Politechnika Śląska w Gliwicach

Wydział Automatyki, Elektroniki i Informatyki

Rafał Czubasiewicz

Modelowanie i zaawansowane algorytmy sterowania procesami dystrybucji i wymiany ciepła

Obszerne streszczenie rozprawy doktorskiej

Rozprawa doktorska napisana pod kierunkiem dr hab. inż. Jacka Czeczota prof. nzw. w Politechnice Śląskiej

Spis treści

1.	Ws	tęp – motywacja i cel pracy	2
2.	Lal	boratoryjna instalacja dystrybucji i wymiany ciepła	5
3.	Modelowanie		7
	3.1.	Elektryczny piec przepływowy	7
	3.2.	Wymiennik ciepła	11
	3.3.	Zawory	18
	3.4.	Rurociągi	19
	3.5.	Walidacja symulatora instalacji	21
4.	Sterowanie		23
	4.1.	Regulacja temperatury wody wypływającej z pieca	23
	4.2.	Regulacja temperatury wody wypływającej z wymiennika	25
	4.2	1. Dwupętlowa struktura układu regulacji	26
	4.2	2. Kaskadowa struktura układu regulacji	28
	4.2	3. Jednopętlowa struktura układu regulacji	31
5.	Poo	lsumowanie	34
Publikacje autora			37
Bibliografia cytowana w streszczeniu			38

1. Wstęp – motywacja i cel pracy

Energia cieplna, to obok energii elektrycznej, jedna z podstawowych form energii wykorzystywanych przez nas każdego dnia. W Polsce ciepło pozyskiwane jest przede wszystkim z procesu spalania paliw kopalnych w ciepłowniach oraz w wytwarzaniu skojarzonym z produkcją energii elektrycznej (kogeneracja). W ostatnich latach coraz większy udział w tym procesie mają - ze względów ekologicznych i ekonomicznych odnawialne źródła energii (OZE) (URE, 2018). Wytworzone ciepło wykorzystuje się w procesach produkcyjnych w zakładach przemysłowych oraz w celach komunalnych, do przygotowania ciepłej wody użytkowej (C.W.U.) a także zapewnienia komfortu cieplnego w miejscach stałego przebywania ludzi (Fanger, 1974; Foit, 2012). Ciepło wytworzone w źródle może być przekazywane bezpośrednio do punktu odbioru przy użyciu czynnika grzejnego poprzez sieci cieplne, jednak najczęściej ze względów technologicznych i ekonomicznych separuje się źródła ciepła (piece, kotły, instalacje solarne) od układów dystrybucji. Oddziela się również wewnętrzne sieci odbiorców od sieci miejskich. Miejscami stykowymi poszczególnych układów są węzły cieplne (Weber, 1975; Kamler, 1976). Można klasyfikować je na różne sposoby: według rodzaju połączenia sieci cieplnych (bezpośrednie lub pośrednie), pełnionej funkcji (centralnego ogrzewania, ciepłej wody ciepła technologicznego), liczby pełnionych funkcji (jedno-, dwuużytkowej, i wielofunkcyjne) oraz względem wielu innych kryteriów (Szczechowiak i in., 1994; Szkarowski i Łatowski, 2006; Foit, 2012). W handlu dostępne są kompaktowe węzły cieplne, będące gotowymi układami hydraulicznymi wraz z układem regulacji, wymagającymi jedynie przyłączenia z jednej strony do sieci cieplnej, a z drugiej do instalacji odbiorcy (Danfoss, ETX).

Jednym z przedmiotów badań nad poprawą efektywności procesu dystrybucji ciepła jest sterowanie pracą węzłów cieplnych. Badania prowadzone w tym kierunku mają na celu uzyskanie jak największej ich wydajności przy maksymalizacji oszczędności energii. Próbuje się to osiągać przez:

- zastosowanie różnych struktur układów regulacji (Gustafsson i in., 2010; Gustafsson i in., 2011);
- zastosowanie różnych algorytmów sterowania (Krzyżak i Lichota, 2000; Wang i in. 2011; Czeczot i in., 2010; Vasičkaninová i in., 2011; Al-Dawery i in., 2012; Nowak i Czeczot, 2013; Frątczak i in., 2018);
- sterowanie doborem aktualnie najlepszego źródła ciepła (Zimny i Michalak, 2007).

Większość z układów sterowania pracuje przy określeniu temperatury czynnika grzewczego, opuszczającego węzeł cieplny po stronie wtórnej, jako wielkości regulowanej na poziomie wartości zadanej. Dlatego istotne jest także podejście do optymalizacji zużycia energii cieplnej, poprzez programową zmianę wartości zadanej tej temperatury. Odbywa się to w ujęciu najczęściej dobowym i polega przykładowo na obniżaniu temperatury zadanej dla instalacji grzewczej w czasie, gdy ogrzewany obiekt nie jest użytkowany (Foit, 2012).

Należy mieć także na uwadze, że istniejące układy regulacji wykorzystujące klasyczne rozwiązania są często niewłaściwie nastrojone. Analiza 26 000 przemysłowych układów regulacji (wykorzystujących regulatory PID) doprowadziła do następujących wniosków:

16% regulatorów posiadało dobrze dobrane nastawy, 16% akceptowalnie, 22% przeciętnie, 10% słabo, natomiast 36% układów działało w otwartej pętli regulacji (Desborough i Miller, 2002). Inne badania prezentują podobną skalę problemu, określając około 30% układów regulacji za pracujące oscylacyjnie (Białkowski, 1993). Zatem istota poprawy jakości procesu nie zawsze oznacza konieczność dokonywania wielkich zmian w istniejących układach regulacji, a wymaga jedynie dobrania właściwych nastaw regulatorów. Jednakże bywa to problematyczne, gdyż często w pracujących już układach nie można sobie pozwolić na prowadzenie eksperymentów związanych ze strojeniem układu regulacji. Innym sposobem rozwiązania problemu niskiej jakości regulacji jest zastosowanie zaawansowanych algorytmów sterowania (Rhinehart i in., 2011; Tatjewski, 2016). Jednak użycie ich w istniejących układach regulacji, bez uprzedniej weryfikacji, napotyka na te same problemy co procedura strojenia. Z tego względu prowadzi się badania, przede wszystkim laboratoryjne. Ich efektem są publikacje prezentujące nowe metody sterowania. Jednakże rzadko spotyka się w literaturze opracowania porównujące algorytmy sterowania tym samym obiektem. Większość prac przedstawia efekty wykorzystania tylko jednego, proponowanego rozwiązania. Jeżeli dokonywane są porównania, to z podstawowym regulatorem PI, dodatkowo w oparciu o analizy przeprowadzane tylko symulacyjnie (np. Zhang i in., 2003; Kumar i in., 2015). Symulacje te są często uproszczone i nie oddają rzeczywistego charakteru obiektu.

Przedstawiona problematyka dowodzi, że istnieje stałe zapotrzebowanie na prace badawcze poświęcone potencjalnej poprawie efektywności procesu dystrybucji i wymiany ciepła, prowadzone laboratoryjnie przy zapewnieniu odpowiedniego odwzorowania rzeczywistej natury procesu. Z tego powodu problematyka ta podejmowana jest w niniejszej pracy.

Biorąc pod uwagę opisane powyżej zagadnienia, formułuje się pierwszą tezę niniejszej pracy:

Zaawansowane algorytmy sterowania są w stanie zapewnić lepszą jakość regulacji pracy obiektów cieplnych w porównaniu do klasycznych rozwiązań.

W celu potwierdzenia przedstawionej tezy formułuje się pierwszy cel pracy:

Dokonać weryfikacji działania kilku zaawansowanych algorytmów sterowania dla tego samego procesu dystrybucji i wymiany ciepła przy zapewnieniu jednakowych warunków pracy algorytmów.

Przyjmuje się, że weryfikacja wykonana zostanie dla dwóch przypadków:

- 1. Regulacja temperatury wody wypływającej z przepływowego pieca elektrycznego (źródło ciepła);
- 2. Regulacja temperatury wody wypływającej po stronie wtórnej z płytowego wymiennika ciepła (odbiornik ciepła).

Aby realizacja przedstawionego celu dokonana została w sposób możliwie najlepszy, planuje się wykorzystanie obiektu rzeczywistego, jakim jest laboratoryjna instalacja reprezentująca prosty węzeł cieplny. Instalacja została szerzej opisana w rozdziale 2.

Prowadzenie badań przy wykorzystaniu instalacji laboratoryjnej, oprócz oczywistych korzyści związanych z możliwością analizy proponowanych rozwiązań w warunkach możliwie najbardziej zbliżonych do rzeczywistych warunków pracy układu regulacji, wiąże się także z dodatkowymi utrudnieniami. Są to między innymi:

- długi czas badań,
- konieczność powtarzania raz przerwanych eksperymentów,
- wysokie koszty badań,
- brak powtarzalności eksperymentów.

Opisane powyżej problemy można wyeliminować w przypadku prowadzenia badań symulacyjnych z użyciem sprzętu komputerowego. Rozważania te prowadzą do sformułowania drugiej tezy pracy:

Badania symulacyjne, prowadzone w oparciu o dokładny model procesu, umożliwiają przeniesienie opracowanych układów regulacji wraz z nastawami bezpośrednio do układu sterowania obiektem rzeczywistym, bez konieczności wykonywania dodatkowego strojenia.

W celu potwierdzenia drugiej tezy przedstawia się drugi cel niniejszej pracy:

Zaproponować symulator laboratoryjnej instalacji cieplnej w oparciu o fizykalne modele obiektów wchodzących w jej skład oraz dokonać jego walidacji względem danych pomiarowych uzyskanych z instalacji rzeczywistej. Symulator ten wykorzystać do wstępnej weryfikacji wybranych algorytmów sterowania i po selekcji, potwierdzić uzyskane wyniki z wykorzystaniem rzeczywistej instalacji laboratoryjnej.

Zdecydowano się na modelowanie poszczególnych elementów instalacji modelami fizykalnymi lub takimi, których znacząca część ma pochodzenie fizykalne. Wynika to z wyższości takich modeli nad prostymi modelami wejściowo - wyjściowymi (np. transmitancyjnymi z ewentualną nieliniowością lub ich ekwiwalentami w postaci równań stanu). W przypadku dobrze rozpoznanych zjawisk, modele fizykalne są zazwyczaj dokładne w bardzo szerokim zakresie zmian parametrów i wymuszeń, a także pozwalają w naturalny sposób uwzględniać wpływ zakłóceń oraz sprzężeń skrośnych między poszczególnymi wejściami (np. Maciejowski, 2002; Murray-Smith i Johansen, 2010).

