone zostały wymiary trójnika to: ciśnienie obliczeniowe $p_0=18$ MPa, temperatura pary $t_p=540$ °C. Trójnik jest więc narażony na działanie wysokich naprężeń pochodzących nie tylko od ciśnienia przepływającego medium, ale także od jego temperatury, w trakcie uruchamiania lub odstawiania bloku energetycznego. W tym okresie pracy występują duże (gwałtowne) skoki temperatur nagrzewanego(ochładzanego) rurociągu parowego.

Symulacje nagrzewania trójnika T wykonane w środowisku ANSYS pozwoliły na określenie miejsc w trójniku, w których może dojść do przekroczenia dopuszczalnych wartości parametrów pracy

W języku APDL, w trakcie wykonywania symulacji w ANSYSIE, istnieje możliwość uruchamiania zewnętrznych programów i procedur obliczeniowych. Pozwala to na określenie temperatury na powierzchni wewnętrznej elementu poddanego symulacji(trójnik) na podstawie temperatury czynnika grzewczego zadanej na wlocie do długiego odcinka rurociągu parowego, znajdującego się przed badanym elementem. Rozwiązanie to pozwala uniknąć czasochłonnego modelowania i symulacji w ANSYSIE wspomnianego odcinka rurociągu oraz przyspieszyć proces wyznaczania optymalnej zmiany temperatury czynnika grzewczego.

Poniżej przedstawione zostaną optymalne przebiegi temperatur czynnika wyznaczone dla trójnika kotła 360MW. Naprężenia dopuszczalne obliczone dla stali 13HMF przy współczynniku bezpieczeństwa x = 1,6 wynoszą σ_{dop} = 61,8 MPa. Rysunki 36a, 36b i 36c przedstawiają rozkład temperatury w trójniku podczas nagrzewania po czasie t = 10s, t = 100s, t = 2000s.

Na rysunku 37 przedstawiono rozkład naprężeń w trójniku T w trakcie nagrzewania (temperatura początkowa 0°C).



Rysunek 34. Model trójnika T wykonany w programie Ansys (a), Część trójnika poddana symulacji w programie Ansys ze względu na osie symetrii elementu (b).



Rysunek 35. Siatki elementów skończonych nałożone w programie Ansys na model trójnika poddany symulacji nagrzewania.



Rys. 36a. Rozkład temperatury na powierzchni trójnika T w chwili czasowej 10 s.



Rys. 36b. Rozkład temperatury na powierzchni trójnika T w chwili czasowej 100 s.



Rys. 36c. Rozkład temperatury na powierzchni trójnika T w chwili czasowej 1000 s.



Rys. 36c. Rozkład temperatury na powierzchni trójnika T w chwili czasowej 2000 s.



Rys. 37. Rozkład naprężeń w trójniku T(von Mises stress).



Rys. 38. Przebieg funkcji wpływu dla trójnika T na powierzchni wewnętrznej w punkcie MX przy prędkości przepływu pary $w_{cz} = 30$ m/s.
Na rysunku 38 (poprzednia strona) pokazano przebieg funkcji wpływu (naprężeń) dla trójnika T, otrzymany w wyniku symulacji nagrzewania od 0°C do 100°C.

Rysunek 39 poniżej przedstawia optymalny przebieg zmian temperatury czynnika grzewczego na wlocie do rurociągu parowego przed badanym trójnikiem.



Rys. 39. Optymalny przebieg temperatury w trakcie nagrzewania trójnika T.

14.Całka Duhamela- wpływ liczby kroków przyszłościowych na wyznaczany przebieg temperatury.

W trakcie prowadzonych obliczeń sprawdzono wpływ liczby kroków przyszłościowych przyjętej w procedurze na przebieg wyznaczanej optymalnej prędkości nagrzewania rurociągu parowego.

Obliczenia sprawdzające wykonano dla wszystkich trzech prędkości przepływu pary dla których wyznaczone zostały wcześniej optymalne przebiegi temperatury nagrzewania, tj:

- 1) 10 m/s,
- 2) 30 m/s,
- 3) 60 m/s.

Przyjęto następujące ilości kroków przyszłościowych dla każdej z zadanych prędkości przepływu pary przez badany odcinek rurociągu: 1 krok, 5 kroków, 10 kroków, 20 kroków, oraz 50 kroków.

