Wpływ ciśnienia zredukowanego na wrzenie w przepływie niskowrzącego czynnika roboczego R1233zd(E)

Michał Pysz, Dariusz Mikielewicz

Politechnika Gdańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa, ul. G. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk

e-mail: michal.pysz@pg.edu.pl; dariusz.mikielewicz@pg.edu.pl

Streszczenie

Wraz ze wzrostem ciśnienia roboczego, a tym samym wzrostem wartości ciśnienia zredukowanego, znacząco zmieniają się parametry termofizyczne płynów. W przypadku płynów niskowrzących większość do tej pory realizowanych badań dotyczyła stosunkowo niskich ciśnień zredukowanych ($p_{zr} < 0{,}2$). Taki stan był spowodowany dużym zapotrzebowaniem dla przemysłu chłodniczego oraz klimatyzacyjnego, w których temperatury robocze wahają się w zakresie od −20°C do 40°C. Układy wysokotemperaturowych pomp ciepła oraz układy ORC (ang. *organic Rankine cycle*) operują w obszarze znacznie wyższych temperatur, który dla wielu płynów pozostaje nieprzebadany. Założeniem niniejszej pracy było zbadanie czynnika R1233zd(E) w szerokim zakresie ciśnień zredukowanych (0,2–0,7) w celu identyfikacji trendów cieplno-przepływowych towarzyszących ciśnieniom z tego zakresu.

Słowa kluczowe: wrzenie w przepływie, ciśnienie zredukowane, minikanały, czynniki niskowrzące

1. Wprowadzenie

Wraz ze wzrostem ciśnienia zredukowanego, które definiuje się jako stosunek ciśnienia roboczego do ciśnienia krytycznego, znaczącej zmianie ulegają parametry termofizyczne płynu [1]. Większość z nich zmienia się w sposób nieliniowy, przy czym szczególnie gwałtowna zmiana następuje w okolicach $p_{zr} = 0{,}8$.

Większość prac dotyczy zakresu p_{zr} 0,2–0,4 i niskich wartości temperatur saturacji, co jest powiązane z ich zastosowaniem w systemach klimatyzacyjnych oraz chłodniczych. Cieszące się coraz większym zainteresowaniem układy ORC oraz układy wysokotemperaturowych pomp ciepła wymagają wyższych temperatur, a co za tym idzie, wyższych ciśnień zredukowanych w porównaniu z układami chłodniczymi. Większość opisywanych w literaturze modeli wymiany ciepła nie radzi sobie dobrze w obszarze podwyższonych ciśnień zredukowanych [2], w związku z czym niezbędne jest zebranie rzetelnych danych eksperymentalnych, które pozwolą nie tylko na lepsze zrozumienie mechanizmów rządzących wymianą ciepła w tym obszarze, ale także na opracowanie dokładniejszych modeli oraz korelacji.

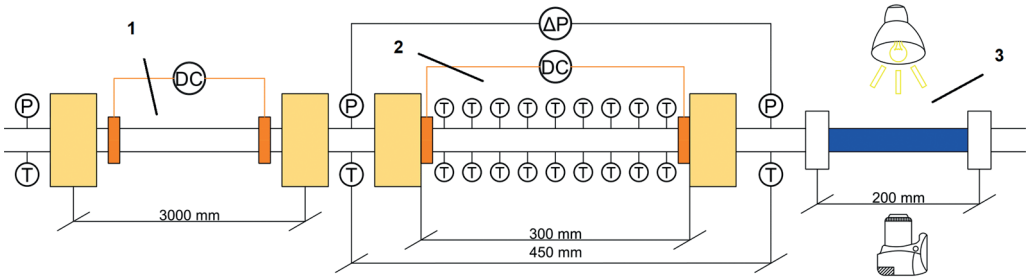
Marchetto i in. [2] zrealizowali pracę przeglądową dla wrzenia w przepływie w obszarze ciśnień zredukowanych wyższych niż 0,5. Praca skupia się na badaniach eksperymentalnych wymiany ciepła, oporów przepływu oraz krytycznego strumienia ciepła. Autorzy pokazują, że trendy wymiany ciepła w literaturze są mocno zróżnicowane. Nawet dla dokładnie tych samych parametrów eksperymentalnych wyniki uzyskane w różnych badaniach, w różnych jednostkach, rozbiegały się o nawet 200%. Charnay i in. [3–6] przeprowadzili badania czynnika R-245fa w szerokim zakresie ciśnień zredukowanych (0,13–0,53). Głównym wnioskiem było to, że w zakresie wysokich ciśnień zredukowanych trendy wymiany ciepła są zupełnie inne niż w przypadku niskich ciśnień zredukowanych, a dominującym mechanizmem jest w tym wypadku wrzenie pęcherzykowe. Belyaev i in. [7] wykonali badania eksperymentalne czynników R113 oraz RC318 w kanałach o średnicach 1,36 mm oraz 0,95 mm w zakresie ciśnień zredukowanych 0,02–0,6. Autorzy zauważyli, że pomimo niewielkich średnic analizowanych kanałów dla ciśnień zredukowanych powyżej $p_{zr} > 0{,}4$ charakterystyka wymiany ciepła jest bardzo zbliżona do kanałów konwencjonalnych.

2. Eksperyment

W ramach realizowanej pracy przeprowadzono badania eksperymentalne podczas wrzenia w przepływie czynnika R1233zd(E) w pionowych kanałach o średnicach 2 mm oraz 3 mm. Analizie poddano współczynnik przejmowania ciepła, struktury przepływu i opory przepływu, a wyniki skorelowano pod kątem różnych wartości ciśnienia zredukowanego (0,2–0,7). Badania przeprowadzono dla różnych prędkości masowych $G = 200–1000$ kg/m^{2}s, gęstości strumienia ciepła $q = 20–45$ kW/m^2 oraz dla pełnego zakresu stopni suchości pary x.

2.1. Stanowisko badawcze

Rys. 1 przedstawia schemat sekcji pomiarowej. Procedura pomiarowa oraz szczegółowy opis stanowiska znajdują się w innych pracach autorów [1, 8, 9]. W podgrzewaczu wstępnym, ogrzewanym oporowo z wykorzystaniem zasilacza prądu stałego, czynnik zostaje ogrzany lub częściowo odparowany, aż do osiągnięcia parametrów eksperymentalnych.

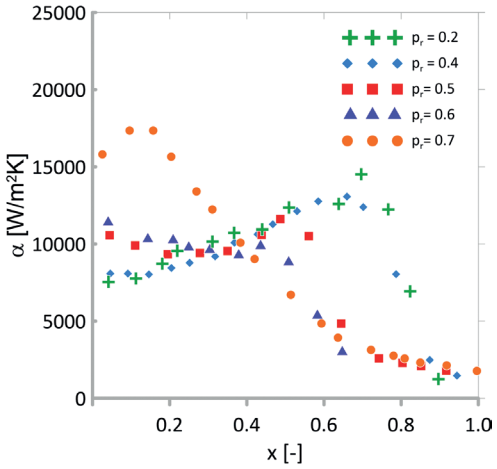


Rys. 1. Sekcja pomiarowa: 1 – przegrzew wstępny, 2 – sekcja pomiarowa wymiany ciepła oraz oporów przepływu, 3 – sekcja wizualizacji

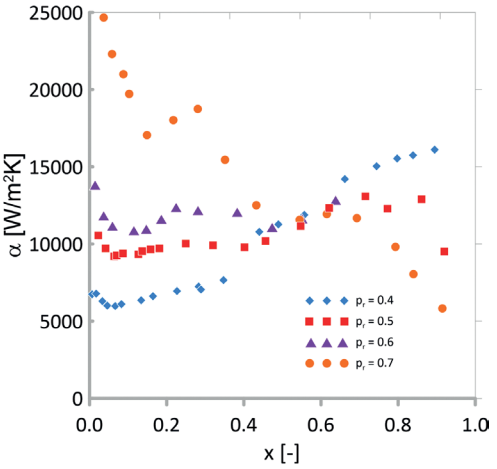
Tak przygotowany płyn trafia do sekcji pomiarowej, która również jest ogrzewana oporowo przy stałej wartości zadanego strumienia ciepła. Pomiaru współczynników przejmowania ciepła dokonuje się poprzez pomiar temperatury zewnętrznej ścianki sekcji pomiarowej. Na sekcji pomiarowej zamontowanych jest 18 skalibrowanych termopar typu K (po 2 na każdy punkt pomiarowy). Ponadto na wlocie oraz wylocie sekcji pomiarowej, w odległości 450 mm, zamontowane są króćce do pomiaru spadku ciśnienia. Tuż za sekcją pomiarową umieszczona jest sekcja wizualizacji, w której za pomocą szybkiej kamery dokonywany jest zapis struktur przepływu.

2.2. Wyniki

Rys. 2, 3 pokazują uzyskane trendy wymiany ciepła dla dwóch różnych średnic kanału sekcji pomiarowej. Dla niższych wartości ciśnienia zredukowanego ($p_{zr} < 0,5$) współczynnik przejmowania ciepła rośnie lub utrzymuje stałą wartość wraz ze wzrostem stopnia suchości pary, aż do odnotowania odparowania filmu cieczowego (ang. *dryout*), które wiąże się z gwałtownym spadkiem wartości współczynnika. Taka charakterystyka sugeruje, że wrzenie konwekcyjne jest dominującym mechanizmem wymiany ciepła. W przypadku wyższych ciśnień zredukowanych (np. 0,6 i 0,7 dla sekcji 2 mm oraz 0,7 dla sekcji 3 mm) współczynnik przejmowania ciepła maleje wraz ze wzrostem stopnia suchości. Taki trend jest charakterystyczny dla wrzenia pęcherzykowego. Ponadto w początkowym etapie odparowania ($x < 0,4$ dla sekcji 2 mm oraz $x < 0,5$ dla sekcji 3 mm) wraz ze wzrostem wartości ciśnienia zredukowanego rośnie również współczynnik przejmowania ciepła. Następnie trendy się zbiegają i utrzymują zbliżoną wartość aż do wystąpienia *dryout*. Zaobserwowano też, że w przypadku wyższych wartości ciśnienia zredukowanego odparowanie filmu cieczowego obserwowano dla mniejszych wartości stopnia suchości pary. Zjawisko to ma związek ze zmniejszaniem się grubości filmu cieczowego na ściance rurki wraz ze zbliżaniem się do ciśnienia krytycznego płynu.

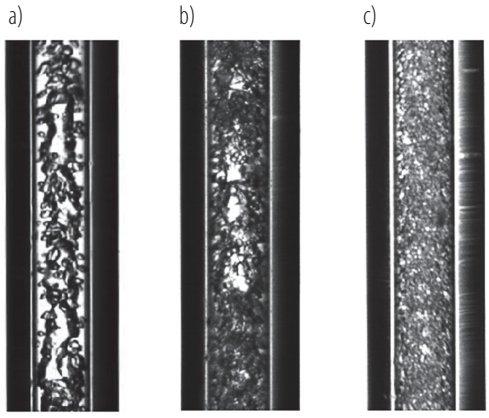


Rys. 2. Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji stopnia suchości pary dla rozważanych ciśnień zredukowanych: d_h – 2 mm; G – 800 kg/m^{2}s; q – 20 kW/m^2

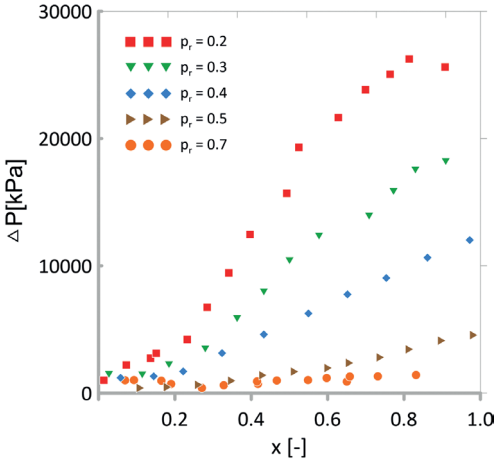


Rys. 3. Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji stopnia suchości pary dla rozważanych ciśnień zredukowanych: d_h – 3 mm; G – 800 kg/m^{2}s; q – 20 kW/m^2

Rys. 4 pokazuje wpływ ciśnienia zredukowanego na strukturę przepływu. Przedstawia on różne struktury przepływu uzyskane dla zbliżonego stopnia suchości pary i różnych wartości ciśnienia zredukowanego. Wraz ze zbliżaniem się ciśnienia do wartości ciśnienia krytycznego obserwujemy znaczące obniżenie się napięcia powierzchniowego. Sprzyja to bardziej intensywnemu powstawaniu pęcherzyków pary, a także dłuższemu utrzymywaniu się tych struktur. W związku z tym w przypadku wyższych ciśnień zredukowanych granica pomiędzy wrzeniem pęcherzykowym a pierścieniowym przesuwa się ku wyższym wartościom x. Obserwacja ta potwierdza również, że wrzenie pęcherzykowe jest głównym mechanizmem wymiany ciepła dla wysokich ciśnień zredukowanych.



Rys. 4. Wpływ ciśnienia zredukowanego na struktury przepływu dla x~0,16; a) p_r=0,2, b) p_r=0,4, c) p_r=0,7



Rys. 5. Wpływ ciśnienia zredukowanego na opory przepływu

Rys. 5 ilustruje wpływ wartości ciśnienia zredukowanego na opory przepływu, które drastycznie maleją wraz ze wzrostem ciśnienia zredukowanego. Wiąże się to zarówno z obniżeniem napięcia powierzchniowego, jak i ze zmniejszaniem się różnicy gęstości fazy ciekłej oraz parowej. Ponadto opory przepływu rosną wraz ze wzrostem stopnia suchości pary i tylko w przypadku ciśnienia zredukowanego $p_{zr} = 0{,}2$ odnotowano maksimum.

Wnioski

W pracy przedstawiono badania eksperymentalne wrzenia w przepływie czynnika R1233zd(E) w pionowych kanałach o średnicach 2 mm oraz 3 mm dla różnych wartości ciśnienia zredukowanego (0,2–0,7). Zaobserwowano, że dla niższych wartości ciśnienia zredukowanego wrzenie konwekcyjne jest głównym mechanizmem wymiany ciepła oraz że wraz ze wzrostem wartości ciśnienia zredukowanego wrzenie pęcherzykowe stopniowo zwiększa swój wpływ na wymianę ciepła. Opory przepływu znacząco maleją, natomiast współczynnik przejmowania ciepła rośnie ze wzrostem wartości p_{zr}, wiąże się to jednak z wcześniejszym odparowaniem filmu cieczowego, a w konsekwencji drastycznym spadkiem współczynnika.

Podziękowania

Prace zrealizowano dzięki wsparciu Narodowego Centrum Nauki, nr grantu 2017/25/B/ST8/00755.

Literatura

[1] Pysz M. et al. Experimental study of flow boiling pressure drop and heat transfer of R1233zd(E) at moderate and high saturation temperatures. Int. J. Heat Mass Transf. 2023; 204: 123855.

[2] Marchetto D.B. et al. A state-of-the-art review on flow boiling at high reduced pressures. Int. J. Heat Mass Transf. 2022; 193: 122951.

[3] Charnay R. et al. Flow pattern characterization for R-245fa in minichannels: optical measurement technique and experimental results. Int. J. Multiphase Flow 2013; 57: 169–181.

[4] Charnay R. et al. Flow boiling heat transfer in minichannels at high saturation temperatures. Part II. Assessment of predictive methods and impact of flow regimes. Int. J. Heat Mass Transf. 2015; 87: 653–672.

[5] Charnay R. et al. Flow boiling heat transfer in minichannels at high saturation temperatures. Part I. Experimental investigation and analysis of the heat transfer mechanisms. Int. J. Heat Mass Transf. 2015; 87: 636–652.

[6] Charnay R. et al. Experimental investigation of R-245fa flow boiling in minichannels at high saturation temperatures: flow patterns and flow pattern maps. Int. J. Heat Fluid Flow 2014; 46: 1–16.

[7] Belyaev A.V. et al. An experimental study of flow boiling in minichannels at high reduced pressure. Int. J. Heat Mass Transf. 2017; 110: 360–373.

[8] Pysz M., Mikielewicz D. Flow boiling of R1233zd(E) in a 3 mm vertical tube at moderate and high reduced pressures. Exp. Therm. Fluid Sci. 2023; 147: 110964.

[9] Pysz M. et al. Study of R-1233zd(E) convective boiling heat transfer at moderate reduced temperature. 17th UK Heat Transfer Conference, Manchester 2022.

Badania eksperymentalne i analiza struktur przepływu przy wrzeniu w przepływie czynnika R1234ze w warunkach podwyższonego ciśnienia zredukowanego

Michał Pysz[1], Romuald Rulliere[2], Rémi Revellin[2], Dariusz Mikielewicz[1]

[1] Politechnika Gdańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa, ul. G. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk
[2] Université de Lyon, INSA Lyon, CNRS, CETHIL, 69621 Villeurbanne, Francja

e-mail: michal.pysz@pg.edu.pl

Streszczenie

W związku ze stopniowym wycofywaniem czynników chłodniczych z grupy HFC coraz większy nacisk kładzie się na poszukiwanie potencjalnych zamienników, czy to pośród naturalnych czynników chłodniczych, czy nowych płynów syntetycznych charakteryzujących się niskim wpływem na środowisko naturalne. Wśród czynników syntetycznych wyróżnia się grupa czynników HFO (hydrofluoroolefiny). Należący do tej grupy R1234ze ma potencjał do stosowania w zakresie wysokich temperatur saturacji, np. w układach ORC. W literaturze występuje luka dotycząca danych eksperymentalnych dla tego czynnika w zakresie podwyższonych temperatur saturacji. W ramach niniejszej pracy przeprowadzone zostały badania eksperymentalne czynnika R1234ze przy wrzeniu w przepływie wewnątrz pojedynczego cylindrycznego kanału. Sekcja pomiarowa to pozioma rurka o średnicy 2 mm. Pomiary zrealizowano dla prędkości masowych 200–400 kg/m^{2}s, gęstości strumienia ciepła 10–40 kW/m^2 oraz ciśnienia zredukowanego 0,25.

Słowa kluczowe: wrzenie w przepływie, struktury przepływu, minikanały, wizualizacja, ORC

1. Wprowadzenie

Wrzenie w przepływie jest jedną z najbardziej efektywnych metod wymiany ciepła. Projektowanie wymienników ciepła, w których zachodzi wrzenie w przepływie, wymaga dokładnej wiedzy na temat parametrów występujących wewnątrz urządzenia, jak opory przepływu czy współczynnik przejmowania ciepła. Liczne badania wskazują na silną zależność pomiędzy tymi parametrami a strukturami dwufazowymi obserwowanymi w przepływie [1–4]. Canière i in. [5] analizowali struktury przepływu, wykorzystując pojemnościowy miernik stopnia zapełnienia kanału. Uzyskane dane pozwoliły autorom na zidentyfikowanie takich struktur przepływu, jak przepływy korkowy, pęcherzykowy i pierścieniowy. Wadą tej metody jest ingerencja miernika w przepływ, dlatego wielu badaczy decyduje się na wykorzystanie nieinwazyjnych technik rejestrowania obrazów. Liu i in. [6] dokonali analiz struktur przepływu dla czynnika R245fa wewnątrz przezroczystej grzanej rurki. Wyróżnili sześć różnych struktur przepływu: pęcherzykowy, korkowy, wirowo-rozwarstwiony, pierścieniowy, wirowo-pierścieniowy i mgłowy. Samo określenie struktur przepływu nie jest wystarczające do całkowitego zrozumienia przepływów dwufazowych. Niezbędne są dodatkowe informacje, dotyczące wielkości, prędkości pęcherzyków pary czy też grubości filmu cieczowego. Revellin i Thome [1], wykorzystując bezstykowy system oparty na dwóch laserach, zbadali częstotliwość, tempo koalescencji, a także długość pęcherzyków pary opuszczających parownik. Podobnej metody, ale opartej na obróbce obrazów uzyskanych za pomocą szybkiej kamery, użyli Charnay i in. [2]. Pomiary zostały wykonane w cylindrycznym kanale o średnicy 3 mm, dla różnych prędkości masowych G 100–1500 kg/m^{2}s i gęstości strumieni ciepła q 10–90 kW/m^2. Głównym wnioskiem z pracy było ścisłe powiązanie wrzenia pęcherzykowego ze strukturami pęcherzykowymi i korkowymi, a także wrzenia konwekcyjnego ze strukturą pierścieniową. Ong i Thome [3] podjęli się określenia granicy pomiędzy mikrokanałami, minikanałami i kanałami konwencjonalnymi. W tym celu analizowali grubość filmu cieczowego w dolnej oraz górnej części przezroczystej rurki znajdującej się tuż za parownikiem. Na podstawie uzyskanych wyników zaproponowali wartość

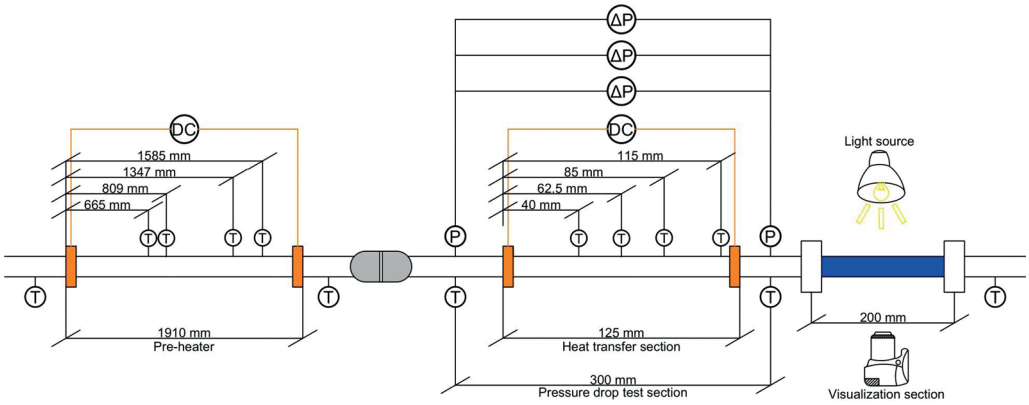
liczby zapełnienia *Con* równą 1 jako granicę dla mikrokanałów oraz obszar w zakresie 0,3–0,4 jako granicę między minikanałami a kanałami konwencjonalnymi.