Warto wspomnieć, iż zastosowanie modeli fizykalnych do opisu pracy obiektu technologicznego, ma także istotną zaletę z punktu widzenia syntezy układów regulacji. Posiadanie dokładnego modelu fizykalnego pozwala na syntezę zaawansowanego prawa sterowania na podstawie tego modelu (technika *model – based control*). Tak więc opracowane modele będą wykorzystywane nie tylko do modelowania pracy instalacji cieplnej, ale także, po uproszczeniu, do syntezy badanych regulatorów.

2. Laboratoryjna instalacja dystrybucji i wymiany ciepła

W ramach niniejszej pracy badania prowadzone są z wykorzystaniem laboratoryjnej instalacji dystrybucji i wymiany ciepła, znajdującej się w Zakładzie Urządzeń i Układów Automatyki Instytutu Automatyki Politechniki Śląskiej. Instalacja ta odzwierciedla pracę prostego węzła cieplnego. Schemat ideowy instalacji przedstawia rysunek 2.1.



Rysunek 2.1 – schemat ideowy instalacji laboratoryjnej. Linią przerywaną zaznaczono połączenie wykorzystywane w czasie pracy instalacji z zamkniętym obiegiem pierwotnym.

Obieg pierwotny (grzewczy) może być skonfigurowany, przy pomocy dwupołożeniowych zaworów ręcznych, do pracy w układzie otwartym bądź zamkniętym. W układzie otwartym instalacja zasilana jest wodą wodociągową, która jest usuwana z obiegu po przepłynięciu przez wymiennik. W czasie pracy w układzie zamkniętym, woda po przepłynięciu przez wymiennik jest kierowana do pieca (nie ma dopływu wody do obiegu z zewnątrz). Obieg wtórny (ogrzewany) pracuje tylko w układzie otwartym. Zasilany jest wodą wodociągową, która po przepłynięciu przez wymiennik wypływa swobodnie do kanalizacji. Do regulacji natężenia przepływu wody w obiegu pierwotnym służy zawór regulacyjny Z3, o charakterystyce stałoprocentowej. W przypadku pracy w układzie zamkniętym, przepływ wody w obiegu wymuszają dwie pompy elektryczne. Do regulacji natężenia przepływu w obiegu wtórnym służy zawór regulacyjny Z5, o charakterystyce liniowej. Pomiary temperatur cieczy w instalacji są dokonywane w miejscach zaznaczonych na schemacie 2.1 za pomocą czujników rezystancyjnych Pt100. Pomiędzy piecem a wymiennikiem ogrzana ciecz może przepłynąć dwiema drogami:

- 1. Krótkim, elastycznym wężykiem w metalowej osnowie o długości około 1 metra i średnicy wewnętrznej wynoszącej ok. 5 mm.
- 2. Długą, metalową, nieizolowaną rurą o średnicy nominalnej 1" i długości około 3 metrów.

Źródłem ciepła w instalacji jest elektryczny piec przepływowy. Składa się on z grzałki umieszczonej w cylindrycznej komorze, przyłączy hydraulicznych i elektrycznych oraz zewnętrznej obudowy. Wobec braku dokumentacji technicznej pieca, w celu określenia jego parametrów wykonane zostały pomiary, na podstawie których określono:

- objętość roboczą pieca $V \approx 0,25 L$;
- mocy grzałki $P_{nom} \approx 5$ kW.

Sterowanie mocą grzałki odbywa się przy użyciu elektronicznego układu realizującego algorytm PWM (*Pulse Width Modulation* – Modulacja Szerokości Impulsu) o czasie cyklu wynoszącym 6 s. Układ ten zamienia sygnał sterujący o zakresie $0 \div 10$ V wysyłany przez sterownik instalacji cieplnej, na impulsy prądu elektrycznego o określonej długości, zasilające grzałkę. W ten sposób możliwe jest uzyskanie mocy grzałki P_% w zakresie od 0 do 100% mocy nominalnej (równanie (2.1)).

$$P(t) = P_{\%}(t) \cdot P_{\text{nom}}$$
(2.1)

Za wymianę ciepła w instalacji odpowiada lutowany płytowy wymiennik ciepła, produkcji Tau Energy Products, Szwecja. Wymiennik zamontowano w taki sposób, by pracował w układzie przeciwprądowym, to znaczy kierunki przepływu czynników grzewczego i ogrzewanego były przeciwne. Taki sposób montażu umożliwia przekazanie największej ilości ciepła z obiegu pierwotnego do wtórnego. Na podstawie materiałów promocyjnych producenta, stanowiących jedyną, istniejącą dokumentację wymiennika, można określić jego następujące parametry:

- liczba płyt 6,
- objętość pojedynczego kanału 0,095 L,
- objętość strony pierwotnej -0,19 L,
- objętość strony wtórnej 0,29 L,
- wymiary pojedynczej płyty: 522 mm × 115 mm.

Złożenie wymiennika z sześciu płyt tworzy pięć kanałów dla cieczy. Kanały te ułożone są naprzemiennie. Według zaprezentowanych powyżej danych, dwa kanały są przewidziane dla obiegu pierwotnego a trzy dla wtórnego. Można zatem spodziewać się zjawisk związanych z pracą niesymetrycznego wymiennika ciepła, takich jak różnice w dynamice obu obiegów wymiennika. Ze względu na sposób montażu wymiennika nie jest możliwa weryfikacja tych danych. Ponadto istnieje możliwość, że wymiennik został zamontowany odwrotnie i czynnik grzejący płynie przez stronę o większej objętości. Z tego powodu w toku dalszych rozważań w niniejszej pracy, przedstawione informacje nie będą stosowane jako w pełni wiarygodne.

3. Modelowanie

Modelowanie ma na celu stworzenie symulatora instalacji, umożliwiającego szybkie, powtarzalne i niskie kosztowo prowadzenie badań nad algorytmami sterowania. Istotnym aspektem przyjętego podejścia jest ujęcie w modelach dynamiki nie tylko samego obiektu modelowanego, ale również elementów składowych torów pomiarowych i wykonawczych. Z tego względu modele, utworzone na podstawie równań opisujących zjawiska fizykalne zachodzące w modelowanych obiektach, będą musiały być uzupełnione o dodatkowe elementy przybliżające dynamikę i statykę tych torów.

3.1. Elektryczny piec przepływowy

Z uwagi na niewielkie wymiary oraz budowę, przyjmuje się za wystarczające rozpatrywanie urządzenia jako obiektu o parametrach skupionych. Podobne podejście do zagadnienia można znaleźć w innych pracach, np.: (Łaszczyk, 2000a; Czeczot, 2008; Diao i in., 2012). Z tego względu model matematyczny pieca wyprowadza się na podstawie elementarnego bilansu masy i energii, dokonując uprzednio założeń upraszczających, takich jak stała objętość cieczy wewnątrz pieca, brak ucieczki ciepła do otoczenia, idealne mieszanie się cieczy wewnątrz komory pieca, brak pojemności cieplnej elementów pieca oraz stałe wartości gęstości i ciepła właściwego cieczy. Bilans ten można zapisać za pomocą następującego równania różniczkowego (3.1):

$$\frac{dQ(t)}{dt} = Q_{in}^{*}(t) + Q_{P}^{*}(t) - Q_{out}^{*}(t)$$
(3.1)

Podstawiając do równania (3.1) ogólnie znane zależności opisujące strumienie ciepła i dokonując elementarnych przekształceń uzyskuje się równanie opisujące zmianę temperatury cieczy wewnątrz pieca (3.2). Ponieważ założono jej idealne mieszanie, jest to jednocześnie temperatura cieczy wypływającej z pieca.

$$\frac{dT_{h_{out}}(t)}{dt} = \frac{F_1(t)}{V} \left(T_{h_{in}}(t) - T_{h_{out}}(t) \right) + \frac{P(t)}{c_w \cdot \rho \cdot V}$$
(3.2)

gdzie:

- V objętość robocza, L;
- c_w ciepło właściwe cieczy, J/(kg·K) dla wody 4189,9 J/(kg·K);
- ρ gęstość cieczy kg/L dla wody 1 kg/L;
- P(t) moc grzałki liczona według wzoru (2.1), W.

W celu usunięcia rozbieżności w stanach ustalonych wyznaczono średni przyrost temperatury uzyskany dzięki ogrzewaniu wody przez piec. Wyznaczone w kilku punktach pracy wartości maksymalnej mocy grzałki zostały aproksymowane przy użyciu funkcji kwadratowej, danej równaniem (3.3).

$$P_{\max}(F_1) = -45,015 \cdot F_1(t)^2 + 277,39 \cdot F_1(t) + 4134,3$$
(3.3)

Wartości mocy obliczane z równania (3.3) są wartościami mocy maksymalnej pieca P_{max} dla danego natężenia przepływu F_1 . Zatem podstawiając równanie (3.3) do równania (2.1), opisującego moc pieca wynikającą z wielkości sterującej, uzyskuje się równanie (3.4) uwzględniające zależność mocy maksymalnej od natężenia przepływu F_1 .

$$P(t) = P_{\%}(t) \cdot P_{max}(F_1)$$
(3.4)

Obserwowana dynamika odpowiedzi modelu (3.2), mająca charakter inercji pierwszego rzędu, jest niewystarczająca do odwzorowania dynamiki obiektu rzeczywistego. Zakłada się zatem istnienie dodatkowych członów dynamicznych występujących w całym torze pomiarowym lub w samym piecu. Zakładając, że obserwowane rozbieżności między obiektem i modelem mogą wynikać z przyjęcia w modelu (3.2) idealnego źródła ciepła, dodano człon inercyjny pierwszego rzędu z opóźnieniem w torze mocy. Ta dodatkowa dynamika ma według zamierzenia odzwierciedlać efekt nagrzewania się i stygnięcia grzałki. Aby móc w prawidłowy sposób przeprowadzać symulację obiektu przy użyciu tak zmodyfikowanego modelu, konieczne jest określenie parametrów dodanej dynamiki. W celu ich wyznaczenia, można postawić tezę, że możliwe jest takie przekształcenie struktury modelu, aby na podstawie posiadanych danych pomiarowych oraz znanych fragmentów modelu wyznaczyć pozostałe brakujące elementy wchodzące w jego skład. Jedyną nieznaną wielkością jest moc $P^*(t)$, będąca wyjściem nieznanego członu dynamicznego. Znajomość jej wartości oraz charakteru przebiegu w czasie jest wymagana do wyznaczenia parametrów nieznanego członu dynamicznego. W omawianym przypadku możliwe jest wykorzystanie znanego modelu fizykalnego (3.2) i mierzalnych lub znanych parametrów oraz wielkości wejściowych i wyjściowych do wyznaczenia brakujących informacji, przy wykorzystaniu jego odwróconej postaci. Dokonując odwrócenia modelu (3.2) zgodnie z takim założeniem otrzymuje się równanie modelu odwrotnego (3.5).