Poniżej zamieszczone zostały wykresy obliczeń dla wszystkich prędkości przepływu pary oraz przyjętych w procedurze ilości kroków przyszłościowych (rysunki 38 ÷ 40).



Rysunek 38. Przebiegi optymalnych zmian temperatury pary w trakcie nagrzewania rurociągu przy prędkości przepływu w_{cz}=10 m/s dla zadanych ilości kroków przyszłościowych (F= 1 \div 50).



Rysunek 39. Przebiegi optymalnych zmian temperatury pary w trakcie nagrzewania rurociągu przy prędkości przepływu w_{cz}=30 m/s dla zadanych ilości kroków przyszłościowych (F= 1 \div 20).



Rysunek 40. Przebiegi optymalnych zmian temperatury pary w trakcie nagrzewania rurociągu przy prędkości przepływu w_{cz}=60 m/s dla zadanych ilości kroków przyszłościowych (F= 1 \div 20).

Z analizy powyższych wykresów wynika, że w zadanym zakresie, liczba kroków przyszłościowych nie ma istotnego wpływu na przebieg optymalnej prędkości nagrzewania rurociągu parowego. Pozwala to stwierdzić iż całka Duhamela z zastosowaniem w procedurze obliczeniowej kroków przyszłościowych może być z powodzeniem wykorzystywana do wyznaczania optymalnych szybkości nagrzewania przy założeniu, że naprężenia w ściance rurociągu nie przekraczają naprężeń dopuszczalnych materiału.

15. Optymalizacja ochładzania rurociągu parowego oraz trójnika.

W trakcie prowadzonych obliczeń wykonano symulację ochładzania badanego rurociągu oraz trójnika.

Na rysunku 41 przedstawiono wyniki symulacji optymalnego ochładzania rurociągu parowego dla zadanych prędkości przepływu pary 60 m/s oraz 30 m/s.





Z analizy powyższego wykresu wynika iż niemożliwe jest prowadzenie ochładzania rurociągu według teoretycznych optymalnych przebiegów zmian temperatury czynnika, gdyż na samym początku procesu wymagałoby to skokowego obniżenia temperatury czynnika a następnie ponownego skoku wzrostu temperatury czynnika do określonego maksimum.

Celem umożliwienia stosowania wyznaczonych przebiegów ochładzania rurociągu w praktyce, wprowadzono modyfikacje wykresów, przedstawione na rysunkach 42a i 42b.

Sz. Lubecki, Optymalizacja nagrzewania i ochładzanie rurociągów parowych i elementów ciśnieniowych kotła

a)

b)



Rysunek 42. Optymalny przebieg temperatury w trakcie ochładzania rurociągu przy różnych prędkościach przepływu pary: a) $w_{cz} = 60 \text{ m/s}$, b) $w_{cz} = 30 \text{ m/s}$.

Na rys. 43 przedstawiono optymalny przebieg zmian temperatury czynnika grzewczego w trakcie ochładzania trójnika T przy prędkości przepływu pary w_{cz}=30 m/s.

a)

b)



Rysunek 43. Optymalny przebieg temperatury w trakcie ochładzania trójnika T: a) -przebieg teoretyczny zmian temperatury czynnika, b)- przebieg optymalny.



Optymalne nagrzewanie rurociągu parowego. 16.

Na bazie wyznaczonych optymalnych przebiegów temperatury czynnika grzewczego wykonano symulację optymalnego nagrzewania rurociągu oraz wyznaczono przebieg naprężeń cieplnych obwodowych na ściance wewnętrznej rurociągu (rys. 44-46).

Tabela 3. Przebiegi zmian temperatury czynnika grzewczego w trakcie optymalnego nagrzewania rurociągu.

Prędkość przepływu pary	Funkcja optymalnych zmian temperatury pary w czasie		
60 m/s	$T_{cz}(t) = \begin{cases} dla \ t < 8 \ [s] \to T_{cz} = 52 \ [°C] \\ dla \ t \in \langle 8,830 \rangle \ [s] \to T_{cz} = 0.593855 \cdot t + 47.1 \ [°C] \end{cases}$		
	dla t≥830 [s] → $T_{cz} = 540$ [°C]		
30 m/s	$T_{cz}(t) = \begin{cases} dla \ t < 11 \ [s] \to T_{cz} = 75.8 \ [°C] \\ dla \ t \in \langle 11,802 \rangle \ [s] \to T_{cz} = 0.587112 \cdot t + 68.1 \ [°C] \\ dla \ t \ge 802 \ [s] \to T_{cz} = 540 \ [°C] \end{cases}$		
		10 m/s	$\int dla \ t < 16[s] \rightarrow T_{cz} = 165 \ [^{\circ}C]$
			$T_{cz}(t) = \begin{cases} dla \ t \in (16,188) \ [s] \rightarrow T_{cz} = 0.591716 \cdot t + 326.1 \ [°C] \end{cases}$
dla t≥188 [s] → T_{cz} = 540 [°C]			