2. Eksperyment

Badania współczynnika przejmowania ciepła oraz struktur przepływu przeprowadzono na specjalistycznym stanowisku badawczym, będącym na wyposażeniu laboratorium CETHIL. Pomiary wykonano dla czynnika R1234ze dla prędkości masowych 200–400 kg/m^{2}s oraz dla gęstości strumieni ciepła 10–40 kW/m^2.

2.1. Stanowisko badawcze

Stanowisko pozwala na realizację pomiarów w poziomym cylindrycznym kanale o średnicy 2 mm, w temperaturach do maksymalnie 100°C oraz ciśnieniu do 30 bar. Rys. 1 przedstawia schemat sekcji pomiarowej. Przygotowanie płynu odbywa się w podgrzewaczu wstępnym, ogrzewanym przy pomocy zasilacza prądu stałego. Parametry płynu na wlocie oraz wylocie sekcji pomiarowej, takie jak entalpia czy stopień suchości pary, określa się na podstawie bilansu cieplnego podgrzewacza oraz sekcji pomiarowej. Sekcja pomiarowa jest również ogrzewana przy pomocy zasilacza prądu stałego, co pozwala na utrzymanie stałego dostarczanego strumienia ciepła. Struktura dwufazowa opuszczająca sekcję pomiarową jest rejestrowana przy użyciu szybkiej kamery w przezroczystym kanale umieszczonym tuż za sekcją pomiarową.

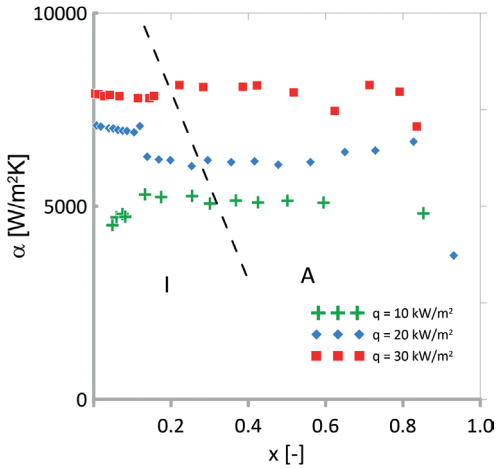


Rys. 1. Schemat sekcji pomiarowej

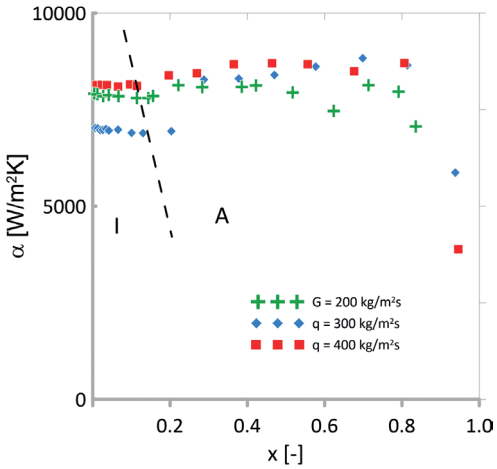
2.2. Wyniki

Na rys. 2, 3 przedstawiono uzyskane wartości współczynnika przejmowania ciepła w funkcji stopnia suchości pary. Ponadto oznaczono granicę pomiędzy wrzeniem pęcherzykowym/korkowym (I – ang. *intermittent*) a wrzeniem pierścieniowym (A – ang. *annular*). Zarówno stopień suchości pary, jak i prędkość masowa nie wpływają na wartość współczynnika przejmowania ciepła. Natomiast wraz ze wzrostem gęstości strumienia ciepła zauważalna jest intensyfikacja wymiany ciepła. Wskazane powyżej charakterystyki sugerują, że głównym mechanizmem wymiany ciepła jest wrzenie pęcherzykowe. Granica przejścia do wrzenia pierścieniowego wraz ze wzrostem gęstości strumienia ciepła oraz prędkości masowej przesuwa się w kierunku niższych wartości stopnia suchości pary.

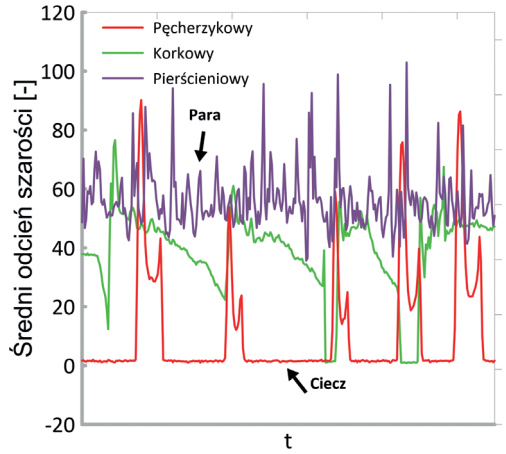
Rys. 4 przedstawia jedną z wykorzystanych technik, służącą do scharakteryzowania struktury przepływu wewnątrz kanału. Metoda ta pozwala na określenie średniego odcienia szarości dla analizowanego fragmentu sekcji wizualizacyjnej i przedstawienie go w funkcji czasu. Rys. 5 zawiera przykłady analizowanych fotografii. Dzięki przekonwertowaniu obrazu do postaci wykresu odcieni szarości możliwe jest obliczenie liczby (częstości ich występowania), prędkości, a także zawartości małych (krótszych niż średnica kanału) pęcherzyków w przepływie.



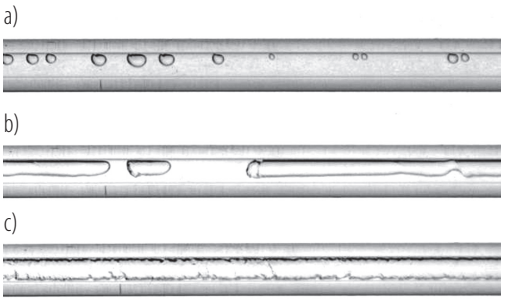
Rys. 2. Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji stopnia suchości pary dla różnych gęstości strumienia ciepła: *d*h – 2 mm; *G* – 200 kg/m^{2}s; *T*sat – 50°C



Rys. 3. Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji stopnia suchości pary dla różnych prędkości masowych: *d*h – 2 mm; *q* – 30 kW/m^2; *T*sat – 50°C

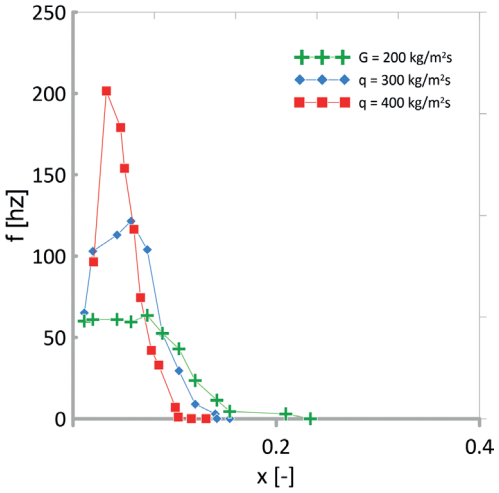


Rys. 4. Charakterystyka średniej wartości odcienia szarości dla wybranych struktur przepływu

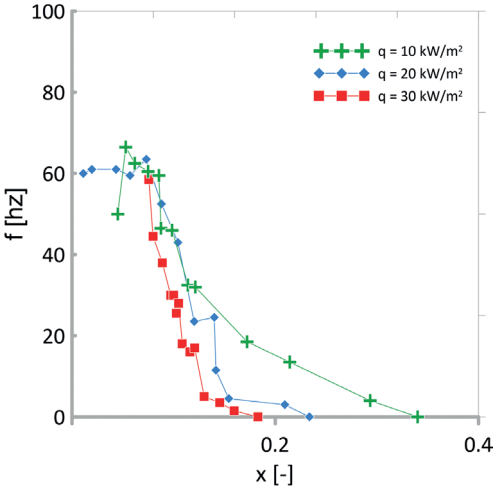


Rys. 5. Fotografie struktur przepływu analizowanych na rys. 4: a) pęcherzykowy; b) korkowy; c) pierścieniowy

Na rys. 6, 7 przedstawiono częstość występowania pęcherzyków w przepływie wraz z wpływem prędkości masowej oraz przyłożonej gęstości strumienia ciepła. Maksymalna liczba pęcherzyków w przepływie jest niezależna od przyłożonego strumienia ciepła i zwiększa się wraz ze wzrostem prędkości masowej w przepływie. Można wyróżnić trzy etapy rozwoju uzyskanych trendów: 1. – w którym liczba pęcherzyków w przepływie gwałtownie wzrasta, aż do osiągnięcia maksimum; 2. – w którym liczba pęcherzyków maleje w związku z łączeniem się pęcherzyków; 3. – w którym funkcja powoli dąży do zera (w obszarze tym mamy do czynienia z długimi korkami parowymi). Im wyższe wartości prędkości masowej oraz gęstości strumienia ciepła, tym szybciej częstość występowania pęcherzyków spada do zera, czemu towarzyszy przejście do przepływu pierścieniowego.



Rys. 6. Częstość występowania pęcherzyków w funkcji stopnia suchości pary: d_h – 2 mm; q – 20 kW/m^2



Rys. 7. Częstość występowania pęcherzyków w funkcji stopnia suchości pary: d_h – 2 mm; G – 200 kg/m^{2}s

Wnioski

W pracy przedstawiono badania eksperymentalne wrzenia w przepływie czynnika R1234ze w poziomym kanale o średnicy 2 mm. Analizie poddano współczynnik przejmowania ciepła oraz struktury przepływu. Dominujący mechanizm wymiany ciepła stanowi wrzenie pęcherzykowe: współczynnik przejmowania ciepła jest niezależny od prędkości masowej i rośnie wraz ze wzrostem gęstości strumienia ciepła. Zaobserwowano, że granica przejścia między wrzeniem pęcherzykowym a pierścieniowym przesuwa się ku niższym wartościom stopnia suchości pary wraz ze wzrostem zarówno prędkości masowej, jak i przyłożonego strumienia ciepła. Ponadto analiza częstości występowania pęcherzyków pary wykazała znaczny wzrost liczby pęcherzyków wraz ze wzrostem prędkości masowej oraz brak wpływu strumienia ciepła.

Podziękowania

Prace zrealizowano dzięki programowi SSHN 2023 finansowanemu przez Campus France.

Literatura

[1] Revellin R., Thome J.R. Experimental investigation of R-134a and R-245fa two-phase flow in microchannels for different flow conditions. Int. J. Heat Fluid Flow 2007; 28: 63–71.

[2] Charnay R., Revellin R., Bonjour J. Flow pattern characterization for R-245fa in minichannels: optical measurement technique and experimental results. Int. J. Multiphase Flow 2013; 57: 169–181.

[3] Ong C.L., Thome J.R. Macro-to-microchannel transition in two-phase flow. Part 1. Two-phase flow patterns and film thickness measurements. Exp. Therm. Fluid Sci. 2011; 35: 37–47.

[4] Pysz M., Mikielewicz D. Flow boiling of R1233zd(E) in a 3 mm vertical tube at moderate and high reduced pressures. Exp. Therm. Fluid Sci. 2023; 147: 110964.

[5] Canière H. et al. Mapping of horizontal refrigerant two-phase flow patterns based on clustering of capacitive sensor signals. Int. J. Heat Mass Transf. 2020; 53: 5298–5307.

[6] Liu J. et al. Diabatic visualization study of R245fa two phase flow pattern characteristics in horizontal smooth and microfin tube. Int. J. Heat Mass Transf. 2020; 152: 119513.

Zastosowanie entropii wieloskalowej w badaniach złożoności przepływów dwufazowych

Gabriela Rafałko[1], Romuald Mosdorf[1], Hubert Grzybowski[1], Paweł Dzienis[1], Grzegorz Górski[2]

[1] Politechnika Białostocka, Katedra Mechaniki i Informatyki Stosowanej, ul. Wiejska 45A, 15-351 Białystok
[2] Politechnika Białostocka, Katedra Inżynierii Materiałowej i Produkcji, ul. Wiejska 45A, 15-351 Białystok

Streszczenie

Przepływy dwufazowe charakteryzują się zmiennością obserwowanych struktur. Na złożoność zmian struktur, ich kształtu czy rozmieszczenia wpływają m.in. zmiany wydatku fazy, rozmiar kanałów, gwałtowność procesu wrzenia czy właściwości występujących faz. Zmiany te zachodzą w różnych skalach czasowych. W pracy omówiono zastosowanie algorytmów opartych na koncepcji entropii wieloskalowej do badania złożoności przepływów dwufazowych na podstawie zarejestrowanych filmów.

Słowa kluczowe: entropia wieloskalowa, przepływ dwufazowy, analiza obrazu

1. Złożoność przepływów dwufazowych

Struktury występujące podczas przepływu dwufazowego charakteryzują się rozdrobnieniem faz, których elementy są zróżnicowane pod względem kształtów, rozmiarów i przestrzennej lokalizacji. Zatem sygnały rejestrowane w trakcie przepływu, takie jak: fluktuacje ciśnienia, temperatury, strumienia ciepła, zmiany przestrzennej lokalizacji faz, charakteryzują się zmianami zachodzącymi w różnych skalach czasowych [1]. W pracy zaproponowano zastosowanie entropii wieloskalowej CMSE (ang. *composite multiscale sample entropy*) do analizy filmów przedstawiających przepływy dwufazowe w celu identyfikacji obserwowanych struktur przepływu [2]. Przedstawiono również wyniki zastosowania algorytmu wielowymiarowej entropii wieloskalowej MMSE (ang. *multivariate multiscale sample entropy*) w badaniu dynamiki zmiany fazy w jedenastu mikrokanałach podczas wrzenia [3].

2. Entropia wieloskalowa

Entropia wieloskalowa CMSE pozwala badać złożoność szeregów w różnych skalach czasowych. Algorytm CMSE oparty jest na mierze SampEn, która pozwala oszacować prawdopodobieństwo warunkowe, że dwie sekwencje m kolejnych punktów danych pozostaną podobne, gdy zostanie uwzględniony jeden kolejny punkt ($m + 1$) [4]. W celu wyznaczenia wartości entropii wieloskalowej szeregu należy przygotować tzw. szereg gruboziarnisty (ang. *coarse-grained time series*) zgodnie z następującą zależnością [4]:

$$y_n^{(\tau)} = \frac{1}{\tau}\sum_{i=(n-1)*\tau+1}^{n*\tau} x_i\,, \quad 1 \le n \le \frac{N}{\tau}, \tag{1}$$

gdzie: x_i – szereg danych, n – numer elementu nowo powstałego szeregu (szeregu gruboziarnistego), τ – czynnik skalujący, N – długość szeregu analizowanego (oryginalnego).

Jeśli $\tau = 1$, wówczas szereg gruboziarnisty stanowi szereg wejściowy (oryginalny). Szereg gruboziarnisty charakteryzuje się tym, że wraz ze wzrostem czynnika skalującego (τ) krótkotrwałe zmiany wartości analizowanego szeregu są słabo widoczne, natomiast wykrywany jest charakter długookresowych oscylacji.

W kolejnym etapie algorytmu CMSE wyznaczana jest entropia SampEn na podstawie każdego szeregu gruboziarnistego. W tym celu określa się wartości parametrów algorytmu: m – długość porównywanych sekwencji szeregu gruboziarnistego, r – tolerancję odległości punktów w porównywanych sekwencjach oraz wyznacza się σ_τ – odchylenie standardowe szeregu $y(\tau)$ i σ – odchylenie standardowe szeregu x. Tolerancja r może stanowić pewną procentową część odchylenia standardowego szeregu $y(\tau)$ lub szeregu wejściowego x. W wielu pracach [2, 5] wartości parametrów m i r są następujące: $m = 2$, $r = 0{,}15*\sigma$ lub $r = 0{,}20*\sigma$, lub $r = 0{,}20*\sigma_\tau$.

W ostatnim kroku wartość CMSE wyznaczana jest jako średnia wartość SampEn dla *N* elementów szeregu w funkcji τ [5]:

$$CMSE(x,\tau,m,r) = \frac{1}{\tau}\sum_{n=1}^{\tau} SampEn(y_n^{(\tau)},m,r), \tag{2}$$

gdzie: *x* – szereg wejściowy, *τ* – czynnik skalujący, $y_N^{(\tau)}$ – szereg gruboziarnisty o długości *n*, *m* – długość porównywanych sekwencji szeregu gruboziarnistego, *r* – tolerancja odległości punktów w porównywanych sekwencjach.

W celu uzyskania pojedynczego parametru charakteryzującego złożoność szeregu stosowany jest współczynnik CI (ang. *complexity index*), który stanowi pole pod wykresem funkcji CMSE.

Miarą służącą do badania złożoności danych wielowymiarowych w ramach poszczególnych szeregów danych i pomiędzy nimi jest wielowymiarowa entropia wieloskalowa – MMSE. Algorytm umożliwia analizę *p*-kolumnowego szeregu danych, a w ten sposób powstaje szereg gruboziarnisty:

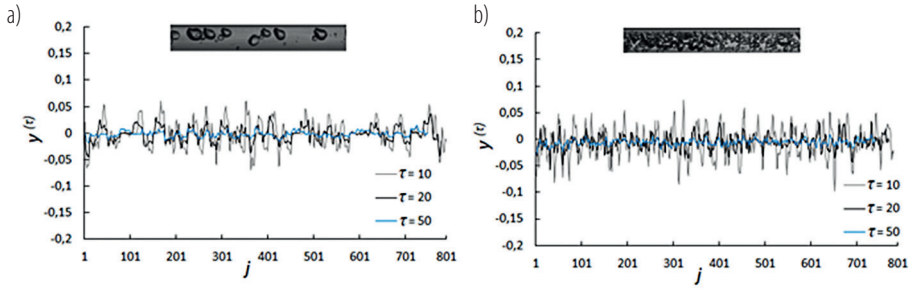
$$y_{k,j}^{(\tau)} = \frac{1}{\tau}\sum_{i=(j-1)\tau+1}^{j\tau} x_{k,i}, \quad 1 \le j \le \frac{N}{\tau}, \tag{3}$$

gdzie: *k* – indeks kolumny danych (analizowanego kanału), *k* = {1, . . . *p*}.

W kolejnym kroku wylicza się SampEn dla każdego nowo powstałego szeregu gruboziarnistego, podobnie jak w algorytmie CMSE.

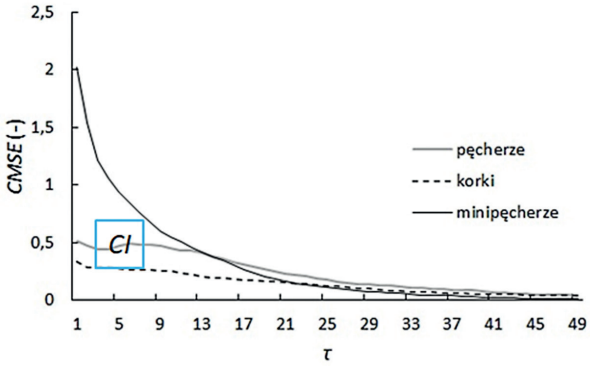
3. Identyfikacja struktur przepływu dwufazowego

Zastosowano metodę wykorzystującą wieloskalową entropię CMSE do identyfikacji struktur przepływu. Pobrano po jednej klatce z 56 filmów przedstawiających przepływ dwufazowy (45% wodny roztwór gliceryny – powietrze) o ustalonych wydatkach faz ciekłej i gazowej. Z każdej klatki filmu, o wymiarach 64 × 1280 pikseli, nagranego kamerą do szybkiej fotografii Phantom v1610, pobierano środkowy fragment minikanału o wymiarach 24 × 800 pikseli. Następnie sumowano jasność pikseli w każdej kolumnie obrazu, uzyskując jednowymiarowy szereg zmian jasności pikseli. Na podstawie pobranych szeregów danych przygotowano szeregi gruboziarniste, których przykładowe przebiegi pokazano na rys. 1.