$$P^{*}(t) = \left(\frac{dT_{h_{out}}(t)}{dt} - \frac{F_{1}(t)}{V}\left(T_{h_{in}}(t) - T_{h_{out}}(t)\right)\right) \cdot (c_{w} \cdot \rho \cdot V)$$
(3.5)

Dokonując stosownych obliczeń, uzyskuje się następujący przebieg szukanej odtwarzanej wielkości $P^*(t)$, zaprezentowany na rysunku 3.1. Uzyskany przebieg potwierdza założenie konieczności uwzględnienia dodatkowego elementu dynamicznego w modelu obiektu. Ponadto w przedstawionym na rysunku 3.1 przebiegu można zauważyć występowanie opóźnienia transportowego, którego obecność również zakładano. Uzyskaną odpowiedź wykorzystano do identyfikacji poszukiwanych parametrów T i T_o dodawanego do modelu członu dynamicznego. Uzyskane w ten sposób wartości, po wprowadzeniu do modelu, pozwoliły na uzyskanie poprawy jego dopasowania w przypadku zmian mocy. Jednakże w przypadku zmian przepływu, nie nastąpiła poprawa dopasowania czasu reakcji modelu i odpowiedź modelu nadal wyprzedza odpowiedź obiektu. Wnioskuje się zatem, że dodatkowa dynamika powinna uwzględniać oba tory wymuszeń: mocy i przepływu.



Rysunek 3.1 – przykładowy przebieg odpowiedzi nieznanego członu dynamicznego

Proponuje się zatem drugi sposób rozszerzenia modelu (3.2), poprzez dodanie członu dynamicznego za modelem fizykalnym. Oprócz uwzględniania dynamiki grzałki, będzie on również reprezentował dynamikę toru pomiarowego. Obserwując przebieg uzyskany w trakcie modelowania odwrotnego dla potrzeb identyfikacji rozszerzenia modelu pierwszym sposobem (rysunek 3.1) zauważyć można, iż uzyskany przebieg ma charakter inercji rzędu wyższego niż pierwszy. Ponieważ z praktycznego punktu widzenia odpowiedzi układów inercyjnych rzędu drugiego oraz wyższych niż drugiego są słabo rozróżnialne, szczególnie w przypadku posiadania danych zaszumionych, zasadną staje się propozycja zmiany rzędu dodawanej do modelu (3.2) dynamiki na inercję drugiego rzędu z opóźnieniem. Prowadzi to do określenia następującej struktury modelu pieca, przedstawionej na rysunku 3.2.



Rysunek 3.2 – ostateczna struktura modelu pieca





Nieznane parametry dodawanej dynamiki (dwie stałe czasowe T_1 i T_2 oraz czas opóźnienia T_0) zostały zidentyfikowane i aproksymowane. Wybrane fragmenty odpowiedzi tak dostrojonego modelu w porównaniu do odpowiedzi obiektu rzeczywistego zaprezentowane zostały na rysunku 3.3. Osiągnięte dopasowanie uznaje się za zadowalające i wystarczające. Aby potwierdzić jakość dopasowania modelu do obiektu rzeczywistego, porównano odpowiedź modelu na wymuszenie danymi pomiarowymi innymi, niż wykorzystane zostały w opisanych wcześniej etapach strojenia modelu. Uzyskany przebieg wartości temperatury wypływającej z pieca $T_{hout}(t)$ w porównaniu do temperatury $T_{hout}(t)$ z pomiarów prezentuje rysunek 3.4.

Jak można zauważyć, postawione założenie o możliwie najlepszym dopasowaniu modelu do obiektu zostało spełnione. Warto zaznaczyć, że eksperyment pomiarowy wykonywany w celu uzyskania danych do walidacji modelu przeprowadzany był w innej temperaturze otoczenia oraz z wydłużonym okresem próbkowania (pięciokrotnie większym) w stosunku do eksperymentu, z którego dane wykorzystano do strojenia modelu. Mimo to, uzyskane dopasowanie jest zadowalające.

3.2. Wymiennik ciepła

Podobnie jak opisany w poprzednim rozdziale model pieca, model wymiennika planuje się wyprowadzić w oparciu o równania fizykalne. Dla wymiennika będą to zależności opisujące zachodzącą w nim wymianę ciepła. Zmieniający się profil temperatury czynnika grzejącego i ogrzewanego wzdłuż płyt wymiennika implikuje konieczność zastosowania modelu o parametrach rozłożonych. Ponadto wymiennik jest urządzeniem nieizolowanym, zatem należy spodziewać się zjawisk związanych z ucieczką ciepła do otoczenia (np. niższe temperatury uzyskiwane przez ciecz w skrajnych kanałach wymiennika). Z tego względu przyjmuje się następujące początkowe założenia upraszczające model (McKillop i Dunkley, 1960; Georgiadis i Macchietto, 2000; Srihari i in., 2005):

- brak akumulacji ciepła w płytach wymiennika,
- brak ucieczki ciepła do otoczenia,
- idealne mieszanie się cieczy w kanałach wymiennika oraz króćcach dopływowych,
- stałe parametry fizykalne cieczy.

Opisywane w literaturze modele płytowych wymienników ciepła bazujące na równaniach fizykalnych (np. Georgiadis i Macchietto, 2000) wyprowadzane są przy założeniu znajomości wielu danych technicznych, takich jak:

- konfiguracja kanałów stron wymiennika,
- dane materiałowe współczynnik przewodzenia ciepła,
- dane techniczne wymiary płyt, ich powierzchnie czynne, odstępy między płytami.

W praktyce, dla modelowanego wymiennika wiele z tych informacji jest niedostępnych. Prowadzi to do przyjęcia uproszczenia polegającego na założeniu dla opracowywanego modelu budowy analogicznej do wymiennika typu "rura w rurze". Konsekwencją tego założenia jest brak podziału strug czynników w stronach wymiennika na kanały tworzone przez płyty. Modelowanie wymiennika typu "rura w rurze" przedstawione zostało w pracach m.in. (Chmielnicki, 1995; Abdelghani-Idrissi i in., 2002; Arbaoui i in., 2007). (Frątczak i in., 2016) wykazali, że po dyskretyzacji zmiennej przestrzennej metodą kollokacji ortogonalnej i wstępnym strojeniu na podstawie danych pomiarowych, można wykorzystać ten klasyczny model wymiennika do modelowania dynamiki płytowego wymiennika ciepła.

Ostatecznie, po uwzględnieniu wszystkich przedstawionych uproszczeń i założeń, przyjmuje się dla modelowanego wymiennika zastępczą postać uproszczoną, przedstawioną schematycznie na rysunku 3.5. Dla tak zdefiniowanej zastępczej uproszczonej postaci wymiennika wyprowadzono bilans ciepła, bazując na zasadzie zachowania masy i energii oraz przy wykorzystaniu poczynionych uprzednio założeń. Bilans ten dla elementarnego odcinka wymiennika przedstawiono na rysunku 3.6.



Rysunek 3.5 – zastępczy schemat wymiennika



Rysunek 3.6 – bilans ciepła dla elementarnego odcinka wymiennika

Bilans przedstawiony na rysunku 3.6, po podstawieniu ogólnie znanych zależności opisujących strumienie ciepła z wykorzystaniem mierzalnych parametrów, wprowadzeniu zastępczych współczynników wymiany ciepła a_1 i a_2 (Frątczak i in., 2016), normalizacji zmiennej przestrzennej x i dokonaniu elementarnych przekształceń, prowadzi do otrzymania końcowej postaci równań opisujących przyjęty uproszczony model zastępczy wymiennika (zależności (3.6) i (3.7)).

$$\frac{\partial T_1(t,z)}{\partial t} = -\frac{F_1(t)}{V_{zs1}} \frac{\partial T_1(t,z)}{\partial z} - a_1 (T_1(t,z) - T_2(t,z))$$
(3.6)

$$\frac{\partial T_2(t,z)}{\partial t} = \frac{F_2(t)}{V_{zs2}} \frac{\partial T_2(t,z)}{\partial z} + a_2 (T_1(t,z) - T_2(t,z))$$
(3.7)

W modelu (3.6) i (3.7) nieznanymi są:

- wartości zastępczych współczynników wymiany ciepła dla strony pierwotnej i wtórnej – odpowiednio a1 i a2, W/K;
- wartości zastępczych objętości stron wymiennika: V_{zs1} i V_{zs2}, m³;

Aby wyznaczyć wartość zastępczej objętości pojedynczej strony wymiennika V_{zs} przeprowadzono eksperyment, w którym dla stałego przepływu F₁ i mocy pieca wynoszącej 0%, po ustaleniu się temperatury T_{1out}, wymuszono moc pieca na poziomie 100% w celu uzyskania możliwie największego skoku temperatury T_{1in} czynnika wpływającego do wymiennika, w możliwie najkrótszym czasie. Wzrost temperatury czynnika T_{1out} (z założenia równy co do wartości wzrostowi temperatury T_{1in}, lecz opóźniony na skutek przepływu czynnika przez wymiennik) był obserwowany aż do uzyskania stanu ustalonego. Aby ograniczyć wymianę ciepła w wymienniku, obieg wtórny instalacji był opróżniony. Uzyskane dane pomiarowe posłużyły za wymuszenie wprowadzane do modelu. Aby możliwe było wyznaczenie najlepszej wartości parametru V_{zs}, ustanowiono wskaźnik jakości modelowania J_m (np.: Łaszczyk, 2000b), dany zależnością (3.8).

$$J_{\rm m} = \overline{\Delta T_{\rm 1out}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} \left| T_{\rm 1out \, z \, modelu.i} - T_{\rm 1out \, z \, obiektu,i} \right|$$
(3.8)

Ma on wartość średniej z modułów różnic między: temperaturą T_{1out} zarejestrowaną w czasie eksperymentu pomiarowego a odpowiadającą jej temperaturą T_{1out} obliczoną przy użyciu modelu (3.6) dla tej samej chwili czasu w przedziale czasu trwania całego eksperymentu pomiarowego, składającego się na N próbek.