Rysunek 44. Naprężenia cieplne obwodowe na ściance wewnętrznej rurociągu w punkcie z = 36 m od wlotu w trakcie optymalnego nagrzewania - prędkość przepływu pary w_{cz}=60 m/s.



Rysunek 46. Naprężenia cieplne obwodowe na ściance wewnętrznej rurociągu w punkcie z = 36 m od włotu w trakcie optymalnego nagrzewania - prędkość przepływu pary w_{cz}=10 m/s.

Wnioski

Elementy ciśnieniowe w blokach energetycznych pracujące w wysokich temperaturach narażone są na wysokie naprężenia cieplne. Spowodowane jest to zmianami temperatury czynnika grzewczego w czasie.

Opracowane dotychczas metody optymalnego przeprowadzania procesu nagrzewania lub ochładzania dotyczą ścianek płaskich lub cylindrycznych. W przypadku optymalizacji elementów o złożonych kształtach prace skupiają się na optymalizacji nagrzewania tych elementów przy założeniu sterowania temperaturą czynnika grzewczego bezpośrednio na wlocie do badanego elementu(powierzchni zewnętrznej/wewnętrznej elementu).

W pracy postawiono pytanie o możliwość opracowania modelu takiego sterowania temperaturą czynnika grzewczego na wlocie do rurociągu parowego, aby naprężenia cieplne występujące w elemencie rurociągu lub armaturze zainstalowanej na przewodzie nie przekraczały naprężeń dopuszczalnych materiału rurociągu(armatury).

W zaproponowanej metodzie obliczeń rozpatrywana jest sprzężona wymianę ciepła, gdzie jednocześnie wyznaczana jest temperatura czynnika grzewczego i ścianki. W trakcie obliczeń przeanalizowano dwa przypadki nagrzewania elementów układu elektrowni.

Pierwszy elementem jest prosty odcinek rurociągu, przez który przepływa przegrzana para wodna. Dla tego przypadku opracowano numeryczny model nagrzewania rurociągu. W wyniku przeprowadzonych symulacji komputerowych otrzymano tzw. funkcje wpływu dla pola naprężeń cieplnych występujących w ściance rurociągu w trakcie procesu nagrzewania. Funkcje te został użyte do wyznaczenia optymalnych przebiegów temperatury czynnika grzewczego przy założeniu, że naprężenia w ściance rurociągu są równe naprężeniom dopuszczalnym materiału.

Drugim elementem poddanym analizie jest trójnik T stosowany w rurociągach pary świeżej oraz przegrzanej. Dla tego elementu przeprowadzono symulację nagrzewania przy zadanych warunkach brzegowych i początkowych otrzymanych z symulacji nagrzewania rurociągu. Otrzymane krzywe naprężeń cieplnych w ściance trójnika posłużyły do wyznaczenia optymalnych przebiegów nagrzewania.

Optymalne krzywe nagrzewania zostały wyznaczone przy użyciu całki Duhamela z zastosowaniem "kroków przyszłościowych". Optymalne (teoretyczne) zmiany temperatury czynnika wynikające z tej metody trudno jest zrealizować w praktyce, gdyż w pierwszej fazie nagrzewania temperatura winna wzrosnąć nagle do bardzo wysokich wartości a następnie spaść do określonego minimum. Aby umożliwić stosowanie wyznaczonych

krzywych wprowadzono modyfikacje przebiegu optymalnych zmian temperatury czynnika grzewczego. Na początku fazy nagrzewania temperatura czynnika wzrasta skokowo do wartości minimalnej pierwszej fazy krzywej teoretycznej optymalnej prędkości nagrzewania. Dalsza zmiana temperatury w czasie wyznaczona została z otrzymanego wykresu optymalnej prędkości nagrzewania.

Dla rurociągu parowego wyznaczono przebiegi naprężeń obwodowych w odległym punkcie w trakcie optymalnego nagrzewania elementu.