Rys. 1. Szeregi gruboziarniste przygotowane dla skali czasowych *τ* = 1–50 na podstawie szeregów zmian jasności pikseli przedstawiających przepływy o następujących wydatkach fazy ciekłej (q_w) i fazy gazowej (q_g): a) q_w = 32,66 kg/h, q_g = 0,07 l/min; b) q_w = 43,44 kg/h, q_g = 0,328 l/min [6]

Następnie ustalono wartość długości porównywanych sekwencji *m* = 2, wyznaczono wartości odchylenia standardowego dla wszystkich szeregów gruboziarnistych (σ_τ) oraz wartości tolerancji *r*, *r* = 0,20*σ_τ. Wykorzystując przyjęte wartości parametrów i powstałe szeregi gruboziarniste (rys. 1), wyliczono funkcje CMSE, których przykładowe zmiany pokazano na rys. 2.



Rys. 2. Entropia wieloskalowa (CMSE) w zależności od struktury przepływu

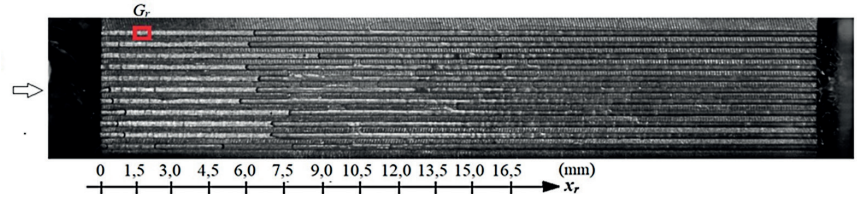
W kolejnym kroku wyliczono pole pod wykresem funkcji CMSE otrzymanej na podstawie każdego analizowanego szeregu, uzyskując w ten sposób wartość współczynnika CI. W tabeli 1 przedstawiono zakres zmian współczynnika CI.

Tabela 1. Współczynnik CI a struktura przepływu

Struktura przepływu	CI
przepływ korkowy	4,24–9,99
przepływ pęcherzy	10,00–11,99
przepływ minipęcherzy	12,00–15,33

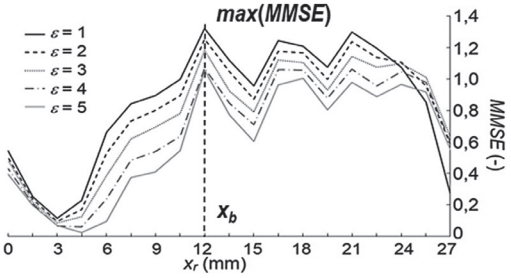
4. Ocena dynamiki zmiany fazy

W celu analizy dynamiki zmiany fazy na podstawie danych z przepływu we wrzeniu w jedenastu mikrokanałach (o wymiarach: gł. 0,13 mm, szer. 0,25 mm, dł. 32 mm) zastosowano wielowymiarową entropię wieloskalową (MMSE). Analizę obrazów przedstawiających przepływ dwufazowy przeprowadzono na podstawie filmów zarejestrowanych przez kamerę do szybkiej fotografii Phantom v1610. Analizowano klatki filmu w przedziale od 0 do 660 pikseli (od 0 mm do 16,5 mm) od wlotu do mikrokanałów (długość mikrokanału wynosiła 32 mm). Analizowany obszar miał długość 20 pikseli i był przesuwany wzdłuż mikrokanału. Dane pomiarowe stanowiły szeregi zmian jasności pikseli, które były pobierane z fragmentów każdego mikrokanału (z tzw. bramek), oznaczone kolorem czerwonym na rys. 3.



Rys. 3. Analizowany obszar mikrokanału (czerwony prostokąt) – pokazano pierwszą pozycję bramki ($x_r = 1{,}5$ mm od wlotu do mikrokanałów)

Algorytm MMSE przeprowadzano dla każdej kolejnej pozycji bramki (rys. 3). Tablica danych wejściowych, które stanowiły sumy jasności pikseli, miała następujące wymiary: z (liczba rozpatrywanych kanałów) $\times$ t (badany czas przepływu wyrażony w klatkach k). MMSE obliczano przy następujących parametrach: $r = 0{,}05$, $\varepsilon = 5$, $m = 2$, $\tau = 1$. W rezultacie uzyskiwano zmiany wartości MMSE w funkcji odległości bramki (x_r) od wlotu kanałów. Wykres maksymalnych wartości MMSE przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Funkcje MMSE uzyskane dla kolejnych skal czasowych (ε) w funkcji pozycji bramki (x_r) na podstawie danych z przepływu o wydatku wody: $q_w = 255$ g/h i mocy elektrycznej grzałek $P = 56$ W

Funkcja MMSE jest miarą nieregularności zmian jasności pikseli, co pozwala na jej podstawie wnioskować o dynamice procesu wrzenia zachodzącego w wymienniku. Przeprowadzono analizę zarejestrowanych filmów i uzyskanych zmian wartości funkcji MMSE. Odnotowano, że maksymalna wartość MMSE stanowi punkt wskazujący obszar, od którego przepływ obu faz odbywa się w kierunku wylotu. Pozycja bramki x_r (dla wszystkich skal czasowych ε), dla której funkcja MMSE przyjmuje wartość maksymalną, jest fragmentem kanału, w którym zachodzą najbardziej gwałtowne zmiany dystrybucji faz (x_b).

Podsumowanie

W pracy zastosowano entropię wieloskalową (CMSE) i współczynnik złożoności (CI) do identyfikacji struktur przepływu dwufazowego bez zmiany fazy na podstawie zarejestrowanych filmów. Na podstawie obserwacji filmów zarejestrowanych w trakcie przepływu dwufazowego oraz otrzymanych wartości współczynnika CI wyodrębniono cztery struktury przepływu: długie i krótkie korki, pęcherze i pęcherze typu *cap bubbles*, pęcherze wraz z minipęcherzami, minipęcherze. Najniższe wartości współczynnika odnotowano dla przepływu długich i krótkich korków, a najwyższe przy danych pochodzących z przepływu minipęcherzy,

Przeprowadzono również ocenę dynamiki zmiany fazy za pomocą wielowymiarowej entropii wieloskalowej (MMSE), analizując zarejestrowane klatki filmu przepływu dwufazowego we wrzeniu. Badanie wartości MMSE w funkcji skal czasowych opisuje zmiany jasności pikseli zachodzące w różnych skalach czasowych: krótkookresowe dla małych wartości skali oraz długookresowe dla wysokich wartości skali. Zauważono, że maksymalna wartość MMSE stanowi punkt wskazujący fragment kanału, w którym zachodzą najbardziej gwałtowne zmiany dystrybucji faz.

Podziękowania

Badania finansowano z grantu UMO-2017/27/B/ST8/02905, Narodowe Centrum Nauki, Polska.

Literatura

[1] Dario E.R. et. al. Review on two-phase flow distribution in parallel channels with macro and micro hydraulic diameters: main results, analyses, trends. Applied Thermal Engineering 2013; 59: 316–335.
[2] Wu S.D. et al. Time series analysis using composite multiscale entropy. Entropy 2013; 15: 1069–1084.
[3] Gao Z.K. et al. Multivariate multiscale entropy analysis of horizontal oil–water two-phase flow. Physica A 2015; 417: 7–17.
[4] Costa M. et al. Multiscale entropy analysis of human gait dynamics. Physica A 2003; 330: 53–60.
[5] Faes L. et al. Efficient computation of multiscale entropy over short biomedical time series based on linear state-space models. Complexity 2017; 2017: 1–13.
[6] Rafałko G. et al. Complexity of phase distribution in two-phase flow using composite multiscale entropy. European Physical Journal Plus 2010; 135: 661.

Proposal of the Nusselt number correlation to predict thermal effect of Ag and CuO nanofluids thermo-magnetic convection

Aleksandra Roszko, Elżbieta Fornalik-Wajs

AGH University of Krakow, Faculty of Energy and Fuels, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

e-mail: roszko@agh.edu.pl; elzbieta.fornalik@agh.edu.pl

Abstract

Main aim of the presented work was to quantitatively describe heat transfer effect of imposed magnetic field on natural convection of weakly magnetic nanofluids. Nanofluid itself through modified properties, changes a system ability to transfer energy. It was checked experimentally that the strong magnetic field would be able to enhance this process even more. Two kinds of nanofluids were investigated, namely silver and copper oxide of various particles concentrations. Very important issue was connected with a nanofluid magnetic properties, which significantly contributed to the heat transfer process. Extensive studies involving various temperature and magnetic conditions resulted in a construction of experimental database. It was a source of information which lead to formulation of Nusselt number correlation representing the heat transfer processes involving the thermomagnetic convection of analysed nanofluids. It should be emphasized that such correlation is presented for the first time.

Keywords: nanofluid, thermomagnetic convection, experimental correlation, Nusselt number, heat transfer processes

1. Introduction

Nanofluids still do not lose any of their popularity as a heat transfer carriers. Modified thermal properties are considered as their great advantage, which overcomes hydrodynamic drawbacks. Therefore, they are applied in various fields, such as solar collectors [1], heat pipes [2], are considered as a coolant in pressurized water reactors (PWRs) [3]. Moreover, it was reported that application of magnetic field to a system filled with nanofluid, influences transport processes (mass, momentum and energy). Depending on the thermal and magnetic conditions it was possible to some extent control the phenomena [4–6].

Presented studies concentrated on the quantitative description of magnetic field influence on heat transfer process occuring in the weakly magnetic nanofluids. Experimental data collected for two kinds of nanofluids of various concentrations were base for formulation of Nusselt number correlation as a function depending both on the conditions and mentioned properties. It is a first attempt toward compact description of complex phenomena and their quantitative contribution to heat transfer overall effect.

2. Measurement methodology

The phenomenon of thermomagnetic convection in the Rayleigh–Bénard configuration of weakly-magnetic nanofluid was under investigation. The parameters like thermal and magnetic conditions, nanoparticles concentration, nanofluids components' magnetic properties were analysed.

Inside a system heated from below, the temperature values were monitored at 6 points, together with 6 points measuring temperature of the bottom and top walls. These data were used for analysis of heat transfer rate and also indirectly of a flow structure. An experimental procedure was described in detail in [7, 8].

2.1. Working fluids

The studied nanofluids were prepared by two-step method involving the distilled water and nanoparticles. Two kinds of nanoparticles material were taken into account (silver and copper oxide) and their three concentrations (0.1, 0.25 and 0.5 vol.%). Addition of nanoparticles slightly changed the properties of water and the biggest influence was observed for density (up to 3% for the copper oxide nanofluid with the highest nanoparticles' concentration). The numerical values of considered properties are listed in Table 1.

Table 1. Properties of the working fluids

Property at 20°C	Ag_0.1	Ag_0.25	CuO_0.1	CuO_0.25	CuO_0.5
Density [kg/m^3]	1010	1022	1007	1012	1026
Thermal expansion coefficient [1/K]	$20.56 \cdot 10^{-5}$	$20.54 \cdot 10^{-5}$	$20.55 \cdot 10^{-5}$	$20.53 \cdot 10^{-5}$	$20.48 \cdot 10^{-5}$
Specific heat [J/(kg·K)]	4177	4172	4176	4173	4163
Dynamic viscosity [kg/(m·s)]	$10.073 \cdot 10^{-4}$	$10.105 \cdot 10^{-4}$	$10.080 \cdot 10^{-4}$	$10.103 \cdot 10^{-4}$	$9.915 \cdot 10^{-4}$
Thermal conductivity [W/(m·K)]	0.600	0.603	0.601	0.602	0.607
Magnetic susceptibility [–]	$-8.89 \cdot 10^{-6}$	$-8.92 \cdot 10^{-6}$	$-8.24 \cdot 10^{-6}$	$-7.03 \cdot 10^{-6}$	$-5.03 \cdot 10^{-6}$

Magnetic susceptibility describes the ability of substance to be magnetized in the magnetic field. The paramagnetics are attracted toward maximal value of magnetic induction while the diamagnetics repelled. The water is diamagnetic as well as the silver while the copper oxide is paramagnetic, therefore in the presented studies the complex effect of magnetic conditions (as a sum of tested position and substances' properties) was observed.

2.2. Experimental apparatus

An experimental enclosure filled with the working fluid was placed in a magnet test section. The enclosure was a cube with length of 0.032 m, horizontal walls were thermally active in the Rayleigh–Bénard configuration (the top one was cooled while the bottom one was heated). The thermostating bath was used as a cooling equipment, the water inside was maintained at 18°C and flowed through a cooling chamber above the top wall of the cube. Under the heating wall, the resistance wire was placed and with a current and voltage power supply the temperature on the heated wall was set. Temperature was controlled with T-type thermocouples connected to a data acquisition system, which included cDAQ-9172 modules and LabView Signal Express software.

2.3. Strong magnetic field effect

Magnetic field influence on the phenomena occurring in an enclosure was due to (1) position in the test section and (2) substances' magnetic properties. There were two positions of the experimental enclosure marked as P1 (the upper one) and P2 (the bottom one) shown in Fig. 1. They are characterised by the maximal value of grad $\mathbf{B}^2$, which determines the studied phenomena.

To describe the combined effect of thermal and magnetic conditions the thermomagnetic Rayleigh number was defined:

$$\mathrm{Ra_{TM}} = \mathrm{Ra_T}\left[1 - \frac{\chi_m}{\mu_0 g} B_z \frac{\partial B_z}{\partial z}\right] \tag{1}$$

where $\mathrm{Ra_T}$ indicates thermal Rayleigh number represented by equation:

$$\mathrm{Ra_T} = \frac{g\beta\varrho^2 c_p}{\mu k} d^3 \Delta T \tag{2}$$

and g is the gravitational acceleration; β is the thermal expansion coefficient; ρ is the density; c_p is the specific heat; μ is the dynamic viscosity; k is the thermal conductivity; d is the characteristic dimension; ΔT is the temperature difference; χ_m is magnetic susceptibility; B_z is axial component of magnetic induction vector **B**; μ_0 is magnetic permeability of vacuum.

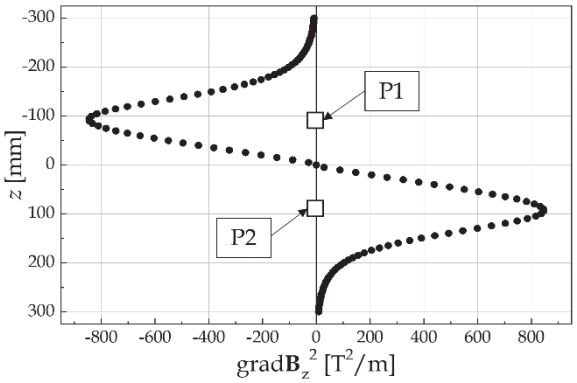


Fig. 1. Upper (P1) and lower (P2) experimental enclosure positions

3. Results

The heat transfer performance was represented by the Nusselt number considered as the ratio between conduction and convection heat rates. Defining the Nusselt number with measured values the equation can be presented in the form:

$$\mathrm{Nu_e} = \frac{UI - a\Delta T}{k\Delta T d} \tag{3}$$

where U is voltage; I is current and a is the directional coefficient of the experimentally obtained heat loss function.

The Nusselt number correlation for nanofluids takes into account such parameters as the previously defined thermomagnetic Rayleigh number (Ra_{TM}), the nanoparticles concentration (φ) and their magnetic susceptibility (χ_m). Following is a proposed equation:

$$\mathrm{Nu_k} = \mathrm{Ra_{TM}}^{0.25} \cdot \varphi^{0.25} \cdot |\chi_m|^{-0.025} \tag{4}$$

Figure 2 presents the experimental Nusselt umber values against the Nusselt number values calculated from equation (4). The range of variation (±30%) is also marked with dashed lines. The left side shows the values obtained for the position 1 (P1, upper position) and the right side for the position 2 (P2, lower position), for both positions a satisfactory agreement was obtained.

Conclusions

The main goal of the presented research was to quantitively verify whether the strong magnetic field would be able to enhance or attenuate the thermal processes. The thermomagnetic convection of weakly-magnetic nanofluid was under investigation. The studies included number of factors like thermal and magnetic conditions, nanoparticles concentration, nanofluids components' magnetic properties. Therefore, it was possible to formulate the Nusselt number experimental correlation for Ag and CuO water-based nanofluids. It should be mentioned that the correlation integrate the thermomagnetic Rayleigh number, nanoparticles' concentration, and their magnetic susceptibility. In the literature there are no reports discussing this problem. The agreement between the experimental data and the proposed expression is within the ±30% range. The correlation can be applied in prediction of thermal effect of magnetic field presence, for verification of numerical models and extantion of the analyses.

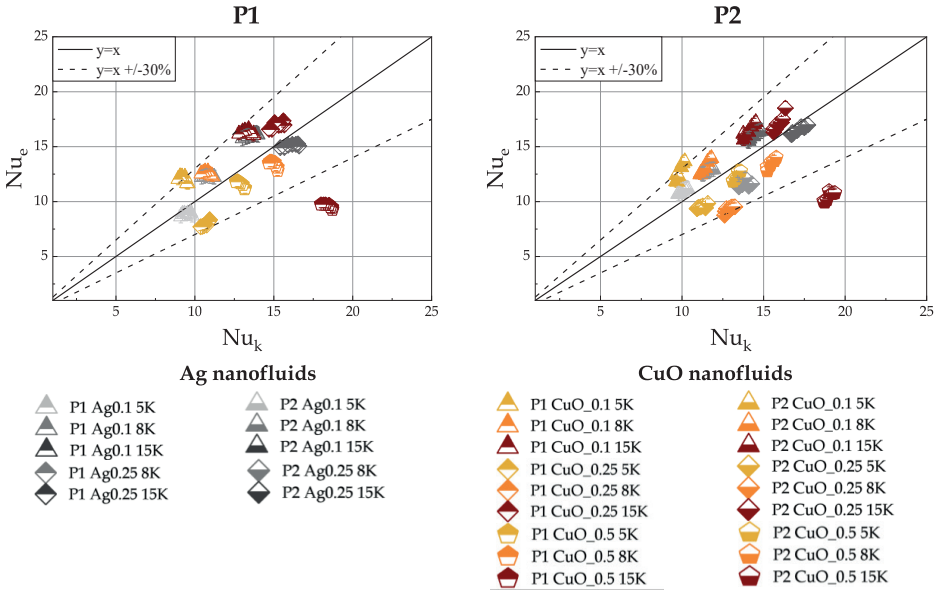


Fig. 2. Experimental Nusselt number (Nu_e) versus Nusselt number calculated from proposed correlation (Nu_k)

Acknowledgement

This research was supported by the Ministry of Education and Science Republic of Poland and by program "Excellence Initiative – Research University" for the AGH University of Science and Technology.

Literature

[1] Wole-osho I. et al. Nanofluids in solar thermal collectors: review and limitations. Int. J. Thermophys. 2020; 41: 157.

[2] Sheikhpour M. et al. Role of nanofluids in drug delivery and biomedical technology: methods and applications. Nanotechnol. Sci. Appl. 2020; 13: 47–59.

[3] Mirian S.F. et al. Nanofluid applications in pressurized water reactors: a review. Int. J. Energy Res. 2022; 46: 22314–22335.

[4] Fornalik-Wajs E. et al. Nanofluid flow driven by thermal and magnetic forces – experimental and numerical studies. Energy 2020; 201: 117658.

[5] Roszko A., Fornalik-Wajs E. Analysis of diamagnetic nanofluid heat transfer in the presence of magnetic field. In: Współczesne problemy termodynamiki. XXIII Zjazd Termodynamików 2017: 973–982.

[6] Chatterjee D. et al. Thermo-magnetic convection of nanofluid in a triangular cavity with a heated inverted triangular object. Mater. Today Proc. 2022; 52: 427–433.

[7] Fornalik-Wajs E. et al. Comparison of the experimental and numerical analyses of silver nanofluid under influence of strong magnetic field. Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow 2020; 30: 3139–3162.

[8] Roszko A., Fornalik-Wajs E. Extend of magnetic field interference in the natural convection of diamagnetic nanofluid. Heat Mass Transf. 2018; 54: 2243–2254.

Experimental investigation of internal heat transfer in Stirling engine heat exchangers

Bartłomiej Rutczyk, Ireneusz Szczygieł, Zbigniew Buliński

Politechnika Śląska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, ul. S. Konarskiego 22, 44-100, Gliwice

e-mail: bartlomiej.rutczyk@polsl.pl; ireneusz.szczygiel@polsl.pl; zbigniew.bulinski@polsl.pl

Abstract

Low power density of Stirling engines necessitates investigations into its enhancement. The heat transfer between the internal engine walls and the working fluid has been identified as a major bottle neck in this regard. Engineering tools, such as heat transfer correlations for Stirling engine heat exchangers are however scarcely available in literature. In this work, the internal heat transfer is investigated using a zero-dimensional model and experimental work. Heat transfer correlations potentially describing the phenomenon were found, and treated as part of the zero-dimensional model. This is then validated using experimental measurements. It is found that for the investigated engine (Genoa stirling ML3000), the formulas of Kanzaka, Toda and Annand are the most consistent with experimental results. Furthermore, correction factors are proposed which improve the quality of heat.

Keywords: Strirling engine, heat transfer, heat exchanger

1. Introduction

Models of Stirling engines can not be defined without some assumption or calculation methods for internal heat transfer coefficients [8, 10, 12, 14, 19] as all the thermodynamic processes inside the engine are dependent on heat transfer. Different selection of heat transfer correlations provides starkly different engine characteristics [10].