Minimalizując wartość wskaźnika jakości J_m uzyskuje się optymalną wartość zastępczej objętości strony wymiennika. Minimalną wartość wskaźnika jakości J_m uzyskano dla $V_{zs} = 0,000872 \text{ m}^3 \text{ czyli } V_{zs} = 0,872 \text{ L}$ (rysunek 3.7). Wyznaczoną wartość przyjmuje się za zastępczą objętość strony wymiennika. Przeprowadzenie analogicznego eksperymentu w celu wyznaczenia zastępczej objętości strony wtórnej wymiennika nie jest możliwe. Z tego powodu, pomimo możliwej niesymetryczności strony pierwotnej również za zastępczą objętość strony wtórnej. W związku z tym założeniem przewiduje się, że wyznaczany w drugim etapie strojenia modelu zastępczy współczynnik wymiany ciepła dla strony wtórnej będzie obarczony błędem wynikającym z niniejszego założenia.

Ponieważ model wymiennika rozpatrywany jest jako obiekt o parametrach rozłożonych, dla pełnego jego opisu należałoby wyznaczyć profile wartości zastępczych współczynników wymiany ciepła a₁ i a₂ w zależności od wartości zmiennej przestrzennej z. Profile te uwzględniałyby niejednorodne osadzanie się zanieczyszczeń wzdłuż wymiennika, a także ewentualne niejednorodności materiału przegrody. Ponieważ nie ma danych, które mogłyby posłużyć do wyznaczenia takich profili uznaje się, że wartości tych parametrów są stałe w całej rozpatrywanej długości zastępczego modelu wymiennika. Upraszcza to problem wyznaczenia wartości parametrów a₁ i a₂ do odnalezienia dwóch zastępczych wartości stałych. Zdecydowano się na wykorzystanie dynamicznego wyznaczania wartości nieznanych parametrów modelu, przedstawionego w pracy (van Lith i in., 2001). W swojej pracy zaproponowali wykorzystanie regulatora PI, dla którego wejściem jest błąd modelowania a wartością sterującą – poszukiwana wartość parametru. W niniejszej pracy proponuje się adaptację i praktyczną weryfikację tej metody dla potrzeb wyznaczenia wartości zastępczych współczynników wymiany ciepła a₁ i a₂ dla modelu o parametrach rozłożonych. Schemat ideowy tej metody prezentuje rysunek 3.8.



Rysunek 3.8 – zasada doboru wartości współczynników a1 i a2

Ze względu na układ dwuwymiarowy z wewnętrznym sprzężeniem między torami, oba układy regulacji wzajemnie na siebie oddziałują poprzez występujące zmiany wartości temperatur w obiegach (w postaci różnicy ($T_1(t,z)-T_2(t,z)$) występującej w obu równaniach modelu), parametry regulatorów PI dobierano wstępnie przy użyciu metody strojenia lambda (VanDoren, 2013), a następnie modyfikowano doświadczalnie, aby zapewnić

możliwie szybkie dopasowanie odpowiedzi modelu do danych pochodzących z obiektu, a także, w miarę możliwości, unikać oscylacji wielkości sterującej. Aby wyznaczyć wartości parametrów a₁ i a₂ możliwie jak najdokładniej, przeprowadzono eksperymenty pomiarowe dla różnych kombinacji natężeń przepływów przez strony wymiennika. Następnie przeprowadzono procedurę strojenia modelu, według idei zaprezentowanej na rysunku 3.8. Rezultat przykładowego strojenia dla jednego z przebiegów pomiarowych został zaprezentowany na rysunku 3.9.



Rysunek 3.9 - przykładowy rezultat procedury strojenia modelu



Rysunek 3.10 – aproksymacja wartości parametru a1







Z przebiegu wartości a1 i a2 zaprezentowanego na rysunku 3.9 można dojść do wniosku, że nie udało się uniknąć oscylacji w wartościach współczynników, co świadczy o agresywnym nastrojeniu regulatorów wyliczających ich wartości. Należy jednak pamiętać, że wartości te wzajemnie na siebie wpływają poprzez zmianę ilości ciepła oddawanego i odbieranego przez poszczególne obiegi, a w konsekwencji przez zmiany temperatur T₁ i T₂ w każdym z elementarnych odcinków wymiennika opisanych modelem (3.6) i (3.7). Zmiana ta propaguje się następnie wzdłuż rozpatrywanego modelu wymiennika, zgodnie z kierunkiem przepływu wody. Zaprezentowano zatem kompromis między szybkością dopasowania temperatur a oscylacyjnością przebiegów wielkości regulowanych. Należy także pamiętać, że wyznaczanie zastępczych współczynników wymiany ciepła w stanach przejściowych obarczone jest równocześnie koniecznością kompensacji niedokładności modelowania objętości wymiennika. Aby model mógł działać niezależnie (bez ciągłego strojenia), wartości współczynników a1 i a2 muszą być wprowadzone do modelu, jako wartości stałe, bądź poprzez zależności funkcyjne. Analiza dopasowania dla stałych wartości współczynników a1 i a2, dla których przyjęto ich wartości średnie wyznaczone podczas procedury strojenia, wykazała znaczące niedopasowanie modelu. Na rysunku 3.9 zauważyć można, że współczynniki a1 i a2 są zależne od natężenia przepływu czynników w obu obiegach. Zakłada się zatem istnienie zależności $a_1=f_1(F_1,F_2)$ oraz $a_2=f_2(F_1,F_2)$. Aby model mógł działać bez ciągłego strojenia, funkcje te aproksymuje się. W tym celu zakłada się istnienie następującej formy kwadratowej (3.9):

$$a_i = c_1 F_1^2 + c_2 F_1 F_2 + c_3 F_2^2 + c_4 F_1 + c_5 F_2 + c_6, i = 1,2$$
(3.9)

Metodą najmniejszych kwadratów wyznacza się wartości współczynników c_1 , c_2 , c_3 , c_4 , c_5 i c_6 takich, aby płaszczyzna opisana równaniem (3.9) w możliwie jak największym stopniu przechodziła przez obszary zajmowane przez grupy punktów, reprezentujące wartości zastępczych współczynników wymiany ciepła. Dokładność aproksymacji wartości współczynników a_1 i a_2 przy użyciu równania (3.9) i wyznaczonych wartości jej współczynników przedstawiona została na rysunkach 3.10 i 3.11. Zaprezentowane płaszczyzny w znakomitej większości spełniają postawione im założenie. Można zatem przypuszczać, że użycie tak obliczanych wartości współczynników a_1 i a_2 skutkować będzie dobrym dopasowaniem odpowiedzi modelu i obiektu rzeczywistego.

W celu ostatecznej weryfikacji modelu wymiennika dokonuje się porównania odpowiedzi obiektu rzeczywistego i modelu (3.6) i (3.7), w którym wartości zastępczych objętości stron wymiennika: V_{zs1} i V_{zs2} przyjmują wartość wyznaczoną w etapie pierwszym strojenia modelu, a wartości zastępczych współczynników wymiany ciepła a₁ i a₂ wyznaczane są na bieżąco przy użyciu formy (3.9), zgodnie z wynikami drugiego etapu strojenia. Uzyskane dopasowanie uznano za zadowalające. Dokładniejszą weryfikację poprzez porównanie do danych pomiarowych, które nie były użyte w procesie strojenia modelu, przedstawiono na rysunku 3.12. Maksymalne zarejestrowane rozbieżności nie przekraczają 1,5°C, a średnie niedopasowanie określono na poziomie około 0,5°C. Dokładność taka stanowi około 1% zakresu przetwornika pomiarowego używanego w rzeczywistej instalacji. Jest to w zupełności wystarczające dla przewidywanych dalszych zastosowań modelu w analizie algorytmów sterowania rzeczywistym obiektem. Do tego celu istotne jest również zadowalające dopasowanie dynamiki modelu do obiektu. Warto przypomnieć, że przyjęta struktura modelu znacząco odbiega od rzeczywistej struktury obiektu. Dlatego też wszelkie znaczące rozbieżności między modelem a obiektem wynikają przede wszystkim z założeń upraszczających, poczynionych na wstępie – zarówno dla budowy modelu wymiennika jak i jego idealizowania. Podsumowując, uzyskany model uznaje się za wystarczający i ostateczny.



Rysunek 3.12 - weryfikacja modelu wymiennika: dane testowe

3.3. Zawory

Modele zamontowanych w instalacji zaworów Z3 i Z5 początkowo planowano wykonać w oparciu o wyznaczone doświadczalnie ich charakterystyki statyczne. Jednakże wobec braku ciągłego i dokładnego pomiaru spadku ciśnienia wody na zaworach, braku stałego wymuszenia przepływu i zmiennego opór hydrauliczny przed i za zaworami, konieczne stało się przyjęcie uproszczenia wynikającego ze sposobu sterowania pracą instalacji. Z punktu widzenia operatora (i nadrzędnych układów regulacji), podstawową zmienną związaną z przepływem w każdym z obiegów jest jego wartość zadana. Jest to możliwe, gdyż każdy z zaworów pracuje w ramach osobnej pętli regulacji przepływu, wykorzystującej regulator PI. Dzięki temu kompensowane są zakłócenia zewnętrzne, wpływające na aktualne natężenie przepływu w danym obiegu. Z tego względu proponuje się przyjęcie uproszczonego modelu dla obu zaworów, reprezentującego cały odpowiedni układ regulacji przepływu. Jego główną cechą będzie odzwierciedlenie inercyjnych zmian

aktualnego natężenia przepływu, wynikających z szybkości działania układu regulacji i czasu przestawiania zaworu, w momencie skokowej zmiany wartości zadanej. Jako model proponuje się zatem element inercyjny pierwszego rzędu bez opóźnienia, o jednostkowym wzmocnieniu. W toku badań nad strukturami układów regulacji zrezygnowano z początkowego założenia o przyjęciu niezmiennej stałej czasowej modelu, gdyż w układach regulacji przepływów wykorzystuje się algorytm PI bez programowej zmiany nastaw (*gain scheduling*), nie jest więc zapewniona stacjonarność przyjętych modeli. Zatem regulatory nadrzędne będą musiały uwzględniać te niestacjonarności. Dokonano zatem ponownej identyfikacji modelu w przewidywanym zakresie użytecznych przepływów. Osiągnięte nastawy pozwoliły uzyskać dopasowanie przedstawione na rysunku 3.13, które uznano za zadowalające podczas dalszych prac badawczych.