Dla obu badanych elementów systemu energetycznego (rurociąg parowy, trójnik T) wyznaczono optymalne przebiegi zmian temperatury czynnika w trakcie procesu ochładzania, który występuje w trakcie odstawiania bloku energetycznego.

Metoda obliczeń zaproponowana w rozprawie jest bardzo szybka i pozwala na skrócenie czasu nagrzewania elementów kotła w trakcie fazy jego rozruchu przy założeniu, że naprężenia cieplne występujące w elemencie w trakcie nagrzewania nie przekraczają wartości naprężeń dopuszczalnych materiału z którego wykonany jest element. Zastosowana w praktyce pozwoli na wyznaczenie optymalnych krzywych rozruchowych kotła jak również temperatury czynnika roboczego za kotłem.

Literatura

- Al-Zaharnah I., Yilbas B. S., Hashmi M. S. J., Pulsating flow in circular pipes

 the analysis of thermal stresses, International Journal of Pressure Vessels
 and Piping, Volume 78, Issue 8, August 2001, Pages 567-579.
- [2] Anderson J. D.: Computational Fluid Dynamics. The Basics with Applications. New York, McGraw-Hill 1995.
- [3] Ansys 8, Documentation.
- [4] ASME Steam Tables. Sixth Edition, The American Society of Mechanical Engineers. New York 1993.
- [5] Beck J.V., Inverse heat conduction- Ill-posed problems, A Wiley-Interscience Publication, 1985.
- [6] Carucci VA, et al. Recommendations for design of vessels for elevated temperature service. Weld Res Counc Bull No. 470 2002;21.
- [7] Cwynar L., Rozruch kotłów parowych. WNT, Warszawa 1981.
- [8] Duda P., Taler J.: Identification of transient temperature and thermal stress distributions using the least squares method. Cracow, Poland. European Conference on Computational Mechanics, ECCM-2001, June 26-29, 2001.
- [9] Duda P., Taler J.: Method for solving inverse problems encountered in monitoring of thermal stresses. Archives of Thermodynamics, 2000. Vol.21, No.3-4, s.25-39.
- [10] Duda P., Taler J.: Solution of inverse heat conduction problems using the least squares method. Fourth International Congress on Thermal Stresses, Thermal Stresses 2001. Osaka, Japan, June 8-11 2001, s. 523-526.
- [11] E. Paffumi, K.-F. Nilsson, N.G. Taylor, Simulation of thermal fatigue damage in a 316L model pipe component, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 85, Issue 11, Pages 745-824 (November 2008).
- [12] Evans G., Blackledge J., Yardley P.: Numerical Methods for Partial Differential Equations. Springer, London 2000.
- [13] Fedyaev A.A., A mathematical model for energy optimization of heat and mass transfer equipment, in: Collected Papers of Bratsk Industrial Institute, Izd. BrII, Bratsk, 1998, pp. 193–194.
- [14] Fletcher C. A. J.: Computational Galerkin Methods. New York, Springer-Verlag 1984.
- [15] FLUENT 6.0, Fluent Inc., Lebanon USA 2004.

- [16] Fonseca E. M. M., de Melo F.J.M.Q., Oliveira C.A.M., The thermal and mechanical behaviour of structural steel piping systems, International Journal of Pressure Vessels and Piping 82 (2005) 145–153.
- [17] Furuhashi I., Watashi K., A simplified method of stress calculation of a nozzle subjected to a thermal transient, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 45, Issue 2, 1991, Pages 133-162.
- [18] Gabrielaitiene I, et al. Analysis of fluid flow and heat transfer in district heating pipelines using the finite element method. Heat Transfer VII. Southampton: WIT Press 2002;13–22.
- [19] Gamby D., Hoellinger G. Thermal stresses in helical tubes, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 29, Issue 3, 1987, Pages 195-215.
- [20] Guozhong C., Zhimin F., Xianfeng J., Gan L., Analyses on interaction of internal and external surface cracks in a pressurized cylinder by hybrid boundary element method, International Journal of Pressure Vessels and Piping 81 (2004) 443–449.
- [21] Hirsch C.: Numerical Computation of Internal and External Flows. Vol. I. New York, Wiley 1988.
- [22] Huebner K. H.: The Finite Element Method for Engineers. New York, Wiley 1975.
- [23] Incropera F.P., DeWitt D.P.: Fundamentals of Heat and Mass Transfer. New York, John Wiley & Sons 1996.
- [24] Instrukcja rozruchu kotła z elektrowni Siersza w Trzebini.
- [25] Islamoglu Y. Finite element model for thermal analysis of ceramic heat exchanger tube under axial non-uniform convective heat transfer coefficient. Materials & Design, Volume 25, Issue 6, September 2004, Pages 479-482.
- [26] Janiczek R. S., Eksploatacja turbin parowych, Wydawnictwo Naukowo Techniczne, Wydanie 2, Warszawa 1992.
- [27] Kędziora S., Kubiak T.: O metodzie elementów skończonych, Dozór Techniczny 3/1999.
- [28] Kessal M., Bennacer R., A new gas release model for a homogeneous liquid–gas mixture flow in pipelines, International Journal of Pressure Vessels and Piping 82 (2005) 713–721.
- [29] Kim Y.W., Lee H.Y., Yoo B., Numerical evaluation of stress intensity factor for vessel and pipe subjected to thermal shock, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 58, Issue 2, 1994, Pages 215-222.