A comprehensive literature review on the topic of heat transfer correlations was carried out by the authors in previous work [9]. For the purposes of Stirling engine modelling, a narrower selection of heat transfer correlations should be made. The experimental engine used in this work is equipped with tubular heat exchangers and cooling coils. The tubular exchangers would at first glance point towards the Zhao and Cheng [20–22] and Xiao [17, 18] formulas, especially as these were derived specifically for Stirling machines. The other correlation directly based on the Stirling engine results is the one of Toda et al. [13], however it refers technically only to the heat losses through cylinder walls and not to the main heat exchange processes. The formula of Kanzaka et al. [3] is promising as the only one derived for the heat exchangers in a kinematic Stirling machine – though at much higher pressures than in the machine available to the author. The selection was widened by the formula of Woschni – due to its ubiquitousness. The formula of Annand and Pinfold [2] was chosen to investigate the influence of the time derivative term, the formula of Adair [1] was chosen, as compressors for which it was derived can be considered similar to Stirling engines through the lack of combustion and finally the formula of Lekic and Kok [10–12] in order to investigate the influence of its complex terms.

2. Model results and measurements

For model calculations a zero-dimensional real gas model was used (first published in 2019 [10]). The model is based on the following assumptions: the pressure inside the engine is uniform, pressure losses are neglected, the walls of heater and cooler are to be of constant temperature, the regenerator changes its temperature in a uniform manner, no heat losses, the fluid is a real gas. The equations of balance take form of differential equations, expressed as a function of crank angle. Real gas has been used as the working fluid due to real gas models providing parameters such as viscosity and gas thermal conductivity that are later utilized by the implemented heat transfer models.

Measurements have been carried out for nitrogen and argon using a Genoa stirling ML3000 engine. This engine is an *a* type machine, or rather an double *a* engine, that is two power units within one set. According to manufacturers data, the engine has a nominal power output of 3 kW. The experimental stand had to accommodate several diverse kinds of measurements. The main objective was to enable the construction of engine indicator charts for different operating conditions. Second, temperatures and coolant flows had to be measured. For nitrogen, the buffer space pressure was varied between 5 and 13 bar. For argon the pressure range was narrower and confined to higher values, as otherwise the engine was unable to start. The pressures were between 10 and 14 bar. For the purposes of this particular analysis the measuring was done in 300 second windows, after reaching a steady state. The quality evaluated was indicated power. The West number was also calculated for the engine to compensate for the lack of stability of other parameters. By definition the number should be constant across a series of measurement done on a single engine. It is defined as follows [15]:

$$\mathrm{We} = \frac{N}{p_m n_s V_{sw}} \cdot \frac{T_{in} + T_{out}}{T_{in} - T_{out}} \tag{1}$$

where N is the engine shaft power, p_m is the buffer pressure, T_{in} and T_{out} are the heat source and sink temperatures respectively. A comparison of obtained West number values from measurement (black, with red and blue lines representing values of average plus/minus one standard deviation) compared with model results using different heat transfer correlations are shown as a function of buffer pressure in Fig. 1.

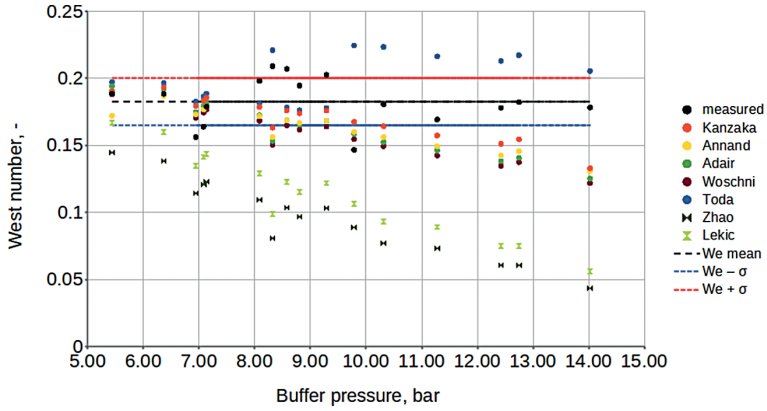


Fig. 1. Model fit quality with different heat transfer models used in terms of West number

3. Correlation adjustement

Based on the assesment of error values it was chosen to carry out the adjustment or validation on the correlations of Kanzaka and Iwabuchi [4], Annand and Pinfold [2] and Toda [13]. The formulas of Zhao and Lekic and Kok were rejected due to significant error. As the Zhao formula has otherwise been validated by other authors [21], this is likely due to the engine design. Adjustement was carried out by employing a correction factor. As according to literature [11] the West should be constant across measurement points. In the experiment this is the case. For argon, the standard deviation of the West number is , for nitrogen and shows no visible correlation with any of the working parameters. On the other hand, model results show more significant variations. Based on the data, a hypothesis can be formulated that the discrepancies correlate with pressure.

The hypothesized correction factor has the following form:

$$C_f = \left(\frac{\rho(p_i, T_i)}{\rho(p_{ref}, T_i)} \right)^a, \tag{2}$$

where ρ is the fluid density, T – the temperature, p – the pressure, the index i refers to instantaneous values, and *ref* to a reference value of 1 bar. The exponent a is the subject of search.

The engine model is treated as a black box function, where for the selected heat transfer models its parameters are adjusted to fit the result vector-indicated power values for given measurements, so that the RMSE is minimized. The data fitting was done with the use of the Levenberg–Marquardt algorithm. The data for both argon and nitrogen has been separated into two sets, 2/3 as a data set for the calculation, and 1/3 for verification. As a result, the values obtained of the exponent *a* were 0.4013, 0.4214 and 0.586 for the Kanzaka, Annand and Toda correlations respectively. The RMSE value was calculated for them as for the unadjusted versions. These results are shown in Fig. 2.

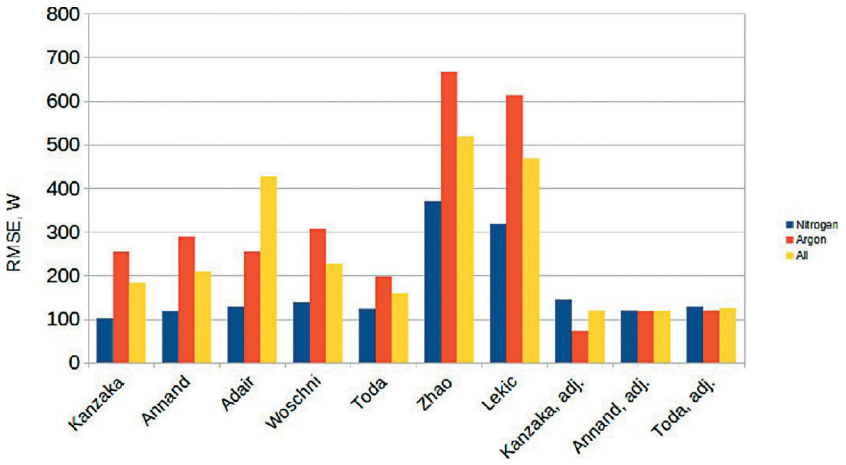


Fig. 2. Model fit quality with different heat transfer models used in terms of indicated power

Conclusions

The formulas tested showed gave the 0D model a decent quality of fit when compared with experimental results, however this quality was lost at higher pressures. The proposed adjustment based on experimental data decreased the root mean square error in indicated power significantly. Based on this, it can be deduced that the Kanzaka and Iwabuchi formula, the Annand formula and the Toda formula can be of use coupled with 0D models of Stirling engines, and for machines working at the same ranges of pressure, temperature and rotational speed as the authors experimental rig, and provided the engine has a similar design. A better quality of results in those circumstances can be obtained if the formula is adjusted. For all formulas, *Nu* is the conventionally defined Nusselt number, *Re* – the Reynolds number, *Pr* – the Prandtl number, *t* – time, *T* – temperature in K. The value $C' = 0.293 + 0.00075\,T_w$.

The adjusted Kanzaka formula has the following form:

$$\mathrm{Nu} = 0.21\mathrm{Re_{sc}}^{0.8}\mathrm{Pr}^{0.4}\left(\frac{T_w}{T_i}\right)^{-0.5} C'\left(\frac{\rho_i}{\rho_{ref,i}}\right)^{0.4013}, \tag{3}$$

the Annand and Pinfold formula:

$$\mathrm{Nu} = 0.3\mathrm{Re}^{0.7} + \left(1 + 0.27\frac{D}{V\Delta T}\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}t}\right)\left(\frac{\rho_i}{\rho_{ref,i}}\right)^{0.4214}, \tag{4}$$

and the Toda formula:

$$\mathrm{Nu} = A\mathrm{Re}^{b}\left(\frac{\rho_i}{\rho_{ref,i}}\right)^{0.58} \tag{5}$$

where *A* is 0.70 and 0.63 and *b* is 0.58 and 0.53 for expansion and heating and cooling and compression respectively.

Acknowledgements

This work has been funded by the Silesian University of Technology from the grant no. BKM-759/RIE6/2021.

Literature

[1] Adair R.P. et al. Instantaneous heat transfer to the cylinder wall in reciprocating compressors. Purdue University, Purdue e-Pubs 1972.

[2] Annand W.J.D., Pinfold D. Heat transfer in the cylinder of a motored reciprocating engine. Technical Report 1980.

[3] Kanzaka M., Iwabuchi M. Study on heat transfer of heat exchangers in the Stirling engine: heat transfer in a heated tube under the periodically reversing flow condition. JSME International Journal 1992; 35: 641–646.

[4] Mitsuo Kanzaka and Makio Iwabuchi. Study on heat transfer of heat exchangers in the Stirling engine: performance of heat exchangers in the test Stirling engine. JSME International Journal 1992; 35: 647–652.

[5] Lekić U., Kok J.B.W. Heat transfer and fluid flows in gas springs. The Open Thermodynamics Journal 2010; 4: 13–26.

[6] Lekić U., Kok J.B.W. Heat flows in piston compressors. 5th EUROTHERM 2008.

[7] Lekić U. et al. Fluid flow and heat transfer in a helium gas spring. Dissertation. 2011.

[8] Martini W.R. Stirling engine design manual. US Department of Energy, Office of Conservation and Solar Applications, Cleveland 1978.

[9] Rutczyk B., Szczygieł I. Development of internal heat transfer correlations for the cylinders of reciprocating machines. Energy 2021; 230: 120795.

[10] Rutczyk B. et al. A zero-dimensional, real gas model of an *a* stirling engine. Energy Conversion and Management 2019; 199: 111995.

[11] Senft J.R. A simple derivation of the generalized Beale number. In: IECEC'82. Proceedings of the Seventeenth Intersociety Energy Conversion Engineering Conference 1982. Vol. 4: 1652–1655.

[12] Stanek W. et al. Thermo-ecological assessment of Stirling engine with regenerator fed with cryogenic exergy of liquid natural gas (lng). Energy 2019; 185: 1045–1053.

[13] Toda F., Iwamoto S. Heat transfer on a small Stirling engine. Bulletin of the Marine Engineering Society in Japan 1991; 19: 49–60.

[14] Urieli I., Berchowitz D.M. Stirling cycle engine analysis. United Kingdom 1984.

[15] West C.D. Theoretical basis for the beale number. In: Proceedings of Intersociety Energy Conversion Engineering Conference (United States), vol. 2. Westware Co, Oliver Springs, Tenn., USA 1981.

[16] Woschni G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. Technical Report 1967.

[17] Xiao G. et al. Experimental study on heat transfer of oscillating flow of a tubular Stirling engine heater. International Journal of Heat and Mass Transfer 2014; 71: 1–7.

[18] Xiao G. et al. An approach to combine the second-order and third-order analysis methods for optimization of a Stirling engine. Energy Conversion and Management 2018; 165: 447–458.

[19] Zare S. et al. Investigating limit cycle in a free piston Stirling engine using describing function technique and genetic algorithm. Energy Conversion and Management 2020; 210: 112706.

[20] Zhao T.S., Cheng P. A numerical solution of laminar forced convection in a heated pipe subjected to a reciprocating flow. International Journal of Heat and Mass Transfer 1995; 38: 3011–3022.

[21] Zhao T.S., Cheng P. Oscillatory heat transfer in a pipe subjected to a laminar reciprocating flow. Journal of Heat and Mass Transfer 1996; 118: 592–597.

Przychodzi klient... czyli realizacja nauczania termodynamiki i wymiany ciepła przez praktykę

Arkadiusz Ryfa

Politechnika Śląska, Katedra Techniki Cieplnej, ul. A. Konarskiego 22, 44-100 Gliwice

e-mail: arkadiusz.ryfa@polsl.pl

Streszczenie

Znaczący rozwój technologii przekładający się na nowe treści w programach studiów oraz zmieniające się oczekiwania studentów i rynku pracy powodują konieczność zmiany sposobu nauczania. Tradycyjne wykłady są dla studentów nudne, zajęcia projektowe ze zdefiniowanymi danymi oraz z góry wytyczoną ścieżką również nie są atrakcyjne. Wszelkie problemy postawione przed studentami, w których główne zadanie ogranicza się do wykonywania obliczeń matematycznych, nie przygotowuje ich do podejmowania odpowiedzialnych ról zawodowych. Oczywiście znajomość złożonych modeli czy aparatu matematycznego jest pewną zaletą tradycyjnego podejścia, ale gdy nasz odbiorca zniechęci się na samym początku, to po zaliczeniu przedmiotu niewiele zapamięta. Jedną z alternatyw jest zastosowanie podejścia opartego na nauczaniu problemowym (*project based learning*), projektowym (*problem based learning*) czy studium przypadku (*case study*). W tych podejściach prowadzący może dać studentom do rozwiązania problem bez narzucania metodyki, aparatu matematycznego czy nawet konkretnych rozwiązań. Wykładowca pełni tu rolę klienta, który przychodzi z konkretnym problemem do rozwiązania. W tym przypadku poziom trudności tego problemu musi być odpowiednio dobrany, aby studenci mieli podstawy niezbędne do jego rozwiązania. Złożoność wymaganych modeli fizycznych musi być mniejsza niż w podejściu klasycznym ze względu na to, że studenci mają wykonywać inne czynności. W proponowanym podejściu student musi bowiem dodefiniować problem, uzyskać od zleceniodawcy dodatkowe informacje i wybrać drogę jego rozwiązania. Na koniec realizacji konieczne jest zaprezentowanie klientowi wyników. W ten sposób studenci mają możliwość zmierzenia się z rzeczywistymi problemami, połączenia wiedzy uzyskanej podczas uczenia się różnych przedmiotów, a także pozyskania nowej wiedzy i umiejętności. Dzięki takiemu podejściu studenci widzą, że prawa, zasady i modele, o których się uczą na zajęciach, mają wartość praktyczną, a ponadto na zajęciach rodzą się często pomysły, na które nikt wcześniej nie wpadł.

Słowa kluczowe: dydaktyka, nauczanie projektowe, studium przypadku, nowe metody nauczania

1. Pomysł

Pierwsze próby zastosowania techniki *przychodzi klient*... podjąłem w roku 2011 przy okazji nauczania przedmiotu *informatyczne podstawy projektowania*. Jest to przedmiot prowadzony na semestrze IV (pierwszy stopień studiów), gdzie trafiają studenci po jednym semestrze termodynamiki. Początkowo oznaczało to po prostu moje wejście w rolę zlecającego problem do rozwiązania i wprowadzenie konieczności wynegocjowania danych. Te niezbędne do rozwiązania bilansów masy i energii dla składowych obiegu elektrowni czy ciepłowni dane to na przykład ciśnienia czy temperatury w charakterystycznych punktach obiegu. Z czasem okazało się, że zdobywanie danych stanowi dla studentów spore wyzwanie. Przynosi im także sporą satysfakcję, gdy uda się im pozyskać wymagany zestaw informacji. Dodatkowym efektem było to, że prawie zawsze zestaw przekazany studentom różnił się od tego przygotowywanego przeze mnie przed rozpoczęciem kursu. To powodowało, że każdy projekt realizowany na przestrzeni lat był inny (mimo podobnych tematów). Jako że każdorazowo przeprowadzałem anonimową ankietę dotyczącą swoich zajęć, studenci sami sugerowali, co było dobre, a co można by poprawić: „Jeśli chodzi o formę prowadzenia zajęć, «zlecenie od przedsiębiorcy» było wyzwaniem, na początku trudnym i cięższym do zrobienia (pod kątem zaliczenia), jednak patrząc z perspektywy czasu (mamy już zaliczony projekt) – jest to bardziej wartościowa forma nauki. Prowadzący powinien poprawić

komunikowanie postępów w pracach – czasem nie wiedziałem, czy postępy są wystarczające". Pomysł ewoluował dzięki szkoleniom z zakresu *project based learning, case study* czy *design thinking*, a także w odniesieniu do opinii studentów i własnych przemyśleń.

2. Przychodzi klient

Obecnie podejście *przychodzi klient* stosuję do nauczania niemal wszystkich przedmiotów, za które odpowiadam i które składają się z formy innej niż sam wykład, czyli: *wybrane problemy matematyczno-numeryczne w energetyce* (wykład 15 godzin i projekt 30 godzin), *applied mathematics* (wykład 30 godzin i laboratorium komputerowe 30 godzin), *applied mathematics in modeling of energy processes* (wykład 15 godzin i laboratorium komputerowe 30 godzin), *informatyczne podstawy projektowania* (projekt 30 godzin).

2.1. Projekt solo

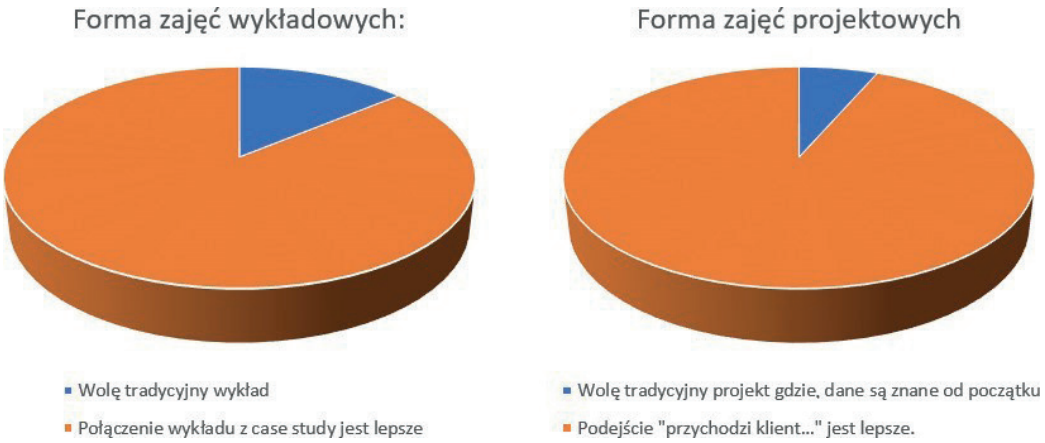
W przypadku tych ostatnich zajęć na początku realizowana jest giełda problemów. Studenci dzielą się na dwuosobowe zespoły, a ja czytam temat i krótki, dwu–trzy-zdaniowy opis problemu (np.: *Na arktycznej stacji meteorologicznej energię elektryczną na potrzeby własne wytwarza się w turbinie gazowej z regeneracją ciepła. Zaprogramuj arkusz do symulacji i sterowania turbiny gazowej*). W tym momencie chętne zespoły mogą się zgłosić do realizacji projektu. Następnie studenci mają czas na przeanalizowanie układu technologicznego oraz zadanie pytań odnośnie do jego działania. W opisie każdego tematu podane są także parametry konieczne do wyznaczenia przez studentów (*sprawność układu*, *zapotrzebowanie na paliwo*). W ciągu kilku kolejnych zajęć zadaniem studentów jest pozyskanie danych – tu kładę nacisk na to, skąd takie dane mają pochodzić. Na przykład wykładnik adiabaty konieczny do obliczenia sprężania w sprężarce dla gazów doskonałych nie jest wielkością mierzalną. Dlatego też studenci go nie otrzymają. Co innego wartości ciśnienia czy temperatury. W tym miejscu odbywa się również rozmowa na temat niepewności pomiaru oraz czujników pomiarowych. Inną grupę danych stanowią parametry urządzeń, które można znaleźć np. na tabliczce znamionowej. Studenci sprawdzają kompletność danych poprzez rozwiązanie równań termodynamicznych i policzenie wymaganych parametrów (tu forma jest dowolna – od kartki papieru poprzez EES do Excela czy innego oprogramowania). Kolejnym krokiem jest stworzenie aplikacji w programie Excel + VBA. Finalizację działań stanowi prezentacja działającej aplikacji oraz jej możliwości. Żeby ułatwić studentom pracę, już na wstępie określone zostają zakresy działania aplikacji wystarczające do uzyskania konkretnej oceny. Zaliczenie przedmiotu składa się z trzech ocen: za zakres aplikacji, za aktywność na zajęciach i za prezentację. Aktywność na zajęciach oceniana jest podczas każdych zajęć i na bieżąco komunikowana studentom. W ten sposób osoby, które potrzebują więcej czasu, aby się oswoić ze sposobem realizacji zajęć, również zdążą się wykazać. Ostatnimi elementami składowymi są raport oraz prezentacja. Raport ma narzucony limit objętości (1 strona A4), co zmusza studentów do jasnego formułowania myśli. Spostrzeżenia studentów w tym zakresie wskazują, że spełnienie tego wymogu jest znacznie trudniejsze niż przygotowanie raportu na 5 czy 10 stron. Takie ograniczenia, zgodne z typowymi wymaganiami, gdy składamy jakąś ofertę czy wniosek o finansowanie, uczy studentów wyłuskiwania najistotniejszych faktów i ich przelewania na papier. Prezentacja natomiast ma być zrealizowana w formie prezentacji handlowej przed klientem. Po prezentacji każdy student otrzymuje informację zwrotną odnośnie do zawartości merytorycznej, ale także postawy, wymowy etc. Doświadczenie pokazuje, że około 2/3 studentów uzyskuje z tego przedmiotu oceny co najmniej dobre. Oceny bardzo dobre stanowią około 20%. Przedmiot często opisywany jest przez studentów jako trudny, acz interesujący: „Przedmiot jest trudny, lecz uczy wielu praktycznych i przydatnych umiejętności". Jako że przedmiot składa się wyłącznie z projektu, to nie można w tym wypadku wykorzystać w pełni wszystkich możliwości nauczania praktycznego. Mimo to studenci poznają praktyczne zastosowanie równań poznanych w ramach nauki termodynamiki. Zapoznają się także z ich ograniczeniami i niedoskonałościami. Z drugiej strony uczą się działać pod dyktando wymagań klienta, co ma duże walory pod kątem ich aktywności na rynku pracy.