Rysunek 3.13 – weryfikacja ostatecznego modelu układu regulacji przepływu obiegu pierwotnego

Ponieważ układ regulacji przepływu obiegu wtórnego wykorzystywany jest jedynie do wprowadzania zakłóceń i nie będzie stanowił części nadrzędnego układu regulacji węzła cieplneg, przyjęto stałą wartość stałej czasowej modelu.

3.4. Rurociągi

W ramach obiegu pierwotnego, ze względu na dostępne sygnały pomiarowe zaprezentowane na rysunku 2.1, można wyróżnić następujące trzy odcinki rurociągu:

- 1. łączący piec z wymiennikiem krótki;
- 2. łączący piec z wymiennikiem długi;
- 3. łączący wymiennik z piecem stanowiący zamknięcie obiegu pierwotnego dla konfiguracji instalacji jak na rysunku 2.1.

Dla obiegu wtórnego nie ma możliwości wydzielenia odcinków rurociągów, ze względu na brak dodatkowego opomiarowania oraz pracę tego fragmentu w układzie otwartym. Z tego powodu rurociągów w obiegu wtórnym nie modeluje się.

Dla wymienionych uprzednio odcinków rurociągu w obiegu pierwotnym, proponuje się następujące modele.

ad. 1. Krótkie połączenie pieca z wymiennikiem

Jest to odcinek zawarty pomiędzy czujnikami temperatury T_{hout} i T_{1in} (wg rysunku 2.1), wykonany przy użyciu elastycznego wężyka w metalowej osnowie. Ze względu na nierejestrowalność opóźnienia wprowadzanego przez to połączenie (odpowiedź czujnika na końcu wężyka jest szybsza niż czujnika umieszczonego na początku) tego odcinka rurociągu nie modeluje się, przyjmując bezpośrednie połączenie wylotu pieca z wymiennikiem.

ad. 2. Długie połączenie pieca z wymiennikiem

Celem tego rurociągu jest wprowadzenie opóźnienia transportowego, które można rejestrować pomiędzy czujnikami T_{hout} i T_{lin} , a także zwiększenie strat ciepła. W trakcie przeprowadzania eksperymentów pomiarowych mających na celu zebranie danych umożliwiających strojenie i późniejszą weryfikację modelu stwierdzono, że uzyskiwana ucieczka ciepła nie jest znacząca. Z tego względu zdecydowano się na odstąpienie od próby wykonania modelu bazującego na zjawiskach fizykalnych i zastąpieniu go modelem uproszczonym. W związku z tym proponuje się uproszczony model zastępczy dany zależnością czasową (3.10).

$$T_{1in}(t) = T_{hout}(t - t_{op}) + T_z(t)$$
 (3.10)

gdzie:

- t_{op} czas opóźnienia, reprezentujący wielkość opóźnienia transportowego wprowadzanego przez model, s;
- $T_z(t)$ parametr określający różnicę temperatury wyjściowej i wejściowej w modelu, °C.

Składnik T_z może mieć wartość stałą w czasie (T_z(t) = const) bądź być dany dowolną zależnością funkcyjną. Dzięki takiemu arbitralnemu ustawianiu jego wartości, możliwe jest wprowadzenie zakłócenia w postaci zarówno utraty (T_z < 0) jak i zysku (T_z > 0) ciepła. Szczególnie przypadek dostarczania ciepła do układu jest interesujący, gdyż w praktyce jest on nierealizowalny w obiekcie rzeczywistym. Model (3.10) wprowadza również opóźnienie o czas t_{op}, analogicznie jak omawiany fragment rurociągu. W przypadku zaprezentowanego uproszczonego modelu, czas ten może być zmieniany niezależnie od zmian wartości natężenia przepływu F₁, co również nie jest możliwe w rzeczywistości, gdyż wymagałoby wydłużania bądź skracania rur.

Porównanie zaproponowanego modelu w odniesieniu do danych pomiarowych zaprezentowano na rysunku 3.14. Na podstawie analizy przedstawionego przebiegu wnioskuje się, że cele postawione proponowanemu modelowi (wprowadzanie opóźnienia transportowego i ucieczki ciepła do otoczenia) zostały osiągnięte. Uznaje się, że obserwowane rozbieżności są akceptowalne, szczególnie ze względu na użycie modelu uproszczonego.



Rysunek 3.14 – przykładowy przebieg dla modelu rurociągu z możliwością ucieczki ciepła do otoczenia

ad. 3. Zamknięcie obiegu pierwotnego

Omawiany fragment instalacji zawiera się między czujnikami temperatury T_{1out} i T_{hin} i jest wykorzystywany, gdy instalacja pracuje w układzie zamkniętym (rysunek 2.1). Ze względu na liczbę zastosowanych kształtek oraz występujące często zmiany średnicy rurociągu długość tego odcinka i objętość zawartej w nim wody jest trudna do oszacowania. Ponadto przepływająca woda nie tylko traci ciepło na skutek ucieczki do otoczenia i elementów instalacji, ale jest również podgrzewana przez pracujące w obiegu pompy. Proponuje się zatem przyjęcie modelu danego równaniem (3.10) również i dla omawianego odcinka rurociągu. Parametry takie jak czas opóźnienia oraz różnicę temperatur $T_z(t)$ dobiera się arbitralnie, gdyż mają one na celu wprowadzanie zakłóceń do układu celem obserwowania reakcji stosowanych algorytmów regulacji, a nie wierne odwzorowanie tego fragmentu instalacji.

3.5. Walidacja symulatora instalacji

Opisane modele elementów instalacji zostały połączone ze sobą w ramach jednego programu, stanowiącego symulator całej instalacji w konfiguracji jak na rysunku 2.1, bez wykorzystania odcinka rurociągu wprowadzającego ucieczkę ciepła do otoczenia. Przebieg na rysunku 3.15 prezentuje porównanie odpowiedzi uzyskanych w czasie użytkowania instalacji rzeczywistej i wyznaczonych przy użyciu instalacji symulowanej. Dopasowanie tych danych jest zadowalające – instalacja symulowana dość dobrze odtwarza zarówno wartości uzyskiwane w stanach ustalonych jak i własności dynamiczne symulowanych elementów. Uznaje się zatem uzyskany symulator za odpowiedni do użytkowania w dalszej części niniejszej pracy.



Rysunek 3.15 – walidacja symulatora instalacji

4. Sterowanie

Analizie porównawczej algorytmów sterowania w procesach dystrybucji i wymiany ciepła poddane będą zaawansowane algorytmy sterowania, należące do grupy algorytmów opartych o model procesu (ang. MBC – *Model Based Control*). Pod rozwagę wybrano następujące algorytmy, szerzej opisane w pracy:

- B-BAC Balance Based Adaptive Control
- DCM Dynamic Contraction Method
- IMC Internal Model Control

Do celów porównawczych wybrano najczęściej wykorzystywany w przemyśle klasyczny algorytm regulacji PID, do którego przewiduje się zastosowanie kompensacji *FeedForward*. Porównanie jakości sterowania wprowadzanej przez każdy z algorytmów odbywać się będzie w identycznych, symulacyjnych eksperymentach testowych.

4.1. Regulacja temperatury wody wypływającej z pieca

Porównanie działania wybranych zaawansowanych algorytmów regulacii przeprowadzono dla przypadku regulacji temperatury wody wypływającej z pieca elektrycznego T_{hout}. Porównanie przebiegów wielkości regulowanej W czasie eksperymentów zostało zaprezentowane na rysunku 4.1. Analiza otrzymanych wyników prowadzi do następujących wniosków: dla przypadku kompensacji zakłóceń, czyli zmian natężenia przepływu F1 oraz temperatury Thin, algorytmy regulacji bazujące na modelach fizykalnych dają lepsze efekty niż podstawowy algorytm PI/PID. Algorytm regulacji B-BAC, ze względu na uwzględnienie w prawie sterowania zarówno temperatury wody wpływającej do pieca jak i natężenia przepływu objętościowego przez piec, najlepiej kompensuje zakłócenia wynikające ze zmian wartości obu tych wielkości. Podstawowe algorytmy PI i PID warto uzupełnić o kompensację zakłócenia FeedForward, gdyż poprawia to znacząco ich skuteczność. W przypadku nadążania za zmianami wartości zadanej, algorytm B-BAC ma największe przeregulowania spośród badanych algorytmów regulacji MBC. Algorytmy IMC i DCM pozwalają na najszybsze przeprowadzenie układu między punktami pracy.

Aby potwierdzić słuszność przedstawionych wniosków, dokonano porównania wyników symulacyjnych i uzyskanych przy użyciu rzeczywistej instalacji laboratoryjnej dla tych samych algorytmów i ich nastaw. Zaprezentowane przebiegi (rysunki 4.2 i 4.3) pokazują niemal dokładne dopasowanie danych uzyskanych z pomiarów i symulacji. Zachowany jest charakter przebiegów, tempo zmian prezentowanych wielkości oraz ich zbliżenie co do wartości. Wnioskuje się zatem, że przygotowany symulator spełnia postawione mu zadanie, umożliwiając uzyskanie praktycznie w pełni odtwarzalnego zachowania każdego z algorytmów sterowania, bez konieczności dokonywania dodatkowego strojenia.



Rysunek 4.1 - sterowanie elektrycznym piecem przepływowym - przebieg wielkości regulowanej



Rysunek 4.2 – porównanie symulacji i pomiarów rzeczywistych dla regulatora B-BAC



4.2. Regulacja temperatury wody wypływającej z wymiennika

W układach regulacji węzłów cieplnych, wielkością regulowaną jest temperatura wody wypływająca z wymiennika, najczęściej po stronie wtórnej (Chmielnicki, 2009; Ziembicki, 2012). W uogólnieniu, najczęstsze wymagania stawiane układom regulacji można podzielić na następujące dwa przypadki, w zależności od przeznaczenia węzła cieplnego:

- Układ regulacji stałowartościowej. Przykładem może być układ regulacji służący do przygotowania ciepłej wody użytkowej.
- Układ regulacji nadążnej. Przykładem może być temperatura zasilania wewnętrznego układu C.O. bądź układu chłodzenia.