- [30] Kistenmacher G. Some design aspects related to stresses and strains in high temperature piping, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 15, Issue 3, 1984, Pages 193-204.
- [31] Laudyn D., Pawlik M., Strzelczyk F.: Elektrownie, WN-T, Warszawa 2000.
- [32] Lin Y., Xie Y. J., Wang X. H., Luo H., Risk analysis of in-service pressure piping containing defects, International Journal of Pressure Vessels and Piping 81 (2004) p. 13–20.
- [33] Liu M. -S., Dong Q. -W., Wang D. -B., Ling X., Numerical simulation of thermal stress in tube-sheet of heat transfer equipment, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 76, Issue 10, August 1999, Pages 671-675.
- [34] Lubecki S., Taler D., Sobota T., Numerical optimization of steam pipeline heating with respect to thermal stresses, Archives of Thermodynamics, Vol. 29(2008), No. 4, 1-10.
- [35] Lubecki Sz., Taler D., Sobota T., Analiza pola temperatury i naprężeń cieplnych w czasie nagrzewania i ochładzania rurociągu parowego, X Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna, Bielsko-Biała, czerwiec 2006- Forum Energetyków GRE 2006.
- [36] M. Jabbari, A. Bahtui, M.R. Eslami, Axisymmetric mechanical and thermal stresses in thick short length FGM cylinders, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 86, Issue 5, Pages 291-344 (May 2009).
- [37] M. Qadir, D. Redekop, SCF analysis of a pressurized vessel-nozzle intersection with wall thinning damage, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 86, Issue 8, Pages 475-554 (August 2009).
- [38] Madureira L., Melo F. Q., Stress analysis of curved pipes with a hybrid formulation, International Journal of Pressure Vessels and Piping 81 (2004) 243–249.
- [39] Majumdar P., Mukhopadhyay D., Gupta S.K., Kushwaha H.S., Venkat Raj V., Simulation of pressure tube deformation during high temperature transients, International Journal of Pressure Vessels and Piping 81 (2004) 575–581.
- [40] Moaveni S.: Finite Element Method. Theory and Applications with ANSYS. Upper Saddle River, Prentice Hall 1999.
- [41] Nigmatulin R.I., Heat and mass transfer processes in power systems, Proceedings of the Eighth All-Russia Congress on Theoretical and Applied Mechanics, Perm, 23–29 August 2001, Izd. UrO RAN, Ekaterinburg, 2001, pp. 453–454.