2.2. Wykład

Zdecydowanie więcej swobody i możliwości daje spójne połączenie wykładu i projektu lub laboratorium komputerowego. Po pierwsze, zwiększa to wymiar godzinowy, po drugie, część pracy koncepcyjnej i wstępnej można zrealizować na wykładzie, co daje więcej czasu na

indywidualną pracę ze studentami. W ramach przytoczonych tu trzech przedmiotów realizowane są tematycznie odmienne zagadnienia, które jednak łączy ta sama metodyka.

Wykłady rozpoczynają się od studium przypadku, gdzie realizowana jest miniwersja tego, co będzie robione na zajęciach praktycznych. Co prawda w tym przypadku studenci nie prowadzą obliczeń, ale przechodzę z nimi przez wszystkie etapy pracy: poznanie i analiza problemu, określenie celu do realizacji, wybór modelu i sposobu jego rozwiązywania, zebranie danych, analiza wyników i wnioski. Takie pojedyncze studium przypadku zajmuje około 6–8 godzin zajęciowych. Idealnym rozwiązaniem byłoby zrealizować je (przynajmniej w dużej części) przed rozpoczęciem zajęć praktycznych. W tym celu albo w danym tygodniu organizuję dodatkowy wykład (a tym samym na końcu semestru jednego wykładu nie ma), albo w ramach jednych zajęć projektowych odbywa się kontynuacja *case study*. Wyniki ankiet studenckich pokazują, że realizacja takiego studium przypadku jest dla nich szczególnie cenna (rys. 1). Z jednej strony pozwala im się przygotować do zajęć praktycznych, z drugiej zaś usystematyzować lub uzupełnić posiadaną przez nich wiedzę. Dalsza część wykładu prowadzona jest w formie *case study* z szerszym wprowadzaniem nowych zagadnień i ich wyjaśnianiem. Każde jednak pojęcie czy równanie wypływa najpierw jako niezbędne do zrozumienia lub przeanalizowania problemu postawionego w studium przypadku. W ten sposób studenci łączą opisywane równanie z jego zastosowaniem. W ramach omawianych przedmiotów wprowadza się na przykład zerowymiarowe nieustalone modele wymiany ciepła, bilansowanie masy i energii dla konkretnych urządzeń czy obiektów. Studenci, nawet po zaliczonych podstawowych kursach wymiany ciepła czy termodynamiki, mają bowiem duży problem z przełożeniem zdobytej tam wiedzy na rzeczywiste układy. Często widzę zaskoczenie na ich twarzach, gdy okazuje się, że dla skomplikowanego obiektu bilans energii opiera się na tych samych zasadach co wyjaśniane im w ramach kursu termodynamiki. Łącznie w czasie 30 godzin wykładu około dwie trzecie czasu poświęcone jest na *case study*, a jedna trzecia przekazywaniu wiedzy w sposób tradycyjny. Takie przeplatanie case'ów z teorią ma jeszcze tę zaletę, że studenci łatwiej utrzymują uwagę i koncentrację. Mimo że wykłady na PŚ są nieobowiązkowe, to na wymienionych przedmiotach frekwencja sięga 70%, czyli zdecydowanie więcej niż w przypadku tradycyjnych wykładów. Wadą takiego podejścia jest czasochłonność przygotowania *case study* oraz możliwość przekazania mniejszej ilości wiedzy. Otwarte pozostaje pytanie, czy lepiej powiedzieć dwa razy więcej, gdy studenci zapamiętają z tego 10%, czy też przekazać im mniej wiedzy, ale w taki sposób, żeby ta wiedza ze studentami została. Zaletą takiego podejścia jest zdobycie na wykładzie wiedzy często praktycznej.



Rys. 1. Wyniki ankiet studenckich z lat 2020–2023 odnośnie do preferowanych form zajęć

2.3. Projekt z wykładem

Zajęcia praktyczne realizowane są podobnie jak wspomniano w podpunkcie 2.1. W tym przypadku natomiast można ze studentami realizować jedno duże zadanie, zamiast dzielić ich na sekcje. Tutaj możliwe są dwie opcje. W pierwszej na wykładzie realizowane są *case studies* odnoszące się do sposobu realizacji projektu, a także do jego zakresu merytorycznego. Drugą możliwością, po którą sięgnąłem w ostanim roku akademickim, jest pełna integracja wykładu z projektem. W tym przypadku w trakcie całego trwania przedmiotu jest prowadzony jeden

case study. Od strony teoretycznej wszystkie zagadnienia omawiane są ze studentami na wykładzie, a obliczane na zajęciach projektowych. W czasie zajęć studenci mieli się zająć analizą pracy i przeprojektowaniem urządzenia, którego sercem był wymiennik ciepła. Zadaniem studentów było wymyślenie sposobu na zwiększenie jego mocy. Studenci praktycznie sami podzielili się na dwu–trzyosobowe zespoły projektowe i zdefiniowali sobie zadania. Realizacja zadań polegała na przeanalizowaniu pracy wymiennika, opracowaniu modelu matematycznego opartego na równaniach bilansu substancji i energii, a także wymiany ciepła w wymienniku. Następnie konieczne było zaproponowanie pomiarów wraz z doborem czujników i określeniem niepewności pomiarowych. Przygotowane przeze mnie dane pomiarowe zostały przez studentów obrobione i przeanalizowane, a następnie wykorzystane do zbudowania i weryfikacji modelu matematycznego. Następnie studenci proponowali i analizowali różne zmiany w konstrukcji wymiennika. Jak poprzednio, zajęcia kończyły się przygotowaniem raportu, w ramach którego każda grupa opisywała swoje działania, oraz prezentacją wyników. Na ocenę składały się aktywność na wykładzie i w projekcie, merytoryczna ocena wyników i zakresu działań, a także prezentacja. Frekwencja na wykładzie wyniosła niemal 70%, a zajęciom studenci wystawili średnią ocenę 4,4/5, co jak na pierwszy raz uważam za wysoką notę.

Wnioski

Wprowadzanie nowatorskich metod nauczania umożliwia bardziej efektywne przekazywanie wiedzy. Przy okazji studenci zdobywają dużo wiedzy praktycznej. Nawet jeśli sam temat nie jest interesujący, to i tak zajęcia są wysoko oceniane: „Temat średnio ciekawy, poza tym jedne z najfajniejszych zajęć w tym semestrze". Jestem zdania, że wprowadzenie *case study* oraz ukierunkowanie studentów na rozwiązywanie konkretnych problemów jest możliwe już od początku studiów, i nawet w przypadku podstawowych przedmiotów.

Podziękowania

Badania finansowane przez MEiN w ramach subwencji dydaktycznej Wydziału Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej.

Literatura

[1] Fortuna P. Studium przypadku w praktyce szkolnej. Gdańskie Wydawnictwo Psychologiczne, Sopot 2009.
[2] Caparo R.M., Slough S.W. Project Based Learning. Sense Publishers 2009.

Cyfrowy bliźniak kotła CFB bloku energetycznego Elektrowni Łagisza oraz jego model zredukowany w predykcyjno-preskrypcyjnym modułowym systemie sterowania pracą bloku

Arkadiusz Ryfa[1], Ziemowit Ostrowski[1], Sławomir Sładek[1], Bartłomiej Melka[1], Adam Klimanek[1], Lucyna Czarnowska[1], Agata Widuch[1], Andrzej J. Nowak[1], Paweł Morkisz[2], Kari Myöhänen[3], Jouni Ritvanen[3], Ari Kettunen[4], Marcin Klajny[5], Michał Budnik[5], Wojciech P. Adamczyk[1]

[1] Politechnika Śląska, Katedra Techniki Cieplnej, ul. S. Konarskiego 22, 44-100 Gliwice
[2] Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie, Katedra Analizy Matematycznej, Matematyki Obliczeniowej i Metod Probabilistycznych, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
[3] LUT University, LUT School of Energy Systems, Yliopistonkatu 34, FI-53850 Lappeenranta, Finlandia
[4] Sumitomo SHI FW Energia Oy, Relanderinkatu 2, FI-78200 Varkaus, Finlandia
[5] Sumitomo SHI FW Energia Polska Sp. z o.o., ul. Staszica 31, 41-200 Sosnowiec

e-mail: arkadiusz.ryfa@polsl.pl; ziemowit.ostrowski@polsl.pl; slawomir.sladek@polsl.pl; bartlomiej.melka@polsl.pl; adam.klimanek@polsl.pl; lucyna.czarnowska@polsl.pl; agata.widuch@polsl.pl; andrzej.j.nowak@polsl.pl; wojciech.adamczyk@polsl.pl; morkiszp@agh.edu.pl; Kari.Myohanen@lut.fi; Jouni.Ritvanen@lut.fi; ari.kettunen@shi-g.com; marcin.klajny@shi-g.com; michal.budnik@shi-g.com

Streszczenie

W pracy zaprezentowano cyfrowy bliźniak bloku energetycznego wraz z modelem hybrydowym kotła. Ten model hybrydowy jest elementem systemu zarządzania dyspozycyjnością i niezawodnością bloku na podstawie algorytmów sztucznej inteligencji wspieranych modelami cyfrowymi. Model zredukowany stanowi część innowacyjnego, predykcyjno-preskrypcyjnego (przewidywanie awarii – działanie doradcze), modułowego systemu sterowania eksploatacją bloku energetycznego o mocy 460 MWe Elektrowni Łagisza w Będzinie w celu zwiększenia jego dyspozycyjności. Model hybrydowy łączy model obliczeniowej dynamiki płynów oraz oparty na danych CFD model zredukowany. Celem jest zarówno fizyczne, jak i empiryczne uchwycenie zachowania kotła oraz zapewnienie szybkiej symulacji zachodzących w nim procesów. Cyfrowy bliźniak bloku został zwalidowany rzeczywistymi danymi pomiarowymi i wykazał dobrą dokładność w przewidywaniu kluczowych zmiennych procesowych. Może on być w przyszłości wykorzystany jako system predykcyjny i preskrypcyjny umożliwiający operatorom optymalizację pracy kotła i zapobieganie anormalnym zdarzeniom.

Słowa kluczowe: cyfrowy bliźniak, kocioł energetyczny, CFD, model zredukowany, sztuczna inteligencja

1. Cyfrowy bliźniak

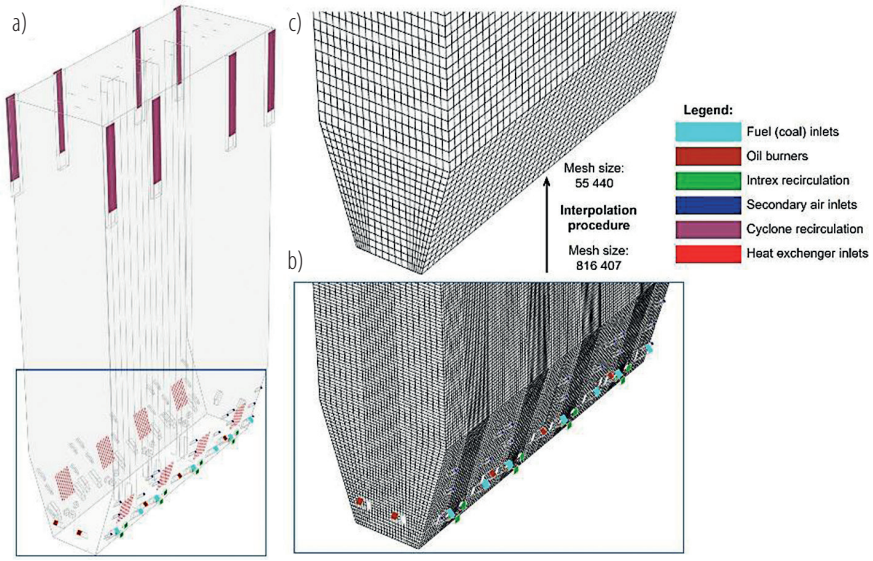
Zastosowanie cyfrowych algorytmów sterowania pracą bloku umożliwia poprawę wydajności, a tym samym redukcję emisji. Wyzwanie stanowi tu zastosowanie bardziej skomplikowanych modeli pozwalających przewidzieć zachowanie bloku w różnych warunkach, gdyż prowadzi to do dłuższych czasów reakcji algorytmu sterującego, co stanowi przeszkodę np. przy wykorzystaniu do tego celu modeli CFD. Dlatego też zaproponowano model hybrydowy, którego głównym składnikiem jest model zredukowany, oparty na uczeniu maszynowym (sieci neuronowe, AI), wytrenowany na podstawie danych dostarczonych przez pełny model CFD kotła.

Cyfrowy bliźniak kotła składa się z szeregu modeli opisujących jego pracę. Pierwszy to model bilansowy (MEBal), który rozwiązuje bilanse masy i energii z uwzględnieniem obciążenia cieplnego wymienników i parametrów paliwa. Wynikami są sprawność kotła oraz zapotrzebowanie na paliwo i powietrze. Drugi model to jednowymiarowy model analityczny (SFW1D), który rozwiązuje bilanse masy i energii dla gazu oraz cząstek dla poszczególnych części kotła. Jedyną zmienną geometryczną jest wysokość kotła. Kolejny model to trójwymiarowy model wielofazowy (SFW3D) rozwiązujący przepływy płynów i cząstek wewnątrz komory spalania wraz z reakcjami chemicznymi spalania,

sorpcji czy powstawania tlenków siarki lub azotu. Inne części kotła traktowane są jak czarne skrzynki i modelowane oddzielnie. Obliczenia prowadzone są w stanie ustalonym na siatce składającej się z 55 tys. komórek. Równania transportu są rozwiązywane za pomocą schematu różnicowego *upwind* pierwszego rzędu i metody Gaussa–Seidela z podrelaksacją. Oprócz podstawowych równań transportu dla masy, energii i pędu model wykorzystuje korelacje empiryczne, np. dla profili stężeń ciał stałych i współczynników wnikania ciepła. Model ten liczy pole prędkości i ciśnienia w bardzo uproszczony sposób. W celu poprawy jakości wyników zaproponowano model hybrydowy bazujący na kodzie CFD oraz modelu zredukowanym.

2. Model hybrydowy

Model hybrydowy składa się z dwóch submodeli: CFD oraz zredukowanego. Obydwa opierają się na geometrii przedstawiającej ogólny kształt kotła (rys. 1). Geometria została ograniczona tylko do komory spalania. W domenie uwzględniono wszystkie wloty paliwa i powietrza (ze względu na jakość siatki kształty wlotów zostały przekształcone na kwadratowe zamiast kołowych). Siatka była strukturalna, składająca się z ponad 800 tys. elementów, co pozwoliło ograniczyć czas obliczeń do mniej niż 24 godz. i zachować dobrą jakość wyników. W nieustalonym modelu CFD zastosowano podejście znane jako DDPM (*dense discrete phase*) do obliczeń fazy stałej. W modelu nie rozwiązywano równań energii i rozkładu koncentracji. Te wielkości polowe zaczerpnięto z pomiarów. Turbulencja została uwzględniona poprzez model k-ε. Obieg materiału stałego został zrealizowany za pomocą samodzielnie przygotowanych funkcji zdefiniowanych przez użytkownika (UDF). Pozwoliło to uchwycić hydrodynamikę kotła fluidalnego w rozsądnym czasie. Rozwiązywane równania to równania ciągłości i pędu dla fazy gazowej oraz równania ruchu cząstek, a wynikami są pola prędkości (gazu i fazy stałej), ciśnień oraz rozkład fazy stałej i średnic cząstek. Wyniki obliczeń były interpolowane na siatkę modelu SFW3D. Więcej informacji o modelu CFD można znaleźć w pracy [1].



Rys. 1. Model CFD: geometria i siatka

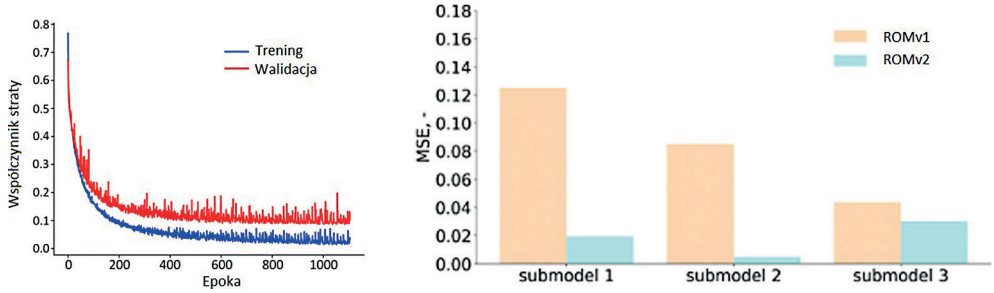
Drugim składnikiem modelu hybrydowego jest model zredukowany oparty na algorytmach głębokiego uczenia. Jego zaletę stanowi możliwa wysoka dokładność i szybkość (wynik w ciągu sekund zamiast godzin), wadę natomiast – konieczność wytrenowania modelu na możliwie jak największej liczbie danych pokrywających cały obszar stosowania modelu. Należy tu podkreślić, że przygotowanie danych jest czynnością najbardziej czasochłonną. Model zredukowany ma za zadanie dokonać predykcji wartości polowych normalnie liczonych modelem CFD na podstawie wartości 27 podanych warunków brzegowych kotła. Wynik działania modelu zredukowanego jest taki sam jak dla CFD. Model zredukowany charakteryzuje się zestawem hiperparametrów (kontrolujących proces uczenia). Nie ma idealnego zestawu tych

hiperparametrów dla każdego przypadku, dlatego są one wybierane indywidualnie dla różnych zestawów danych. Wartości tych parametrów wyznaczono, wykorzystując narzędzie Optuna [2]. Dla każdej wielkości polowej algorytm ten podzielił geometrię na podobszary, w których zostały opracowane podmodele. Finalnie model zredukowany dla 9 wielkości polowych składa się z 40 podmodeli. Model zredukowany został wytrenowany na podstawie 249 wyników z modelu CFD.

Zasada wykorzystania modelu hybrydowego polega na tym, że z modelu SFW3D wysłane zostaje zapytanie o wielkości polowe dla danego zestawu warunków brzegowych. Algorytm zarządzający modelem na podstawie tych wartości warunków brzegowych podejmuje decyzję, czy w modelu zredukowanym jest wystarczająco dużo zbliżonych zestawów warunków, co pozwoli na jego wykorzystanie, czy też konieczne jest jednak policzenie pól w modelu CFD. Jako że algorytm pracuje bez przerwy, to wraz z dodawaniem nowych wyników CFD do trenowania modelu zredukowanego ten ostatni będzie wykorzystywany coraz częściej.

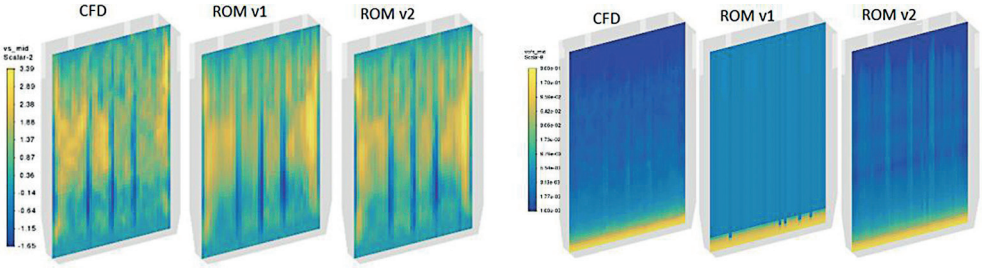
3. Wyniki

Jakość zbudowanego modelu zredukowanego obrazują krzywe uczenia (rys. 2). Na etapie budowy modelu kilka wyników zostało wykluczonych i wykorzystanych do jego walidacji. Ważnym czynnikiem przy budowaniu modeli zredukowanych z wykorzystaniem algorytmów głębokiego uczenia jest liczba przypadków wykorzystywanych do uczenia, dokładność bowiem rośnie wraz z ich liczbą. Przeprowadzono porównanie ilościowe dla dwóch modeli zredukowanych: ROMv1 (uczony na 83 przypadkach) oraz ROMv2 (249 przypadków) dla jednego z takich wykluczonych wyników. Porównanie modeli oparte na błędzie średniokwadratowym dla zawartości fazy stałej przedstawiono na rys. 2. Można zauważyć znaczącą poprawę jakości wyniku dla modelu trenowanego dla większej liczby przypadków (ROMv2 *vs* ROMv1).