Dokonuje się porównania zaawansowanych algorytmów sterowania w zakresie sterowania pracą węzła cieplnego przy użyciu obu dostępnych wielkości sterujących, to jest natężenia przepływu czynnika grzewczego (F_1) oraz temperatury czynnika grzewczego na wlocie do wymiennika (T_{1in}). Ponieważ na temperaturę T_{1in} ma także wpływ zadana moc pieca elektrycznego $P_{\%}$, przewiduje się także syntezę układu regulacji wykorzystującego tę wielkość jako sterującą.

4.2.1. Dwupętlowa struktura układu regulacji

Schemat ideowy takiego układu regulacji prezentuje rysunek 4.4.



Rysunek 4.4 – dwupętlowa struktura układu regulacji

Wybrane algorytmy sterowania porównano symulacyjnie. Aby możliwie najlepiej ocenić działanie algorytmów regulatora 1 bez wpływu regulatora 2, symulację przeprowadzono dla otwartego obiegu pierwotnego instalacji. Porównanie przebiegów wielkości regulowanej zostało zaprezentowane na rysunku 4.5. Na podstawie uzyskanych wyników wnioskuje się, iż dla zmiany wartości zadanej, najlepszy przebieg wielkości regulowanej uzyskuje się dla regulatora PI (kompensator *FeedForward* nie ma wpływu na przebiegi regulacyjne dla zmian wartości zadanej). Algorytm B-BAC jest szybszy, ale wprowadza przeregulowania.



Rysunek 4.5 – dwupętlowa struktura układu regulacji węzła cieplnego – przebieg wielkości regulowanej dla regulatora 1

Dla przypadku zakłócenia od zmiany natężenia przepływu F₂, algorytmy B-BAC, DCM oraz PI uzupełniony o kompensator *FeedForward*, najlepiej i w równym stopniu ograniczają maksymalny uchyb. Natomiast we wszystkich przypadkach zakłóceń (od zmian wartości zadanej lub wielkości wejściowych), czas regulacji wszystkich algorytmów jest podobny i nie obserwuje się znaczącej przewagi któregokolwiek algorytmu w szybkości osiągania stanu ustalonego.

Aby zweryfikować powyższe wnioski, dokonano porównania wyników symulacyjnych i uzyskanych przy użyciu rzeczywistej instalacji laboratoryjnej dla wybranych algorytmów, przy zachowaniu jednakowych nastaw regulatorów symulowanych i rzeczywistych. Rysunek 4.6 prezentuje przebieg porównawczy dla regulatora 1 pracującego z algorytmem B-BAC. Rysunek 4.7 prezentuje przebieg porównawczy dla regulatora 1 pracującego z algorytmem PI, uzupełnionym o kompensator *FeedForward* od zakłóceń wynikających ze zmian przepływu F₂. Zaprezentowane przebiegi ukazują ponownie dość dokładne dopasowanie danych uzyskanych z pomiarów i symulacji. Charakter przebiegów i tempo zmian prezentowanych wielkości jest podobne, także wartości symulowane i rzeczywiste poszczególnych wielkości są sobie bliskie. Dowiedziono zatem ponownie, że przygotowany symulator spełnia postawione mu zadanie, umożliwiając uzyskanie odtwarzalnego zachowania każdego z algorytmów sterowania.



Rysunek 4.6 – porównanie symulacji i pomiarów rzeczywistych – B-BAC



Rysunek 4.7 – porównanie symulacji i pomiarów rzeczywistych – PI z kompensatorem FeedForward

4.2.2. Kaskadowa struktura układu regulacji

Schemat ideowy takiego układu regulacji prezentuje rysunek 4.8.



Rysunek 4.8 – kaskadowa struktura układu regulacji

Wybrane algorytmy sterowania zostały porównane symulacyjnie dla układu regulacji węzła cieplnego. Rysunek 4.9 przedstawia przebiegi wielkości regulowanej dla zmian temperatur w układzie, natomiast rysunek 4.10 dla zmian przepływów. Na podstawie uzyskanych wyników wnioskuje się, iż dla zmiany wartości zadanej, najlepszy przebieg wielkości regulowanej uzyskuje się dla regulatora B-BAC. Nieznacznie gorszy jest regulator PI. Oba te algorytmy nie wprowadzają przeregulowania, obserwowana jest natomiast nieznaczna oscylacja wielkości regulowanej.



Rysunek 4.9 – kaskadowa struktura układu regulacji węzła cieplnego – przebieg wielkości regulowanej dla regulatora nadrzędnego. Zakłócenia od zmian temperatur.



Rysunek 4.10 – kaskadowa struktura układu regulacji węzła cieplnego – przebieg wielkości regulowanej dla regulatora nadrzędnego. Zakłócenia od zmian przepływów.

Dla przypadku zakłóceń: od zmiany temperatury T_{2in} oraz zmiany przepływu F_1 , najmniejsze odchylenie od wartości zadanej zapewnia algorytm B-BAC. Można zaobserwować, że największy problem dla wszystkich algorytmów regulacji stanowią zmiany przepływu F_2 . Najmniejsze maksymalne odchylenia od wartości zadanej zapewniają algorytmy: DCM oraz PI uzupełniony o korektor *FeedForward* od zmian przepływu F_2 . W przypadku regulatora DCM oscylacje wielkości regulowanej zanikają najszybciej. W przypadku pozostałych algorytmów początkowe odchylenie od wartości zadanej jest większe. Różna jest także liczba i amplituda oscylacji. Natomiast czas regulacji wszystkich algorytmów jest podobny i nie obserwuje się znaczącej przewagi któregokolwiek algorytmu w szybkości osiągania stanu ustalonego.

Wyniki symulacji porównano z wynikami uzyskanymi przy użyciu rzeczywistej instalacji laboratoryjnej dla wybranych algorytmów. Rysunek 4.11 prezentuje przykładowy przebieg porównawczy dla regulatora nadrzędnego pracującego z algorytmem B-BAC. Charakter zaprezentowanych symulowanych i rzeczywistych przebiegów, tempo zmian wielkości i ich wartości, są sobie bliskie. Największe rozbieżności występują dla zakłóceń od zmian przepływu F₂, dla których reakcje algorytmów mają charakter skokowy, co najmocniej uwidacznia wszelkie niedoskonałości modeli. W pozostałych przypadkach, gdy zmiany mają charakter inercyjny, tak duże rozbieżności są niewidoczne. Można zatem przyjąć, że odtworzenie przebiegów dla algorytmów IMC i DCM z podobną dokładnością jest również możliwe.



Rysunek 4.11- porównanie symulacji i pomiarów rzeczywistych dla regulatora B-BAC

4.2.3. Jednopętlowa struktura układu regulacji

Schemat ideowy takiego układu regulacji prezentuje rysunek 4.12.



Rysunek 4.12 – jednopętlowa struktura układu regulacji

Wybrane algorytmy sterowania porównano symulacyjnie. Rysunek 4.13 przedstawia przebieg wielkości regulowanej dla zmian temperatur w układzie, natomiast rysunek 4.14 dla zmian przepływów. Na podstawie zaprezentowanych przebiegów wnioskuje się, iż pomimo dużego uproszczenia obiektu, wszystkie algorytmy regulacji spełniają postawione im cele: śledzenia wartości zadanej i przeciwdziałania zakłóceniom. W przypadku zmiany wartości zadanej, najlepszy przebieg wielkości regulowanej uzyskuje się przy zastosowaniu regulatorów B-BAC oraz PI. Najszybszą kompensację zakłócenia od zmian temperatury wody wpływającej do pieca w obiegu pierwotnym wprowadza algorytm IMC. Czyni to także z mniejszym przeregulowaniem niż algorytm DCM. Regulatory B-BAC i PI reagują dla tego przypadku łagodniej (obserwowane jest większe obniżenie regulowanej temperatury T_{2out} jak również nieco dłuższe osiąganie stanu ustalonego), choć bez wprowadzania oscylacji do przebiegu wielkości regulowanej. Ponieważ temperatura T_{hin} nie występuje bezpośrednio w żadnym z rozpatrywanych praw sterowania, algorytmy nie reagują na tę zmianę z wyprzedzeniem. Zmiana temperatury T_{2in}, ponieważ występuje w prawie sterowania B-BAC, jest przezeń najszybciej kompensowana. Maksymalne odchylenie od wartości zadanej w czasie regulacji nie przekracza około 1,2°C, podczas gdy maksymalny uchyb dla pozostałych algorytmów to około 2°C. Dla przypadku zakłócenia od zmiany wielkości przepływu F2 najłagodniejszy przebieg wielkości regulowanej, o prawie aperiodycznym charakterze, uzyskuje się dla regulatora PI bez korektora FeedForward. Zmiany przepływu F₁ są początkowo kompensowane niemal identycznie przez wszystkie algorytmy. Stan ustalony osiąga się nieco szybciej, przy zastosowaniu algorytmu IMC. Ponownie, algorytmy B-BAC i PI wprowadzają mniejszą liczbę oscylacji wielkości regulowanej wokół wartości zadanej. Dla tych dwóch algorytmów, przebieg wielkości sterującej ma również nieco łagodniejszy charakter. Podsumowując, dla omawianego przypadku układu regulacji, gdy uproszczenie modelu obiektu powoduje, iż żadne z praw sterowania nie uwzględnia większej liczby wielkości wejściowych od pozostałych, uzyskiwane wyniki są podobne.



Rysunek 4.13 – jednopętlowa struktura układu regulacji węzła cieplnego. Przebieg wielkości regulowanej. Zakłócenia od zmian temperatur.

Porównanie jakości regulacji - struktura jednopętlowa Przebieg wielkości regulowanej





W celu potwierdzenia charakteru pracy algorytmów, dokonuje się porównania symulacji z wynikami uzyskanymi przy użyciu rzeczywistej instalacji laboratoryjnej dla wybranych algorytmów. Przykładowy przebieg porównawczy dla regulatora B-BAC zaprezentowano na rysunku 4.15. Z danych pomiarowych do symulacji wprowadza się: wartości temperatur T_{hin} i T_{2in} oraz wielkość przepływów F_1 i F_2 . Pozostałe wielkości – temperatury T_{1in} i T_{2out} – są symulowane przy użyciu wymiennika (rozdział 3.2) i pieca (rozdział 3.1) połączonych modelem krótkiego odcinka rurociągu łączącego te dwa obiekty (rozdział 3.4).