- [42] Nowzartash F., Mohareb M., An elasto-plastic finite element for steel pipelines, International Journal of Pressure Vessels and Piping 81 (2004) 919–930.
- [43] PN-92/M-34031. Rurociągi pary i wody gorącej Ogólne wymagania i badania.
- [44] PN-H-74252: 1998. Rury stalowe bez szwu kotłowe.
- [45] Reddy J. N., Gartling D. K.: The Finite Element Method in Heat Transfer and Fluid Dynamics. Boca Raton, CRC Press 1994.
- [46] Riley K.F., Hobson M.P., Bence S.J.: Mathematical Methods for Physics and Engineering. Cambridge, Cambridge University Press 1998.
- [47] Rozporządzenie Rady Ministrów z 16.07.2002 r. w sprawie rodzajów urządzeń technicznych podlegających dozorowi technicznemu. Dziennik Ustaw z 2002 r., nr 120, poz. 1021.
- [48] Rup K., Taler J.: Określenie nieustalonego pola temperatury w ściance płaskiej przy zmiennym współczynniku przewodnictwa cieplnego. Mechanika Teoretyczna i Stosowana,1977. Vol. 15, Nr 1, str. 21-28.
- [49] Rup K., Taler J.: Przybliżona analiza nieustalonego pola temperatury w żebrach prostych. Rozprawy Inżynierskie, 1979. Nr 1, s. 145-153.
- [50] S. Marie, S. Chapuliot, Improvement of the calculation of the stress intensity factors for underclad and through-clad defects in a reactor pressure vessel subjected to a pressurised thermal shock, International Journal of Pressure Vessels and Piping Volume 85, Issue 8, Pages 517-580 (August 2008).
- [51] S.M. Nabavi, A.R. Shahani, Thermal stress intensity factors for a cracked cylinder under transient thermal loading, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 86, Issues 2-3, Pages 133-238 (February-March 2009).
- [52] Schwarz M., Flexibility analysis of the vessel-piping interface, International Journal of Pressure Vessels and Piping 81 (2004) 181–189.
- [53] Sergeeva L, An investigation of the strength of branch areas in the piping of nuclear power installations, Nuclear Engineering and Design 196 (2000) 105–110.
- [54] Serov E. P., Korolkov B. P., Dinamika parogienieratorov. Wydanie drugie, Energoizdat, Moskwa 1981.
- [55] Sobota T., Taler D., Lubecki Sz.: Nagrzewanie i ochładzanie rurociągów, Prace Naukowe Mechanika zeszyt 211, Warszawa 2005.
- [56] Sobota T., Taler D., Lubecki Sz.: Nieustalona wymiana ciepła przy przepływie płynu w grubościennym rurociągu. XIX Zjazd Termodynamików, Sopot, 5-8.09.2005.

- [57] Stephane M., Analytical expression of the thermal stresses in a vessel or pipe with cladding submitted to any thermal transient, International Journal of Pressure Vessels and Piping 81 (2004) 303–312.
- [58] Stolz G., Numerical solutions to an inverse problem of heat conduction for simple shapes, Transactions of ASME, J. Heat Transfer, Vol. 82, February 1960, No 1, s. 20-26.
- [59] T.H. Hyde, R. Luo, A.A. Becker, Analysis of stresses in pipes indented by long external indentations and subsequent stress variations due to pressure fluctuations, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 86, Issue 7, Pages 395-474 (July 2009).
- [60] Taler D., Taler J., Optimum heating of thick plate, International Journal of Heat and Mass Transfer 52 (2009), p. 2335-2342.
- [61] Taler J, Duda P., Rozwiązywanie prostych i odwrotnych zagadnień przewodzenia ciepła, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2003.
- [62] Taler J., Duda P.: A space marching method for multidimensional transient inverse heat conduction problems. Heat and Mass Transfer,1999. Vol 34, s. 349-356.
- [63] Taler J., Dzierwa P., Taler D., Optimum heating of pressure components of large steam boilers, Forschung im Ingenieurwesen Volume 73, Number 3 / September, 2009, p. 183-192.
- [64] Taler J., Rup K.: Zastosowanie metody bilansu cieplnego do określenia nieustalonego pola temperatur i naprężeń w ściance płaskiej. Inżynieria Chemiczna,1976. Vol. VI, Nr 3, s. 657-672.
- [65] Taler J., Zastosowanie metody najmniejszych kwadratów do zagadnień nieustalonego przewodzenia ciepła, Archiwum Budowy Maszyn, 1978, Vol.25, Nr 3, s.483-502.
- [66] Taler J.: Teoria i praktyka identyfikacji procesów przepływu ciepła, Wydawnictwo Ossolineum, Warszawa 1995.
- [67] The Heat Transfer Problem Solver. New Jersey, Piscataway, Research and Education Association 1999.
- [68] VDI Wärmeatlas, Vierte Auflage. Düsseldorf, VDI Verlag 1984.
- [69] Zienkiewicz O. C., Taylor R. L.: The Finite Element Method. Fifth Edition.Oxford, Butterworth-Heinemann 2000.
- [70] Zucca S., Botto D., Gola M.M., Faster on-line calculation of thermal stresses by time integration, International Journal of Pressure Vessels and Piping 81 (2004),p. 393–399.