Rys. 2. Krzywe uczenia przy trenowaniu modelu (lewa strona). Porównanie błędu średniokwadratowego dla dwóch modeli zredukowanych

Jedną z najważniejszych zmiennych, jeśli chodzi o cząstki poruszające się w kotle fluidalnym, jest ich prędkość wzdłuż wysokości kotła. Na rys. 3 (po lewej) widać, że największa prędkość ciała stałego wystąpiła w połowie wysokości kotła, natomiast na dole i na górze się zmniejszyła. Niezależnie od zastosowanego modelu ROM (v1 lub v2), wyniki były dobrą reprezentacją prędkości występujących w oryginalnych symulacjach z wykorzystaniem CFD. Ułamek objętościowy ciał stałych stanowi jedną z najważniejszych wartości polowych. Udział objętościowy ciał stałych był najwyższy w dolnej części domeny obliczeniowej i bliski 0 w górnej części komory spalania. Było to bardzo widoczne w wynikach CFD, gdzie największe stężenie cząstek występowało na dnie kotła, a wraz ze wzrostem wysokości ich udział objętościowy malał. W przypadku modelu ROMv1 dało się również dostrzec różnicę w koncentracji cząstek wraz z wysokością. Mimo to największe stężenie obserwowano głównie w kilku najniższych warstwach, w pozostałych warstwach stężenie było mniejsze, ale udział objętościowy ciał stałych w całym kotle był równomierny. Znacznie lepiej wypadło przewidywanie objętościowej zawartości fazy stałej przy użyciu modelu ROMv2. Ponownie najwyższe stężenie występowało na dnie, ale malało wraz z wysokością i było najniższe w najwyższych partiach.



Rys. 3. Porównanie wyników CFD oraz dwóch modeli zredukowanych dla pionowej składowej prędkości fazy stałej (lewa strona) oraz objętościowej zawartości fazy stałej (prawa strona)

Wnioski

W niniejszej pracy zaprezentowano opracowany i zweryfikowany hybrydowy model kotła fluidalnego. Model jest częścią cyfrowego bliźniaka, na który składa się kilka modeli o różnym stopniu skomplikowania. Sterowanie pracą bloku wymaga dostarczenia danych odnośnie do wielkości polowych wewnątrz kotła. W tym celu zbudowano model hybrydowy kotła składający się z modelu CFD oraz modelu zredukowanego opartego na algorytmach głębokiego uczenia. Model zredukowany został opracowany na podstawie wyników CFD, a jego celem jest znacząca redukcja czasu obliczeń dla cyfrowego bliźniaka kotła. Model hybrydowy wykazał się dobrą dokładnością w przewidywaniu zmiennych polowych, co umożliwia szybkie i dokładne szacowanie kluczowych zmiennych procesowych, takich jak: odzysk ciepła, profile temperatury i ciśnienia oraz skład gazów spalinowych. Stanowi to znaczący postęp w kierunku integracji bardziej inteligentnego systemu sterowania z programami optymalizacyjnymi w celu zminimalizowania emisji i maksymalizacji dostępności i wydajności w różnych warunkach procesowych. Model może być również wykorzystywany do przewidywania stanów anormalnych, które są przydatne do wykrywania awarii sprzętu. Zastosowanie zaawansowanych narzędzi do modelowania, w tym trójwymiarowej symulacji dynamiki płynów i procesu spalania, stanowi nowatorskie podejście do symulacji wielkoskalowego kotła fluidalnego.

Podziękowania

Badania finansowane przez NCBiR w ramach Programu Inteligentny Rozwój, projekt nr POIR.01.01.01-00-1253/19 (OPTI_AI_UNIT), oraz MEiN w ramach subwencji badawczej Wydziału Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej.

Literatura

[1] Adamczyk W.P. et al. Modeling of particle transport and combustion phenomena in a large-scale circulating fluidized bed boiler using a hybrid Euler-Lagrange approach. Particuology 2014; 16: 29–40.

[2] Akiba T. et al. Optuna: a next-generation hyperparameter optimization framework. 25th ACM SIGKDD International Conference on Knowledge Discovery & Data Mining, KDD 2019: 2623–2631.

Mapy struktur w przepływach wielofazowych

Małgorzata Sikora[1], Tadeusz Bohdal[1], Stanisław Witczak[2], Grzegorz Ligus[2]

[1] Politechnika Koszalińska, Katedra Energetyki, ul. Śniadeckich 2, 75-453 Koszalin
[2] Politechnika Opolska, Katedra Inżynierii Procesowej i Środowiska, ul. S. Mikołajczyka 5, 45-271 Opole

e-mail: malgorzata.sikora@tu.koszalin.pl

Streszczenie

Mapy struktur przepływu są najbardziej użytecznym narzędziem w procesie identyfikacji struktur powstających w przepływach wielofazowych. Można je zdefiniować jako graficzny sposób przedstawienia granic przejścia struktur przepływu, w zależności od charakterystycznych parametrów przemiany fazowej lub przepływu, takich jak: stopień suchości pary x, stopień zapełnienia φ, gęstość strumienia masy G czy prędkości poszczególnych faz. Mapy są zwykle rysunkiem dwuwymiarowym, opisanym za pomocą minimum dwóch wybranych parametrów lub wielkości charakteryzujących zjawisko. Najstarsze mapy struktur przepływu dotyczyły przepływów adiabatycznych, głównie układów dwufazowych woda–powietrze lub trójfazowych woda–olej–powietrze w kanałach konwencjonalnych. Mapy struktur przepływu nieadiabatycznego są mniej skomplikowane od modeli matematycznych i pozwalają na dobór odpowiedniego modelu do określenia współczynnika przejmowania ciepła, a także oporów przepływu czynników. Ma to duży wpływ na konstrukcję urządzeń przepływowych, gdzie niejednokrotnie występują przepływy dwu-, a nawet trójfazowe. Niniejszy artykuł dotyczy przeglądu map struktur przepływów wielofazowych proponowanych przez różnych autorów.

Słowa kluczowe: przepływy wielofazowe, struktury przepływu, mapy struktur przepływu

1. Mapy struktur przepływu dwufazowego

Mapy struktur przepływu są najbardziej użytecznym narzędziem w procesie identyfikacji struktur powstających w przepływach wielofazowych. Mapa struktur przepływu jest graficznym sposobem przedstawienia granic przejścia struktur przepływu, w zależności od parametrów przepływu. Są to rysunki dwuwymiarowe, opisane za pomocą minimum dwóch parametrów lub wielkości charakteryzujących zjawisko. Najstarsze mapy struktur przepływu dotyczyły przepływów adiabatycznych, głównie układu woda–powietrze w kanałach konwencjonalnych.

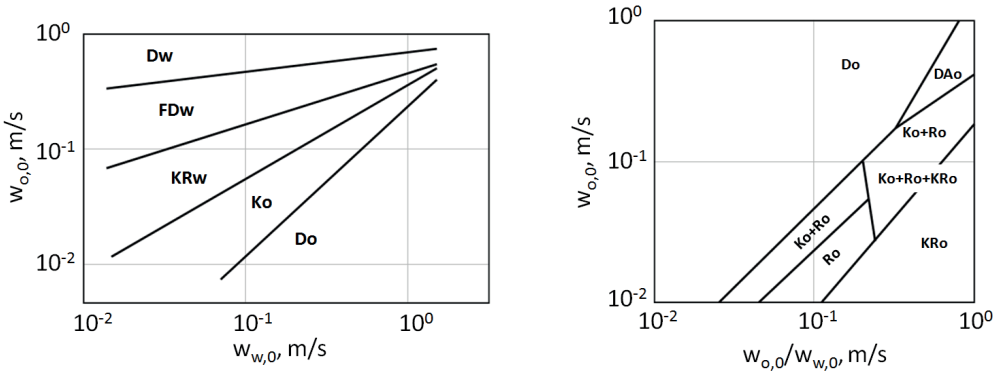
1.1. Przepływy adiabatyczne

Najczęściej w literaturze spotyka się przepływy adiabatyczne typu ciecz–ciecz (np. woda–olej) lub ciecz–gaz (woda–powietrze). Przepływy typu ciecz–ciecz są najczęściej realizowane w kanałach poziomych i pionowych z przepływem wznoszącym lub opadającym. Pierwszą opublikowaną mapą przepływu była mapa Bakera [1]. Natomiast najstarszą mapę przepływu wznoszącego mieszaniny ciecz–ciecz w kanale pionowym opublikowali Charles i in. [5]; jest to mapa przepływu mieszaniny dwufazowej olej–woda, przedstawiona na rys. 1a. Na rys. 1b natomiast przedstawiono mapę przepływu w rurze pionowej mieszaniny wody i oleju o gęstości wyższej od gęstości wody, opublikowaną przez Troniewskiego i in. [12].

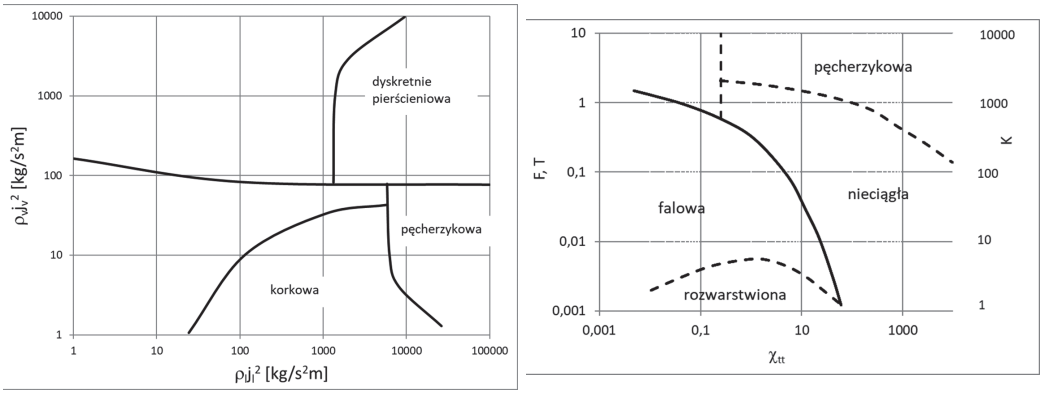
Częściej badanym przypadkiem przepływu dwufazowego adiabatycznego jest przepływ typu woda–powietrze. Hewitt i Roberts [8] zaproponowali mapę struktur przepływu adiabatycznego wznoszącego podczas przepływu dwufazowego mieszaniny wody i powietrza w kanałach pionowych o średnicy hydraulicznej $d_h = 10$ i 30 mm, przedstawioną na rys. 2a. Mapą najczęściej stosowaną w analizach porównawczych struktur przepływu dwufazowego jest mapa Taitela i Duklera [11], zaprezentowana na rys. 2b. Opracowano ją dla układów dwufazowych adiabatycznych o średnicy hydraulicznej w zakresie $d_h = 4{,}8–22$ mm, gęstości strumienia masy $G = 18–990$ kg/(m^2·s) oraz ciśnienia $p = 108–1249$ kPa [3]. W budowie tej mapy wykorzystano cztery charakterystyczne wielkości oznaczone symbolami: F, T, K i Y. Są

to funkcje parametru Lockharta–Martinellego χ_{tt}, definiowanego za pomocą lepkości i gęstości obu faz a także stopnia suchości mieszaniny dwufazowej x:

$$\chi_{tt} = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0,1} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9}. \quad (1)$$



Rys. 1. Mapy struktur przepływu typu ciecz–ciecz wg: a) Charlesa i in. [5]; b) Troniewskiego i in. [12]; Dw – przepływ dyspersyjny wody, Do – przepływ dyspersyjny oleju, DAo – przepływ dyspersyjno-pierścieniowy oleju, FDw – przepływ filmowo-dyspersyjny wody, KRw – przepływ kroplowo-rzutowy wody, Ko – przepływ kropelkowy oleju, KRo – przepływ kroplowo-rzutowy oleju, Ro – przepływ rozwarstwiony oleju [2]

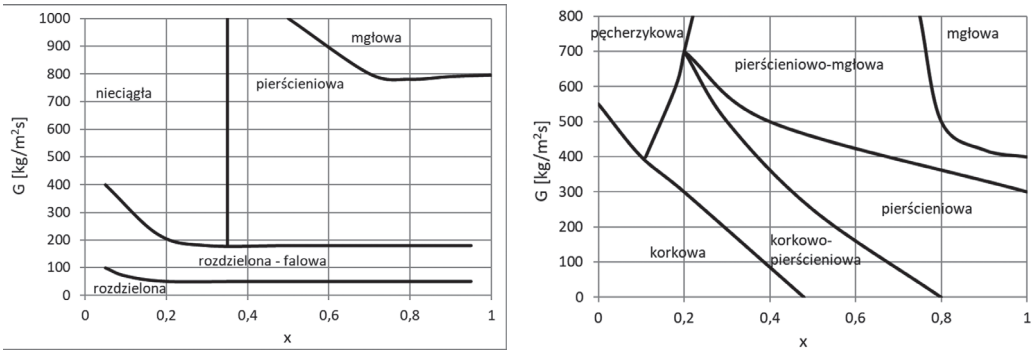


Rys. 2. Mapa struktur adiabatycznego przepływu dwufazowego woda–powietrze wg: a) Hewitta i Robertsa [8]; b) Taitela i Duklera [11]

1.2. Przepływy nieadiabatyczne

Struktury przepływu podczas skraplania lub wrzenia znacząco się różnią od struktur obserwowanych w dwufazowych przepływach adiabatycznych. Z tego powodu mapy struktur przepływu dwufazowego dla przepływu adiabatycznego, a także dla wrzenia i skraplania różnią się od siebie. Granice występowania poszczególnych struktur opisuje się najczęściej za pomocą takich wielkości, jak: stopień zapełnienia φ, stopień suchości x, gęstość strumienia masy G, prędkość pozorna poszczególnych faz j_v i j_l, a także parametr Lockharta–Martinellego χ_{tt}. Te parametry pozwalają uwzględnić oprócz warunków przepływowych parametry charakteryzujące wymianę ciepła. Pierwszą mapę struktur przepływu dwufazowego nieadiabatycznego opublikowali w 1980 roku Breber i in. [3]. Mapy dla przepływu w kanałach konwencjonalnych podczas skraplania opublikowali również Soliman [10] oraz Teitel i Dukler [11]. Mapy te są najczęściej modyfikowane przez innych autorów.

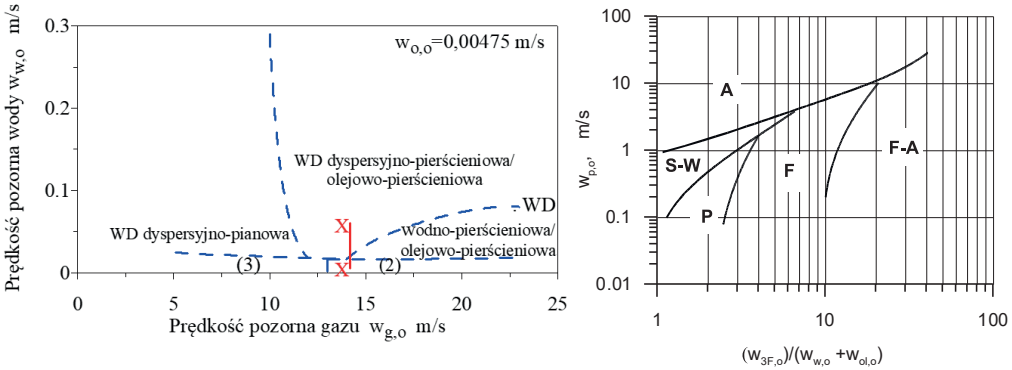
W kanałach o małej średnicy istotny wpływ na mechanizm zmiany pędu i energii mają siły lepkości oraz napięcia powierzchniowego. Mniejsze znaczenie ma tu wpływ sił grawitacji i bezwładności. Te odziaływania powodują przesuwanie się granic występowania poszczególnych struktur przepływu. Na rys. 3 przedstawiono mapy, które opublikowali Thome i in. [7], a także Coleman i Garimella [6].



Rys. 3. Mapa struktur dwufazowego nieadiabatycznego wg: a) Thome'a i in. [7]; b) Colemana i Garimelli [6]

2. Mapy struktur przepływu trójfazowego

Rozróżnia się dwa podstawowe rodzaje przepływów trójfazowych: dwuskładnikowe i trójskładnikowe. W przypadku mieszanin trójfazowych dwuskładnikowych przez kanał przepływają dwie ciecze i para jednej z nich, w przypadku przepływu trójskładnikowego każda z faz jest odrębnym, niemieszającym się z innymi składnikiem. Przepływ trójfazowy cieczy niemieszających się i gazu charakteryzuje się dużą złożonością; wzajemne oddziaływania faz na powierzchni międzyfazowej oraz obecnych w przepływie turbulencji utrudniają analizę procesu. Woods i in. [13] opracowali mapy przepływu dla mieszaniny powietrze–woda–olej dla trzech prędkości pozornych oleju ($w_{0,0} = 0{,}00475$ m/s, $w_{0,0} = 0{,}0794$ m/s, $w_{0,0} = 0{,}1673$ m/s), na których zaznaczone zostały granice występowania poszczególnych struktur przepływu. Jedną z tych map przedstawiono na rys. 4a. Natomiast Cazarez i in. [4] opublikowali mapę przepływu trójfazowego, która powstała na podstawie ich własnych badań eksperymentalnych (rys. 4b). Przedstawia ona obszary występowania struktur przepływu pseudodwufazowego. W tym wypadku rolę cieczy pełni mieszanina dwóch cieczy niejednorodnych. Do opisu struktur posłużyła tu relacja prędkości poszczególnych składników mieszaniny trójfazowej oraz prędkość pozorna powietrza.



Rys. 4. Mapy struktur przepływu trójfazowego wg: a) Woodsa i in. [13]; b) Cazareza i in.[4]; A – przepływ pierścieniowy; F – przepływ pianowy; F-A – przepływ pianowo-pierścieniowy; P – przepływ korkowy; S-W – przepływ rozwarstwiono-falowy [9]

Podsumowanie

Podsumowując, można stwierdzić, że występowanie struktur przepływu wielofazowego zależy od szeregu czynników i wpływa na funkcjonowanie wielu maszyn przepływowych. Dlatego mapy struktury przepływu są bardzo ważnym narzędziem zarówno dla naukowców, jak i dla inżynierów, pozwalając na określenie warunków przepływu jedynie na podstawie pomiaru kilku podstawowych parametrów, takich

jak natężenie przepływu, ciśnienie, temperatura czy prędkości przepływu. Niestety brak jest map ujednoliconych, pozostaje więc poszukiwanie map sporządzonych dla czynników wykorzystywanych w danym procesie.

Literatura

[1] Baker O. Simultanous flow of oil and gas. Oil Gas J. 1954; 53:, 185–190.

[2] Brandt A. Przepływ pierścieniowy mieszaniny wielofazowej w rurach aparatów cienkowarstewkowych. Rozprawa doktorska. Politechnika Opolska, Opole 2015.

[3] Breber G. Prediction of horizontal tubeside condensation of pure components using flow regime criteria. J. Heat Transfer 1980; 102: 471–476.

[4] Cazarez O. et al. Modeling of three-phase heavy oil–water–gas bubbly flow in upward vertical pipes. Int. J. Multiph. Flow 2010; 36: 439–448.

[5] Charles M.E. et al. The horizontal pipeline flow of equal density oil-water mixtures. Can. J. Chem. Eng. 1961; 39: 27–36.

[6] Coleman J.W., Garimella S. Two-phase flow regimes in round, square and rectangular tubes during condensation of refrigerant R134a. Int. J. Refrig. 2003; 26: 117–128.

[7] El Hajal J. et al. Condensation in horizontal tubes, part 1: two-phase flow pattern map. Int. J. Heat Mass Transf. 2003; 46: 3349–3363.

[8] Hewitt G.F., Roberts D.N. Studies of two-phase flow patterns by simultaneous X-ray and flash photography. Atomic Energy Research Establishment, Harwell, England (United Kingdom) 1969.

[9] Nowak M. Udziały objętościowe i opory przepływu trójfazowego w kanale pionowym. Rozprawa doktorska. Politechnika Opolska, Opole 2007.

[10] Soliman. H.M. On the annular-to-wavy flow pattern transition during condensation inside horizontal tubes. Can. J. Chem. Eng. 1982; 60: 475–481.

[11] Taitel Y., Dukler A.E. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. AIChE J. 1976; 22: 47–55.

[12] Troniewski L. et al. Przepływ dwufazowy woda–olej w rurach pionowych. Zeszyty Naukowe. Mechanika. Politechnika Opolska 2000; 65: 39–54.

[13] Woods G.S. et al. Three-phase oil/water/air vertical flow. Chem. Eng. Res. Des. 1998; 76: 571–584.