Zaprezentowane porównania ukazują ponownie dobre dopasowanie przebiegów symulacyjnych i rzeczywistych. Zatem praca symulatora, na który w omawianym przypadku składają się modele kilku wzajemnie połączonych elementów, jest w pełni odtwarzalna przy użyciu instalacji rzeczywistej.



Rysunek 4.15 – porównanie symulacji i pomiarów rzeczywistych dla regulatora B-BAC

5. Podsumowanie

Przedstawiona rozprawa doktorska poświęcona jest modelowaniu i zastosowaniu zaawansowanych algorytmów sterowania w procesach dystrybucji i wymiany ciepła. Podjęta problematyka ma na celu porównanie rozwiązań, które umożliwią poprawę efektywności procesów dystrybucji i wymiany ciepła, a także jakości procesu ich regulacji. Jako odbiorcy końcowi mamy bowiem bardzo często styczność z efektami pracy układów regulacji, sterujących pracą węzłów cieplnych. Odczuwanie wahań temperatury ciepłej wody podczas codziennego z niej korzystania, czy dyskomfort termiczny, ze względu na niewłaściwą temperaturę pomieszczenia w którym się przebywa, wynika często z oscylacji i nadmiernie wydłużonego czasu regulacji procesu wymiany ciepła. Jest to zatem tematyka badań i rozwoju, którą warto podjąć.

Ponieważ badania prowadzone wyłącznie symulacyjnie mogą nie mieć swojego odzwierciedlenia w rzeczywistości, z powodów ograniczonej jakości modeli, istotnym elementem pracy są weryfikacje wszelkich wyników uzyskiwanych symulacyjnie przy użyciu instalacji rzeczywistej. Jako obiekt badawczy wybrana została laboratoryjna instalacja dystrybucji i wymiany ciepła, opisana szczegółowo w rozdziale 2. W rozdziale tym przedstawiono także główne cechy składających się na nią elementów, w szczególności elektrycznego pieca przepływowego oraz płytowego wymiennika ciepła. Wobec braku szczegółowych informacji dotyczących budowy tych urządzeń, wszystkie badania opierają się wyłącznie na danych empirycznych, które nie mogą być skonfrontowane z danymi technicznymi.

Ze względu na dynamikę procesu, przeprowadzenie zaplanowanych badań tylko przy użyciu instalacji laboratoryjnej byłoby długotrwałe. Warto zauważyć, że przykładowe dane pomiarowe prezentowane w pracy obejmują czas pracy instalacji wynoszący około godziny, w przypadku pojedynczego eksperymentu. W czasie tym nie zawiera się przygotowanie instalacji do badań oraz jej wyłączanie, konieczność niekiedy wielokrotnego powtarzania pomiarów ze względu na usterki techniczne bądź inne czynniki zewnętrzne, konieczność sprowadzania instalacji do stanu początkowego przed rozpoczęciem kolejnych pomiarów i tym podobne. Z tego powodu oraz ze względu na ograniczenie zużycia mediów podjęto decyzję o stworzeniu możliwie najwierniejszego symulatora instalacji. Proces przygotowania modeli poszczególnych elementów instalacji przedstawiono w rozdziale 3. Podstawowym założeniem podczas ich przygotowywania było wykorzystanie uproszczonych równań fizykalnych procesów zachodzących w poszczególnych obiektach. W przypadku modelu elektrycznego pieca przepływowego (rozdział 3.1) konieczne było wyprowadzenie odwrotnego modelu, dzięki któremu możliwa była identyfikacja nieznanej części dynamicznej procesu. Jako rezultat, otrzymano model pieca składający się z części fizykalnej uzupełnionej członem dynamicznym postaci inercji drugiego rzędu z opóźnieniem. Dopasowanie charakterystyki statycznej oraz dobór odpowiednich parametrów cześci dynamicznej, pozwoliły na osiagniecie wysokiego stopnia dopasowania modelu do danych pomiarowych uzyskiwanych w czasie pracy rzeczywistego obiektu. Dzięki temu, możliwe było szybkie, tanie i powtarzalne przeanalizowanie działania różnych zaawansowanych algorytmów sterowania piecem, co opisane zostało szerzej w rozdziale 4.1. Przygotowanie modelu wymiennika płytowego (rozdział 3.2) również obarczone było szeregiem trudności, takich jak określenie zastępczej objętości strony wymiennika oraz wyznaczenie wartości zastępczych współczynników wymiany ciepła dla każdego z obiegów. W przypadku zastępczych współczynników wymiany ciepła, zdecydowano się na innowacyjne zastosowanie metody doboru ich wartości przy użyciu regulatorów PI. Metoda ta nie była jeszcze stosowana dla modeli o parametrach rozłożonych. Uzyskano dzięki temu zadowalające dopasowanie zachowania modelu wymiennika do danych pomiarowych w szerokim zakresie zmian wielkości wejściowych. Modele zaworów regulujących przepływy, ze względu na niedostateczną liczbę dostępnych pomiarowo danych a także istnienie w instalacji pętli regulacji przepływów, uproszczono do postaci FOPDT (rozdział 3.3) i nastrojono eksperymentalnie. Jak wykazały późniejsze badania algorytmów regulacji, było to podejście wystąrczające. Ze względów praktycznych natomiast, uproszczono do modeli empirycznych występujące w instalacji odcinki rurociągów, co opisano w rozdziale 3.4. Zgodnie z założeniem ich przydatności głównie do celów symulacji, wykorzystano je przede wszystkim na etapie przygotowań do badań algorytmów regulacji.

Zaprezentowano zatem, iż mimo stosowania założeń upraszczających modele, a także pomimo ograniczonej liczby danych pomiarowych, można uzyskać wystarczająco dokładne odzwierciedlenie cech statycznych i dynamicznych w modelach obiektów. Dowiodła tego walidacja poszczególnych modeli oraz pełnego symulatora, która przedstawiona została w rozdziale 3.5.

Rozdział 4 poświęcono analizie sterowania procesem dystrybucji i wymiany ciepła. Przy użyciu wybranych do analizy zaawansowanych algorytmów regulacji, którymi są algorytmy B-BAC, DCM, IMC, a dla których punktem odniesienia jest algorytm PID. Zaprezentowano porównanie uzyskiwanego dzięki nim sterowania dla przypadku układu regulacji przepływowego pieca elektrycznego (rozdział 4.1) oraz układu regulacji temperatury wody wypływającej z wymiennika po stronie wtórnej (rozdział 4.2). Podsumowując wszystkie zaprezentowane w rozdziale 4 wyniki i przedstawione dla nich wnioski, stwierdza się, iż:

- Żaden z poddawanych analizie zaawansowanych algorytmów sterowania nie jest uniwersalny. W różnych układach i strukturach układów regulacji, każdy z algorytmów sprawował się nieco inaczej. W szczególności różne były ich reakcje na poszczególne zakłócenia.
- Dzięki badaniom symulacyjnym możliwe stało się szybkie przeanalizowanie wpływu kryterium doboru nastaw regulatora PI(D) na osiągane wyniki. Ponieważ, ze względu na swoje powszechne zastosowanie, algorytm PID stanowi najczęstszy punkt odniesienia w porównaniach z innymi algorytmami regulacji, unaocznia to możliwość wpływania na efekt takich porównań, co może podważać ich rzetelność.
- Dokonanie porównania algorytmów regulacji, wobec których stosowane były takie same założenia początkowe (przykładowo: istnienie bądź nie *gain schedulingu*, lub też parametry modelu uproszczonego, na podstawie którego dobierano nastawy), pozwala wstępnie wybrać algorytm najlepszy do danego celu (jak na przykład śledzenie wartości zadanej czy kompensacja zakłóceń) oraz o określonych cechach (krótki czas regulacji, brak oscylacji, wprowadzanie przeregulowania). Jednakże tak

wybrany algorytm należy poddać szczegółowemu strojeniu, gdyż nie istnieją uniwersalne dla nich kryteria doboru nastaw. Przykładem jest tu porównanie regulatorów PI i B-BAC dla przypadku sterowania piecem. Istnieje bowiem zależność między ich nastawami. Mimo to regulator PI najlepsze wyniki osiągał dla innego kryterium doboru nastaw niż regulator B-BAC.

- Najpopularniejsze sterowanie przy użyciu podstawowego algorytmu PI jest wystarczające. Jednakże do odpowiedniego doboru jego nastaw konieczna jest identyfikacja uproszczonego modelu procesu. Jego posiadanie umożliwia już natomiast wykorzystanie jednego z zaawansowanych algorytmów regulacji, który dawać może lepszą jakość sterowania.
- Wyprowadzenie dokładnych modeli dla zaawansowanych algorytmów regulacji stanowi większy nakład pracy w porównaniu z zastosowaniem algorytmu PID. Jednakże często elementy takie jak węzeł cieplny są prefabrykowane. Możliwe zatem jest ich zbadanie przed dokonaniem montażu u odbiorcy. A wobec powtarzalności w ich produkcji i określeniu w typoszeregu, badania takie wystarczy przeprowadzić jednorazowo, co ogranicza nakład pracy rozpatrywany w dłuższym czasie.

Posługując się istniejącym symulatorem, dokonać można analizy innych algorytmów regulacji, a także dokonać szerszej analizy jednego z już przedstawionych, skupiając się na wpływie doboru jego nastaw lub zmiany modelu odniesienia. Jest to tematyka, którą uważa się za ciekawą do podjęcia w dalszych badaniach.

Biorąc pod uwagę przedstawione powyżej wnioski, a także szczegółową analizę algorytmów prezentowaną na każdym etapie ich porównania, uznaje się, że pierwsza teza pracy: "Zaawansowane algorytmy sterowania są w stanie zapewnić lepszą jakość regulacji pracy obiektów cieplnych w porównaniu do klasycznych rozwiązań" została potwierdzona.