Pomiary przemieszczeń ścian fantomu tętnic podczas cyklu sercowego za pomocą ultradźwięków

Aleksander Sinek[1], Mateusz Mesek[1], Marek Rojczyk[1], Jan Juszczyk[2], Wojciech P. Adamczyk[1], Jacob Sturdy[3], Bartłomiej Melka[1], Adam Golda[4], Michał Nowok[4], Ziemowit Ostrowski[1], Ryszard Białecki[1]

[1] Politechnika Śląska, Katedra Techniki Cieplnej, ul. S. Konarskiego 22, 44-100 Gliwice
[2] Politechnika Śląska, Katedra Informatyki Medycznej i Sztucznej Inteligencji, ul. S. Konarskiego 22, 44-100 Gliwice
[3] Norwegian University of Science and Technology, Department of Structural Engineering, Postboks 8900, NO-7491 Trondheim, Torgarden, Norway
[4] Szpital Miejski nr 4 w Gliwicach, Oddział Kardiologii, ul. T. Kościuszki 29, 44-100 Gliwice

e-mail: rbialecki@polsl.pl

Streszczenie

Finalnym celem projektu jest określenie lokalnej sztywności naczyń krwionośnych przez rozwiązanie odwrotnego problemu interakcji ścianka–płyn (FSI) zastosowanego do zadania przepływu krwi w odkształcających się naczyniach krwionośnych. Znajomość sztywności ścian naczyń krwionośnych stanowi ważny parametr wykorzystywany w diagnozowaniu i określaniu parametrów uproszczonych równań konstytutywnych charakteryzujących właściwości mechaniczne ścianki naczynia krwionośnego. Kluczowym elementem tej metody jest pomiar deformacji naczynia, który można wykonać za pomocą ultrasonografii *in vivo* dla tętnicy szyjnej. Aby ocenić dokładność takiego pomiaru, zbudowano fantom, w którym przemieszczenie elastycznego przewodu, którym przepływa ciecz, mierzone jest przy pomocy dwóch kamer cyfrowych o dużej rozdzielczości. Wyniki pomiarów porównano z pomiarem dokonanym przy użyciu aparatu USG. Przepływ płynu w odkształcającym się przewodzie jest wymuszany przez pompę, której cykl pracy naśladuje zmianę ciśnienia wytwarzaną przez lewą komorę serca. Pomiary USG mieszczą się w przedziale dokładności pomiarów kamerami. W następnym etapie pracy dokonano pomiarów odkształceń tętnicy szyjnej ochotników. Odkształcenie tętnicy szyjnej zmierzono za pomocą tego samego urządzenia ultrasonograficznego w kolejnym etapie badań. Posłużą one do rozwiązania zadania odwrotnego na parametry wytrzymałościowe ściany tętnicy.

Słowa kluczowe: obróbka obrazów medycznych, oddziaływanie ścianka–płyn, USG, przepływ pulsacyjny

1. Wstęp

Usztywnienie naczyń krwionośnych jest przede wszystkim związane z procesem starzenia się, w wyniku którego światło dużych elastycznych tętnic ulega stopniowemu poszerzaniu, a ich grubość się zwiększa. Zwiększa się także udział sztywnego kolagenu, a równocześnie rozdrobnieniu i zwyrodnieniu ulegają włókna elastyny, będące głównym rusztowaniem ścian naczyń w wieku młodzieńczym [1]. Na zwiększoną sztywność ścian tętnic wpływają też choroby, takie jak cukrzyca, choroby nerek, nadciśnienie tętnicze, udary, migotanie przedsionków, osadzanie się blaszki miażdżycowej i wiele innych [2]. W normalnym stanie fizjologicznym elastyczny charakter tętnic zapewnia ich łatwe rozszerzanie, tak by mogły pomieścić objętość krwi szybko wyrzucaną przez serce podczas skurczu (zwykle tylko ułamek czasu między uderzeniami serca). Rozszerzenie się tętnic akumuluje również energię skurczu serca w formie energii sprężystej. W przypadku znacznie usztywnionych tętnic praca wymagana do wyrzucenia krwi z serca jest zwiększona, co prowadzi do przerostu i przebudowy lewej komory serca [3]. Dodatkowo usztywnienie tętnic, ze względu na ich zmniejszoną zdolność buforowania energii wyrzutu krwi z serca, skutkuje docieraniem fal ciśnienia do struktur drobnych naczyń w nerkach i mózgu, co powoduje ich uszkodzenie [4].

Ocena sztywności układu tętniczego jest cennym wskaźnikiem diagnostycznym i patofizjologicznym [5]. Ostatnie badania wykazują znaczną wartość sztywności aorty jako prognostyka zachorowalności i umieralności z przyczyn sercowo-naczyniowych [6].

Literatura podaje wiele miar sztywności naczyń krwionośnych, w większości dostosowanych do jednowymiarowych modeli przepływu krwi. W niniejszym projekcie za miarę sztywności przyjęto parametry prostego konstytutywnego modelu liniowo sprężystego.

Istniejące metody wyznaczania sztywności naczyń krwionośnych polegają na pomiarze szybkości rozchodzenia się fali ciśnienia w tętnicach. Korzysta się przy tym ze wzoru Moensa–Kortewega [7] opisującego rozprzestrzenianie się fali ciśnienia w nieściśliwym, nielepkim płynie, zawartym w nieskończonym, liniowo sprężystym, cienkościennym naczyniu.

$$PWV = \sqrt{E\,h/(D\rho)} \tag{1}$$

gdzie: PWV – prędkość rozchodzenia się fali ciśnienia, E – moduł Younga, h – grubość ścianki, D – średnica naczynia, ρ – gęstość krwi.

Prędkość rozchodzenia się fali ciśnienia uzyskuje się przez różnicę czasu osiągnięcia maksimum ciśnienia w dwóch miejscach (zwykle w tętnicach udowej i szyjnej) oraz oszacowanie odległości, jaką przebył impuls ciśnienia między punktami pomiaru. Wyznaczenie modułu Younga z wzoru (1) wymaga uśrednienia średnic naczyń między punktami pomiarowymi. Wynik należy interpretować jako średnią wartość sztywności między tymi punktami.

Ostatecznym celem projektu jest wyznaczenie lokalnych wartości tych parametrów na podstawie rozwiązania odwrotnego zadania przepływu krwi w dostępnej do pomiaru USG tętnicy szyjnej. Wymaga to wyznaczenia wartości warunków brzegowych, geometrii naczynia oraz jego odkształceń. Praca dotyczy wyznaczenia dokładności pomiarów dwóch ostatnich parametrów przy pomocy USG.

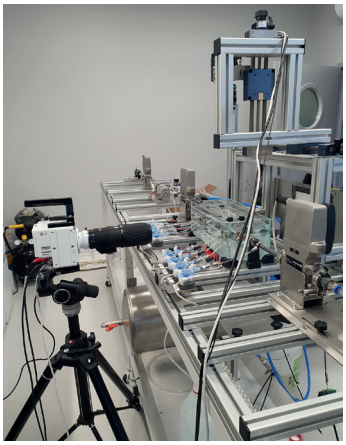
2. Stanowisko badawcze [8]

Zdjęcie instalacji badawczej pokazano na rys. 1. Platforma eksperymentalna została zaprojektowana w celu symulacji zachowania lewej wspólnej tętnicy szyjnej (LCCA) oraz umożliwienia bezpośredniego monitorowania przemieszczeń ścianki elastycznego przewodu pracującej pod cyklicznym ciśnieniem wewnętrznym. Ciśnienie to odpowiada cyklowi serca i jest generowane przez pompę Harvard Apparatus Pulsatile Blood Pump. Pomiary prowadzono dla serii czterech stosunków ciśnienia skurczowego i rozkurczowego: A – 110/70 mm Hg, B – 120/80 mm Hg, C – 135/95 mm Hg i D – 140/100 mm Hg.

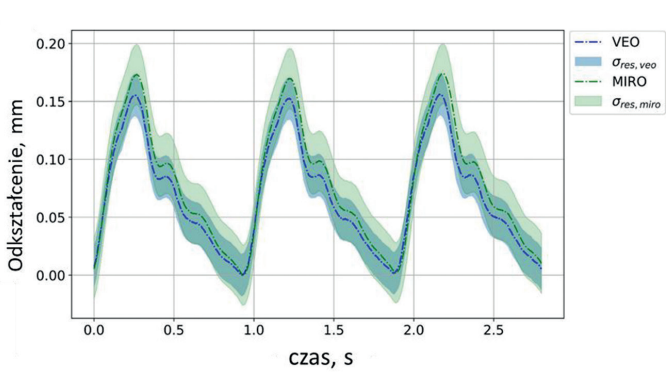
Pomiarów dokonano przy pomocy dwóch kamer cyfrowych ustawionych w prostopadłych do siebie płaszczyznach. Kamera Phantom MIRO C110 rejestrowała 1000 klatek na sekundę przy rozdzielczości 1280×900. Kamera Phantom VEO 710 także rejestrowała 1000 klatek na sekundę przy rozdzielczości 1280×800. Pierwsza kamera wyposażona była w obiektyw Irix 150 mm f/2.8 Macro 1:1 z 20 mm przedłużaczem obiektywu, druga – w obiektyw NIKKOR 200 mm F/4.0 MACRO z przedłużaczem 68 mm. Prostopadła konfiguracja kamer miała na celu sprawdzenie symetrii przemieszczeń ścianki przewodu. Oprócz pomiarów przemieszczeń prowadzono także pomiary ciśnienia w ośmiu punktach. Pomiaru tego dokonano przy pomocy przetworników Harvard Apparatus Blood Pressure Transducers APT300 Pomiarów strumienia objętości na wlocie i wylocie z przewodu dokonywano przy pomocy mierników elektromagnetycznych Endress + Hauser Dosimag.

Do jednoczesnego pomiaru przemieszczenia ścianek za pomocą ultradźwięków użyto tylko kamery VEO i ultrasonografu GE Healthcare Vivid S70N z sondą liniową ML6-15. Pomiary USG były zbierane z częstotliwością 79,9 Hz przy rozdzielczości 0,025 mm/piksel. Pomiary USG były synchronizowane cyklem pompy (odpowiednik synchronizacji EKG).

Wszystkie urządzenia pomiarowe połączone były w sieć i sterowane centralnie przez autorską aplikację napisaną w systemie LabView.



Rys. 1. Widok instalacji badawczej

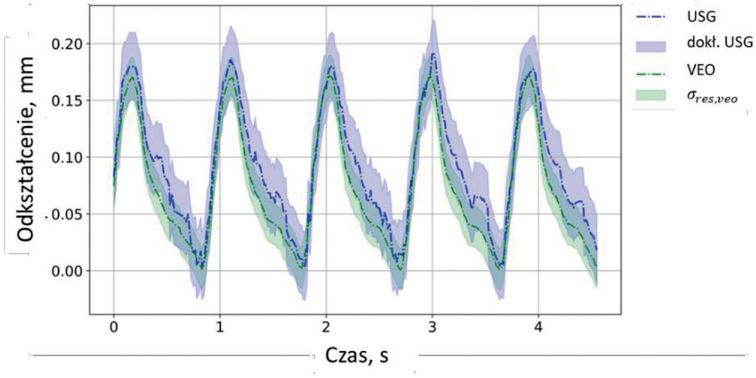


Rys. 2. Porównanie pomiarów odkształcenia dwiema ustawionymi prostopadle kamerami wraz z niepewnościami pomiaru

3. Wyniki pomiarów [8]

Rys. 2 przedstawia porównanie wyników odkształceń wykonane przy pomocy obu kamer.

Wyniki pomiarów wskazują na symetrię przemieszczeń ścian przewodu. W następnym etapie badań jedną z kamer zastąpiono aparatem USG i porównano otrzymane wyniki pomiarów odkształceń z wynikami uzyskanymi z kamery.

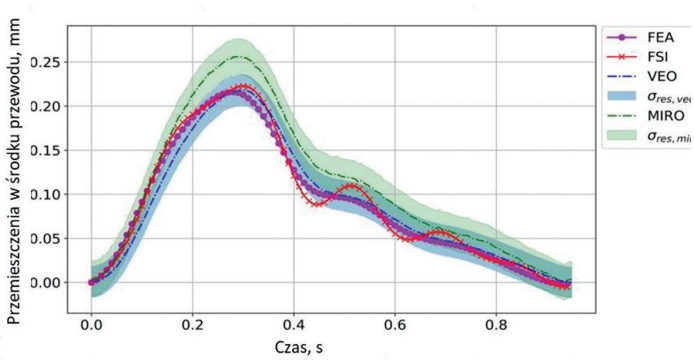


Rys. 3. Porównanie pomiarów przemieszczenia kamerą i aparatem USG

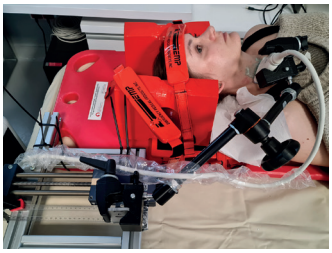
4. Symulacje przepływu w fantomie

Wykorzystując zmierzone, zmienne w czasie wskazania czujników ciśnienia i przepływu oraz zmierzone własności materiałowe przewodu, dokonano symulacji zadania przepływu w odkształcającym się fantomie tętnicy. Zastosowano konstytutywny model neo-Hooka. Rys. 4 przedstawia porównanie pomiarów optycznych z obu kamer wraz z poziomem ich niepewności oraz wyników symulacji z zastosowaniem modelu uwzględniającego sprzężenie przepływu z odkształceniami przewodu (FSI), modelu mechanicznego (FEM), w którym jako wymuszenie przyjęto zmierzone ciśnienia płynu. Wyniki symulacji mieszczą się w przedziałach niepewności pomiaru. Taki wynik pozwala na przystąpienie do analiz odwrotnych.

Pomiary medyczne z zastosowaniem aparatu USG są na etapie wstępnym (rys. 5). Wynika z nich możliwość zastosowania USG do wyznaczania przemieszczeń tętnicy szyjnej.



Rys. 4. Porównanie zmierzonych przemieszczeń z wynikami symulacji



Rys 5. Pomiar przemieszczeń ściany tętnicy szyjnej przy pomocy USG

Wnioski

W porównaniu z danymi pochodzącymi z kamery przemieszczenia dane uzyskane za pomocą aparatu USG wykazują dobrą zgodność (średnia różnica 0,0113 mm). Zgodność przemieszczeń zmierzonych przy użyciu USG z wynikami zmierzonymi optycznie pozwala na dalsze stosowanie ultradźwięków jako metody charakteryzowania przemieszczenia ścian tętniczych.

Podziękowania

Przedstawione badania wykonano w ramach projektu ENTHRAL finansowanego przez Norweski Mechanizm Finansowy 2014–2021 w ramach programu GRIEG, którego operatorem jest Narodowe Centrum Nauki. Umowa # UMO-2019/34/H/ST8/00624.

Literatura

[1] Said M.A. et al. Relationship of arterial stiffness index and pulse pressure with cardiovascular disease and mortality. J. Am. Heart Assoc. 2018; 7: e007621

[2] Chirinos J.A. Arterial stiffness: basic concepts and measurement techniques. JCTR 2012; 5: 243–255.

[3] Chirinos J.A. et al. Large-artery stiffness in health and disease: JACC state-of-the-art review. J. Am. Coll. Cardiol. 2019; 74: 1237–1263.

[4] O'Rourke M.F., Safar M.E. Relationship between aortic stiffening and microvascular disease in brain and kidney. J. Hypertens. 2005; 46: 200–204.

[5] Ben-Shlomo Y. et al. Aortic pulse wave velocity improves cardiovascular event prediction: an individual participant meta-analysis of prospective observational data from 17,635 subjects. J. Am. Coll. Cardiol. 2014; 63: 636–646.

[6] Spronck B. et al. Arterial stiffness index beta and cardio-ankle vascular index inherently depend on blood pressure but can be readily corrected. J. Hypertens. 2017; 35: 98–104.

[7] Korteweg D.J. Ueber die Fortpflanzungsgeschwindigkeit des Schalles in elastischen Röhren. Annalen der Physik und Chemie 1878; 241: 525–542.

[8] Sinek A. et al. Evaluating the precision and reproducibility of non-invasive deformation measurements in an arterial phantom, Measurement 2023; 216: 112904

LCT wspierane przez PIV i DII jako nowoczesne i unikatowe narzędzie do badań i diagnostyki naukowo-technicznej i biomedycznej

Jan Stąsiek

Politechnika Gdańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa, ul. G. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk

e-mail: jstasiek@pg.edu.pl

Streszczenie

Praca przedstawia możliwości zastosowania termografii ciekłokrystalicznej wspieranej anemometrią obrazową i cyfrowym obrazowaniem w podczerwieni na przykładach zaczerpniętych z literatury oraz badań własnych.

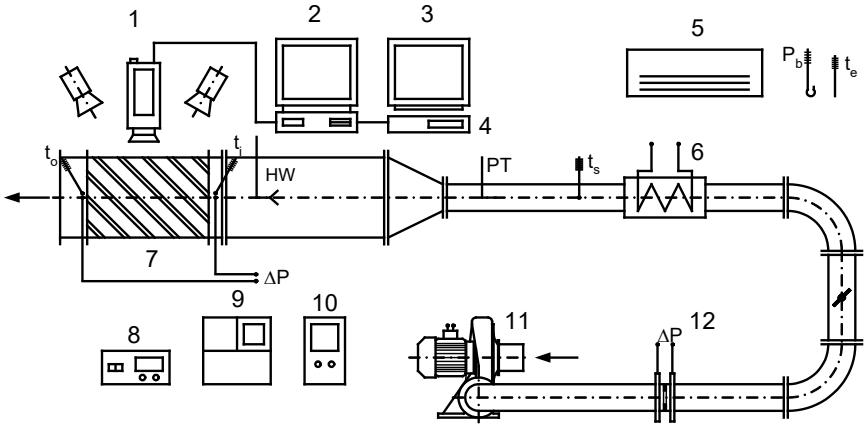
Słowa kluczowe: termografia ciekłokrystaliczna, anemometria obrazowa, cyfrowa obróbka obrazów

1. Wprowadzenie

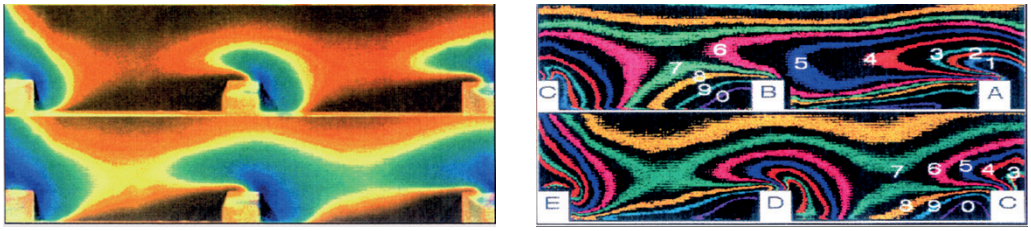
Początek XXI wieku to okres intensywnych prac badawczo-rozwojowych w zakresie mikro- i nanotechnologii, wysokoefektywnej technologii konwersji energii oraz metod ograniczania jej wpływu na degradację środowiska. Naukowcy zajmujący się wymianą ciepła i masy muszą stawić czoła nowym wyzwaniom w projektowaniu i konstruowaniu nowoczesnych i wysokowydajnych procesów, urządzeń i aparatury. Konstruktorzy urządzeń cieplnych oczekują np. bardziej szczegółowych informacji o lokalnych wartościach współczynnika przenikania ciepła, bez ograniczania się do jego wartości uśrednionych. Oczekiwania te spełnia zautomatyzowana i w pełni skomputeryzowana termografia ciekłokrystaliczna (*liquid crystal thermography*, LCT) oparta na właściwościach fizykochemicznych, m.in. estrów cholesterolu (o strukturze spiralnej), oraz cyfrowej obróbce kolorowych obrazów. LCT pozwala badać nie tylko złożone geometrie czy wpływ niejednorodnych warunków brzegowych, ale także przepływy pulsacyjne i turbulentne o dużej skali i niskich częstotliwościach. Zjawiska charakteryzujące się tak złożonym przenoszeniem ciepła występują w większości urządzeń, w których zachodzą procesy konwersji energii. Ponadto termografia ciekłokrystaliczna wspomagana anemometrią obrazową (*particie image velocimetry*, PIV) i cyfrowym obrazowaniem w podczerwieni (*digital infrared imaging*, DII) jest doskonałą i uznaną metodą stosowaną w badaniach zaawansowanych procesów termiczno-przepływowych w największych światowych ośrodkach badawczych. Teoretycznie LCT umożliwia wizualizację dwuwymiarowych pól temperatury i prędkości z dokładnością do jednego piksela oraz identyfikację wpływu wielu czynników termofizycznych i przepływowych na powstawanie laminarnej i turbulentnej warstwy granicznej. Zastosowanie cyfrowej, w pełni zautomatyzowanej technologii przetwarzania kolorowych obrazów pozwala na szybką i dokładną ocenę wymiany ciepła, wizualizację przepływu oraz zlokalizowanie zmienionej chorobowo tkanki ciała ludzkiego. W tym celu opracowano stosunkowo nową technikę eksperymentalną i diagnostyczną w badaniach wymiany ciepła i masy oraz biomedycynie.