Natomiast podsumowując porównania wyników symulacyjnych i pochodzących z pomiarów, które przedstawiono w rozdziale 4, uznaje się, że druga teza pracy: "Badania symulacyjne, prowadzone w oparciu o dokładny model procesu, umożliwiają przeniesienie opracowanych układów regulacji wraz z nastawami bezpośrednio do układu sterowania obiektem rzeczywistym, bez konieczności wykonywania dodatkowego strojenia" została również potwierdzona.

Do najważniejszych osiągnięć pracy Autor zalicza:

- Wykorzystanie metody modelowania odwrotnego do wyznaczenia parametrów dodatkowej dynamiki uzupełniającej fizykalny model pieca. Nie ma możliwości innego wyznaczenia wartości tych parametrów, gdyż wpływają na nie zjawiska fizyczne o nierozpoznanych cechach.
- Wykorzystanie dwóch pętli regulacji z regulatorami PI do wyznaczania wartości nieznanych parametrów modelu wymiennika ciepła o parametrach rozłożonych. Jest to nietypowe wykorzystanie regulatora PI, którego celem jest zerowanie błędu modelowania (traktowanego tutaj jako uchyb regulacji) poprzez zmianę wartości

parametru (traktowanego tutaj jako wielkość sterująca). Uzyskane wyniki potwierdziły przydatność takiego rozwiązania, pomimo faktu, iż w rozpatrywanym przypadku obie pętle regulacji były ze sobą sprzężone poprzez zależność wyjść modelu od wartości obu estymowanych parametrów.

- Wykazanie możliwości wykorzystania dokładnego modelu węzła cieplnego do wstępnych badań weryfikujących jakość sterowania oferowaną przez poszczególne algorytmy i struktury regulacji.
- Kompleksowe przebadanie działania wybranych algorytmów sterowania typu model

 based dla węzła cieplnego, pracujących w różnych strukturach układu sterowania.
 Wnioski z tych badań pozwalają na wybór najkorzystniejszego algorytmu sterowania w zależności od zdefiniowania celu sterowania.

Publikacje autora

- Czubasiewicz, R., Czeczot, J., (2009). *Tuning of the Estimation Procedure for the B-BAC Methodology*. The 14th IEEE International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR), Międzyzdroje, Poland (Publikacja indeksowana w bazie Scopus)
- Czubasiewicz, R., Nocoń, W., (2009). PWM Controlled Aeration Process with online OUR Measurement. The 14th IEEE International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR), Międzyzdroje, Poland (Publikacja indeksowana w bazie Scopus)
- Łaszczyk, P., Czeczot, J., Czubasiewicz, R., Stebel, K., (2012). *Practical verification of the control strategies for the counter-current heat exchanger*. The 17th IEEE International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR), Międzyzdroje, Poland

(Publikacja indeksowana w bazach Web of Science, IEEE Xplore Digital Library i Scopus)

 Łaszczyk, P., Czubasiewicz, R., Czeczot, J., (2012). LabView-based implementation of Balance-Based Adaptive Control technique. The 17th IEEE International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR), Międzyzdroje, Poland
 (Publikacia indeksowana w bazach Web of Science, IEEE Xplore Digital Library

(Publikacja indeksowana w bazach Web of Science, IEEE Xplore Digital Library i Scopus)

 Frątczak, M., Czubasiewicz, R., (2016). Cascade balance-based adaptive control of heating system — Simulation validation. The 21st IEEE International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR), Międzyzdroje, Poland (Publikacja indeksowana w bazach Web of Science, IEEE Xplore Digital Library i Scopus)

Bibliografia cytowana w streszczeniu

- Abdelghani-Idrissi M.A., Bagui F., Estel L., (2002). Countercurrent double-pipe heat exchanger subjected to flow – rate step change, Part I: New Steady-State Formulation. Heat Transfer Engineering, 23
- Al-Dawery, S.K., Alrahawi, A.M., Al-Zobai, K.M., (2012). Dynamic modeling and control of plate heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer, 55, 6873 - 6880
- Arbaoui M. A., Vernieres-Hassimi L., Seguin D., Abdelghani-Idrissi M.A., (2007). Counter-current tubular heat exchanger: modeling and adaptive predictive functional control. Applied Thermal Engineering, 27, 2332 - 2338
- Bialkowski, W.L., (1993). Dreams versus reality: a view from both sides of the gap. Pulp and Paper Canada, 94, 19 - 27
- Chmielnicki, W.J., (1995). *Ciepłownictwo. Poradnik. Regulacja automatyczna urządzeń ciepłowniczych.* Fundacja Rozwoju Ciepłownictwa "UNIA CIEPŁOWNICTWA", Warszawa
- Chmielnicki W.J., (2009). *Węzły ciepłownicze. Analiza układów regulacji*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 7 8/2009
- Czeczot, J., (2008). Modelling for the effective control of the electric flow heaters Simulation validation. Simulation Modelling Practice and Theory, 16, 429 - 444
- Czeczot, J., Łaszczyk, P., Metzger, M., (2010). Local balance-based adaptive control in the heat distribution system Practical validation. Applied Thermal Engineering, 30, 879 891

Danfoss, http://heating.danfoss.pl

- Desborough L., Miller R., (2002). Increasing customer value of industrial control performance monitoring Honeywell's experience. AIChE Symposium Series. 98
- Diao, R., Lu, S., Elizondo, M., Mayhorn, E., Zhang, Y., Samaan, N., (2012). Electric water heater modeling and control strategies for demand response. Power and Energy Society General Meeting, 2012 IEEE, 1 - 8.
- ETX, http://etx.pl
- Fanger P. O. (1974). Komfort cieplny. Arkady, Warszawa
- Foit H., (2012). Indywidualne węzły cieplne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice
- Frątczak, M., Nowak, P., Czeczot, J., Metzger, M., (2016). Simplified dynamical inputoutput modeling of plate heat exchangers - case study. Applied Thermal Engineering, 98, 880 - 893
- Frątczak, M., Czeczot, J., Nowak, P., Metzger, M., (2018). Practical validation of the effective control of liquid-liquid heat exchangers by distributed parameter balancebased adaptive controller. Applied Thermal Engineering, 129, 549 - 556
- Georgiadis M.C., Macchietto S., (2000). Dynamic modelling and simulation of plate heat exchangers under milk fouling. Chemical Engineering Science, 55, 1605 1619
- Gustafsson, J., Delsing, J., van Deventer, J., (2010). Improved district heating substation efficiency with a new control strategy. Applied Energy 87, 1996 2004
- Gustafsson, J., Delsing, J., van Deventer, J., (2011). Experimental evaluation of radiator control based on primary supply temperature for district heating substations. Applied Energy 88, 4945 - 4951
- Kamler, W., (1976). Ciepłownictwo. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa
- Krzyżak, W., Lichota, J., (2000). Sztuczne sieci neuronowe w sterowaniu systemami ciepłowniczymi. Pomiary Automatyka Robotyka, 4/6, 7 9
- Kumar, R., Singla, S.K., Chopra, V., (2015). Comparison among some well known control schemes with different tuning methods. Journal of Applied Research and Technology, 13, 409 - 415

- van Lith P. F., Witteveen H., Betlem B. H. L., Roffel B., (2001). *Multiple nonlinear* parameter estimation using PI feedback control. Control Engineering Practice, 9(5), 517 - 531
- Łaszczyk, P. (2000a). *PDE/ODE model of electric kettle in experimental installation*. 17th IMACS World Congress, IMACS 2000, CD-edition
- Łaszczyk P., (2000b). Analiza własności dynamicznych sieci rzeczywistych wymienników ciepła, wspomagana weryfikacją ich modeli. Rozprawa doktorska, Gliwice
- Maciejowski J.M., (2002). Predictive control with constraints. Prentice Hall
- McKillop A.A., Dunkley W.L., (1960). *Plate heat exchangers: heat transfer*. Industrial & Engineering Chemistry, 52 (9), 740 744
- Murray-Smith R., Johansen T.A., (2010). *Multiple model approaches to modelling and control*. Taylor & Francis
- Nowak, P., Czeczot, J., (2013). *Observer-based cascade control of the heat distribution system.* The 18th IEEE International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, Międzyzdroje
- Rhinehart, R.R., Darby, M.L., Wade, H.L., (2011). *Editorial Choosing advanced control*. ISA Transactions, 50, 2 10
- Srihari, N., Prabhakara Rao, B., Sunden, B., Das, S. K., (2005). Transient response of plate heat exchangers considering effect of flow maldistribution. International Journal of Heat and Mass Transfer 48, 3231 - 3243
- Szczechowiak E., Świątek B., Wilczak T., (1994). Ciepłownictwo. Poradnik. Węzły ciepłownicze. Fundacja Rozwoju Ciepłownictwa "UNIA CIEPŁOWNICTWA", Warszawa
- Szkarowski A, Łatowski L., (2006). *Ciepłownictwo*. Wydawnictwa Naukowo Techniczne, Warszawa
- Tatjewski, P., (2016). *Sterowanie zaawansowane obiektów przemysłowych. Struktury i algorytmy*. Akademicka Oficyna Wydawnicza EXIT, Warszawa
- Tau Energy Products, Sweden materiały promocyjne
- URE, (2018). Energetyka cieplna w liczbach 2017. Urząd Regulacji Energetyki, Warszawa
- VanDoren V., (2013). Fundamentals of lambda tuning. Control Engineering https://www.controleng.com/articles/fundamentals-of-lambda-tuning/ Dostęp: 03.03.2019
- Vasičkaninová, A., Bakošová, M., Mészáros, A., Klemeš, J.J., (2011). Neural network predictive control of a heat exchanger. Applied Thermal Engineering, 31, 2094 - 2100
- Weber, A. P., (1975). Centralne ogrzewania wodne. Obliczanie i konstrukcja. Arkady, Warszawa
- Wang, W., Huang, W., Huang, X., (2011). Design and Simulation of Heat Substation Controller Based on Neural Network-Fuzzy PID Control. The 3rd International Conference on Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics, Zhejiang
- Zhang, W., He, X., Xu, X., (2003). Comparison of several well-known controllers used in process control. ISA Transactions, 42, 317 325
- Ziembicki P., (2012). Opomiarowanie węzłów ciepłowniczych współpracujących z instalacjami kolektorów słonecznych. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 43/4, 135 - 139
- Zimny, J., Michalak, P., (2007). Propozycja systemu sterowania i nadzoru dla hybrydowego systemu grzewczego z pompą ciepła i kolektorami słonecznymi. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 38/3, 15 - 17