2. Przykładowe wyniki

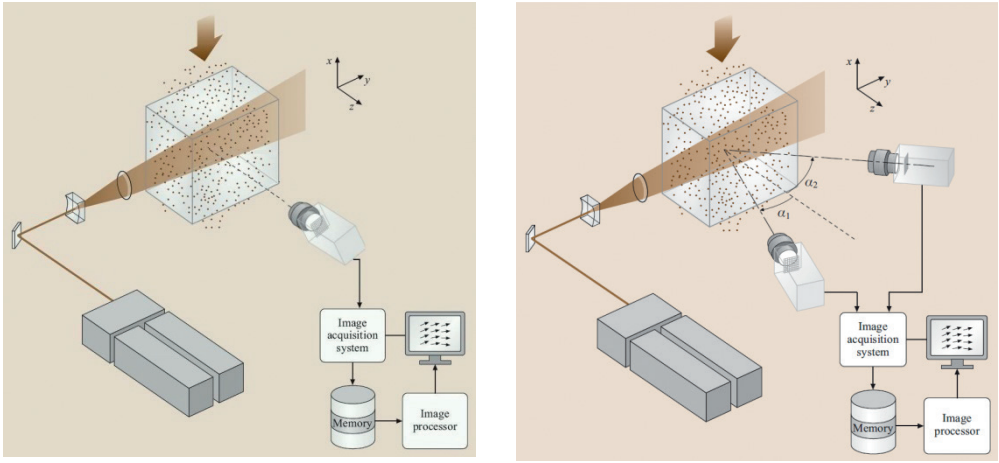
Poniżej przedstawiono kilka wybranych pomiarów laboratoryjnych z wykorzystaniem termometrii ciekłokrystalicznej do określania współczynników przejmowania ciepła, pól prędkości za pomocą anemometrii obrazowej PIV, kamery termowizyjnej oraz wizualizacji temperatury i prędkości w komorze prostopadłościennej wypełnionej gliceryną i molekułami LTC w warunkach konwekcji swobodnej i przy zmiennym ustawieniu komory. Wskazano również przykład możliwości zastosowania kamer termowizyjnych w medycynie onkologicznej (rys. 1–7).



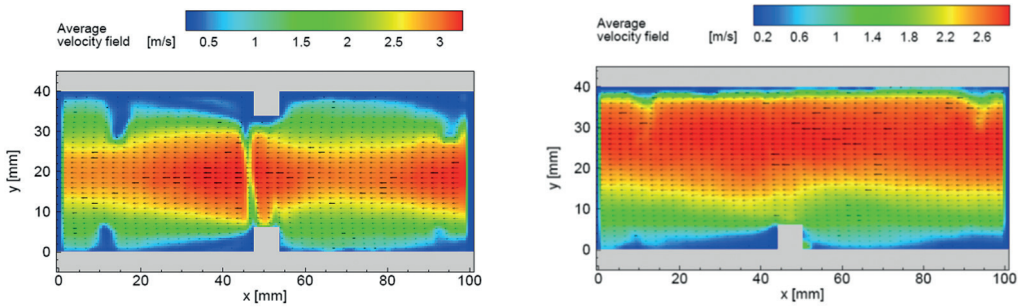
Rys. 1. Powietrzny tunel aerodynamiczny z przyrządami do pomiaru m.in.: temperatury powietrza atmosferycznego t_e, strumienia głównego powietrza t_s, powietrza na wlocie t_i i wylocie z sekcji pomiarowej t_0, ciśnienia P_b i różnicy ciśnienia ΔP: 1 – kamera RGB (TK-1070), 2 – komputer PC, 3 – monitor (RGB-VMR 200), 4 – rejestrator S-VHS, 5 – system klimatyzacji, 6 – nagrzewnica, 7 – sekcja pomiarowa LC, 8 – mikromanometr cyfrowy FC012, 9 – DISA (HW), 10 – variac, 11 – wentylator, 12 – kryza pomiarowa, PT – rurka Pitota



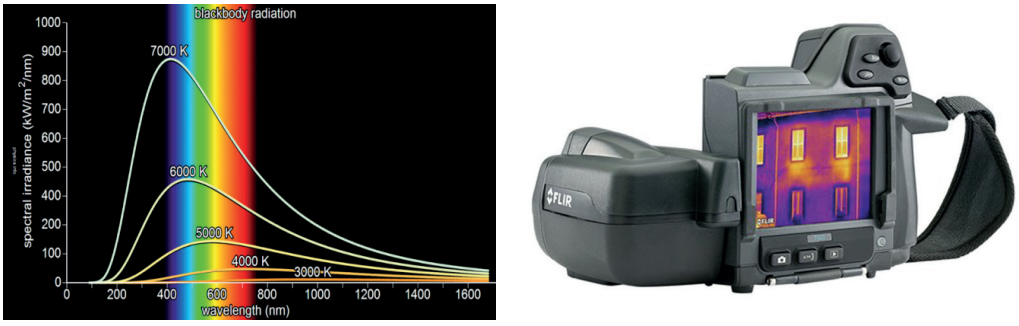
Rys. 2. Kanał z kolumną pionowych żeber: rzeczywisty widok warstwy ciekłokrystalicznej (lewa strona); rozkład 10 linii o stałej liczbie Nusselta otrzymanych na bazie komputerowej analizy kolorowych obrazów dla $Re = 20\,000$ (prawa strona)



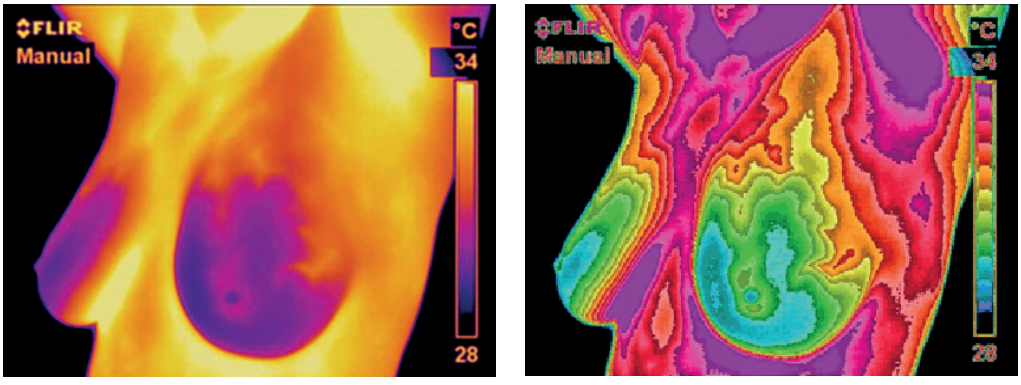
Rys. 3. Schemat typowego systemu pomiarowego PIV z jedną kamerą (lewa strona) i dwiema kamerami (prawa strona)



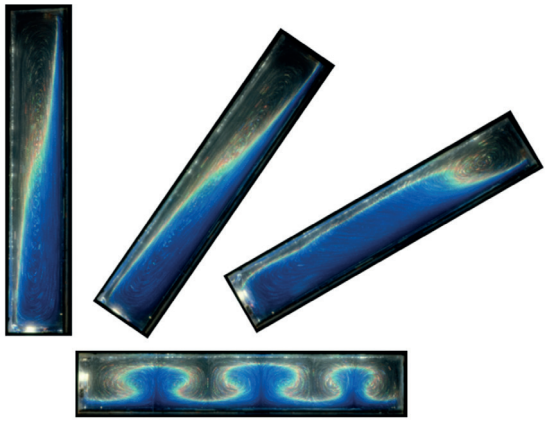
Rys. 4. Pomiary PIV dla kanału podwójnie i pojedynczo żebrowanego, *Re* = 9000 (wlot powietrza z prawej strony)



Rys. 5. Widmowa intensywność promienienia w funkcji długości fali i temperatury (lewa strona) oraz kamera termowizyjna FLIR T440bx (prawa strona)



Rys. 6. Obraz w podczerwieni ludzkiej piersi (lewa strona) oraz obraz po komputerowej analizie kolorowych obrazów wskazujących układ naczyniowy (prawa strona)



Rys. 7. Wizualizacja temperatury i prędkości w komorze prostopadłościennej wypełnionej gliceryną w warunkach konwekcji swobodnej za pomocą LCT ($Ra = 1{,}2 \cdot 10^4$, $Pr = 12{,}5 \cdot 10^3$); $\Delta T = 10$ K; wymiary prostopadłościanu: $L = 180$ mm, $H = 30$ mm, $W = 60$ mm, kąty nachylenia: 0, 30, 60 i 90 deg. W pozycji poziomej obserwuje się charakterystyczne komórki Bénarda

Podsumowanie

Zaawansowane techniki eksperymentalne, w tym przypadku cyfrowego przetwarzania kolorowych obrazów otrzymanych na bazie LCT, anemometrii PIV i kamer termowizyjnych IR, umożliwiają nowe podejście do starych problemów oraz otwierają nowe obszary badań i ich zastosowań w zagadnieniach inżynierskich i biomedycznych. Otrzymane kolorowe obrazy dostarczają ilościowych, dwuwymiarowych informacji dotyczących rozkładów temperatury, prędkości i wymiany ciepła oraz wspomagającej analizę patogenezy medycznej i diagnostyki.

Literatura

[1] Stasiek J. et al. The use of liquid crystal thermography in selected technical and medical applications—recent development. Journal of Crystalization Process and Technology 2014; 4: 46–59.

[2] Stasiek J. et al. Liquid crystal thermometry and true-colour digital image processing. Optics & Laser Technology 2006; 38: 243–256.

[3] Mikielewicz D. et al. Measurements of heat transfer enhanced by the use of transverse vortex generator. Applied Thermal Engineering 2012; 49: 61–72.

[4] Stąsiek J.A., Jewartowski, M. The use of liquid crystal thermography TLC and particle image velocimetry PIV in selected technical applications. Archives of Thermodynamics 2018; 39: 129–147.

Carbon dioxide capture in large-scale CCGT power plant from flue gases obtained from various fuel mixtures

Navaneethan Subramanian, Paweł Madejski

AGH University of Science and Technology, Faculty of Mechanical Engineering and Robotics, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

e-mail: subraman@agh.edu.pl; madejski@agh.edu.pl

Abstract

In this study, the thermodynamic analysis of CCGT integrated with post-combustion carbon capture (PCCS) using the solvent method is performed. The syngas obtained from the gasification of sewage sludge is mixed with methane and N_2-rich fuel at different proportions, used in the gas turbine of the CCGT, and the properties of fuel and flue gases are analyzed. The flue gas obtained from the fuel mixture is passed through the PCCS at various load conditions to assess the heat and electricity required for the carbon capture process. The PCCS is designed in a way to capture 90% of CO_2 from flue gas. With the calculated results, the load conditions of flue gas using fuel mixtures are identified, which reduces the heat and power demand of PCCS and provides the possibility to achieve neutral emission. The impact of selected operating conditions of PCCS on the CO_2 emission reduction during capture process is investigated.

Keywords: CO_2 capture, post-combusion carbon capture, CCGT, syngas, zero emission

1. Introduction

According to the recent Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) report, Bioenergy with Carbon Capture and Storage (BECCS) is accepted as one of the pathways to limit the raising global temperature to 1.5°C. The large-scale deployment of BECCS makes it possible to mitigate climate change and achieve negative carbon dioxide (CO_2) emissions [1]. Using syngas obtained from biomass as a primary or secondary gas fuel in a Combined Cycle Gas Turbine (CCGT) power plant can improve efficiency with reducing environmental impacts [2, 3].

2. Model of CCGT integrated with PCCS

A model of a Combined Cycle Gas Turbine (CCGT) power plant is developed using Ebsilon Professional® with reference to the Gorzów power plant [4] and description. The CCGT is integrated with the model of Post-combustion Carbon Capture and Storage (PCCS) using solvent method to perform carbon capture as in Fig. 1.

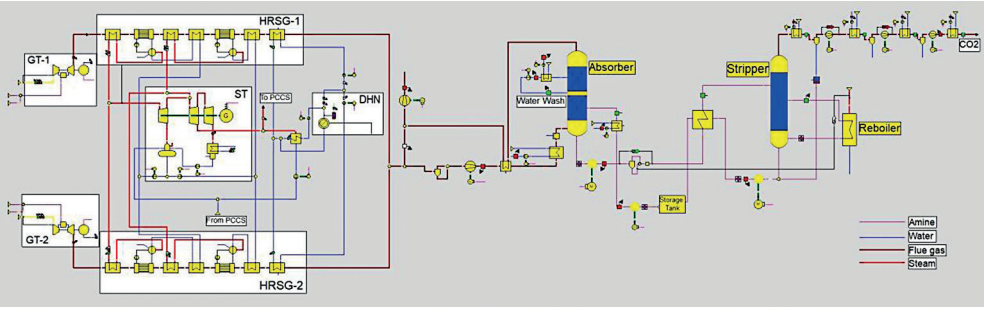


Fig. 1. Model of CCGT integrated with PCCS using solvent method

2.1. Description of CCGT

The exhaust gases from two gas turbines flow through two Heat Recovery Steam Generators (HRSG) with HP and LP levels to convert water into steam. The HP and LP pressure levels have their Economizer, Evaporator, and Superheater and the final stage of the HRSG includes an Economizer of the District Heating Network (DHN). The steam produced flows to the steam turbine and the flue gas at a low temperature of 104.63°C is used in the PCCS. A description of CCGT is given in Table 1.

Table 1. Description of CCGT used for modeling

Parameter	Description
Gas turbine	2 X ISO 50.5 MW Siemens SGT-800
Steam turbine	Siemens SST-400, upto 65 MW
DHN supply and return temperature	110°C and 58.9°C
Deaerator pressure	7 bar
HRSG components flue gas pressure drop	0.2 bar

2.2. Fuel and flue gas analysis

Three different fuels such as methane, nitrogen-rich natural gas, and syngas obtained from the gasification of sewage sludge are used in the CCGT. The syngas is mixed with methane and N_2-rich fuel at various proportions such as 25%, 50%, and 75%, and used in the CCGT. When mixing fuels, the various properties of fuels such as Lower Heating Value (LHV) and content of the fuel change as in Fig. 2.

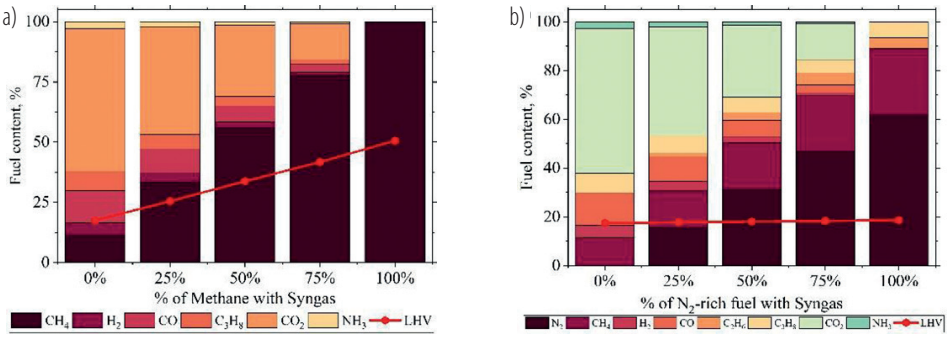


Fig. 2. Fuel content and LHV when different proportions of syngas mixed with: a) methane; b) N_2-rich fuel

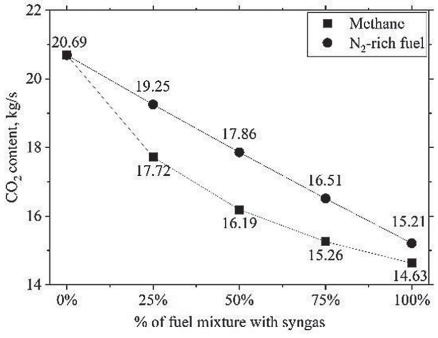


Fig. 3. Mass flow of CO_2 in flue gas produced from the mixture of fuels at different proportions

The fuel composition in Fig. 2 is used in the gas turbine of the CCGT model, to analyze the flue gas produced from the different compositions of fuel. From the total mass flow rate of flue gas produced from the CCGT of 268.68 kg/s, the CO_2 produced from different fuel mixtures is measured in Fig. 3.

2.3. PCCS using solvent method

The model of PCCS includes an absorber, stripper, and reboiler. The absorber is operated at a temperature of 40°C and 1 bar pressure, while the stripper operates at 2 bar and 120°C. The steam from CCGT at 135°C and 3 bar are used in the reboiler for amine regeneration. The developed PCCS model uses an aqueous solution of 30 wt% monoethanolamine (MEA) as a solvent for CO_2 capture.

The MEA used in the model has a CO_2 capture rate of 90% at a rich loading of 0.5 mol CO_2/mol MEA [5] and a required reboiler regeneration rate of 3.8 MJ/kg CO_2 [6]. With reference to the CO_2 loading and reboiler duty, the lean amine and steam required for treating flue gas with 14.73 kg/s of CO_2 are calculated to be 136.27 kg/s, which is used as an initial input to the model.

3. Results and analysis

The mixture of fuels are used in CCGT and the flue gas is passed to PCCS at different load condition from 50% to 100%. At different load conditions, the mass flow of flue gas produced from CCGT remains the same, the flue gases diverted from PCCS are directly sent to the atmosphere. As the steam for DHN heat exchanger and PCCS amine regeneration are taken from the same stream of the bleed of the steam turbine, the DHN heat differs according to the fuel or mixture of fuels used in CCGT and steam required by PCCS. Since the power required for PCCS operation is supplied from CCGT, it also affects the net power generation of CCGT. In order to maintain the net power generation at a range of 131 MW to 132 MW and the steam supply to PCCS according to operation as in Fig. 4a, the heat to DHN is adjusted as in Fig. 4b. The mixture of fuels and different load conditions at PCCS changes the perform of CCGT by changing the efficiency as in Fig. 5.

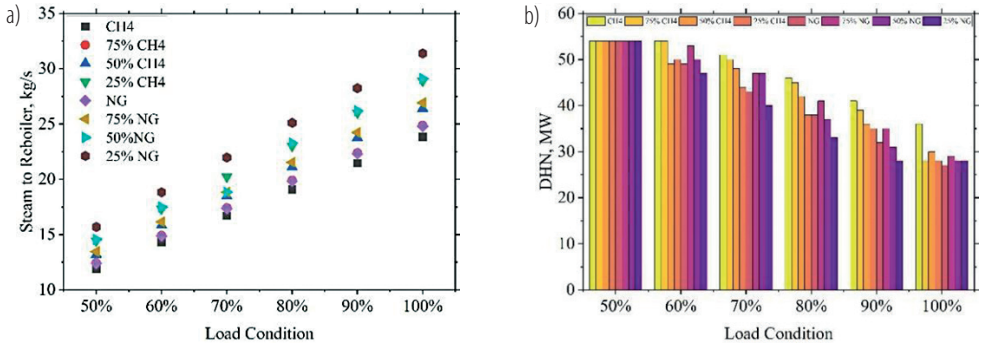


Fig. 4. Depending upon the mixture of fuel used: a) mass flow of steam required for PCCS reboiler; b) heat supplied to DHN

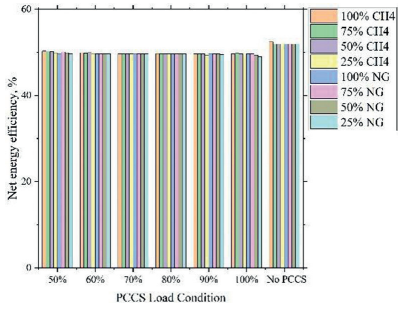


Fig. 5. Change in net energy efficiency of CCGT using different fuel with PCCS at different load conditions

The mixing of syngas with other fuels reduces the emission produced as the CO_2 is estimated considering the mass fraction level of syngas 59.31% CO_2 as in Fig. 6b. The CO_2 captured as in Fig. 6a is performed apart from the CO_2 in the fuel.

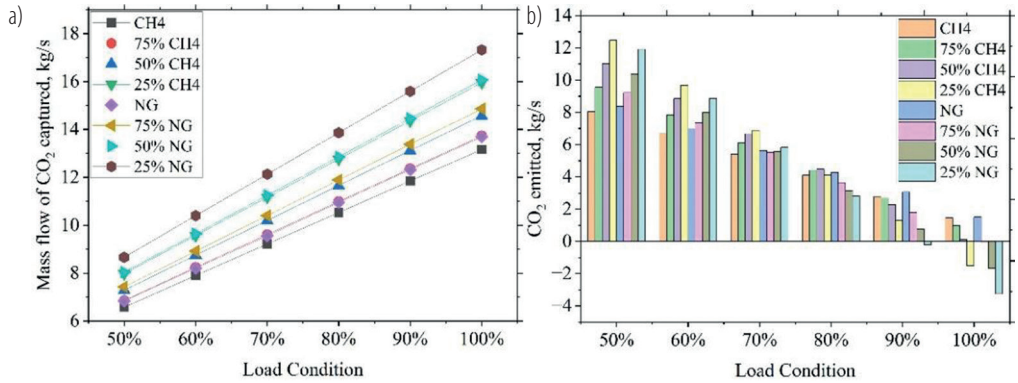


Fig. 6. Depending upon the flue gasess from mixture of fuel used: a) CO_2 captured; b) CO_2 emitted

Conclusions

The analysis of the Combined Cycle Gas Turbine integrated with Post-combustion Carbon Capture and Storage is performed using the developed model. The mixing of syngas with other fuels provides a possibility to achieve zero emission or negative emission in some cases. Though the reduction of flue gas load to PCCS increases the power generation of CCGT and heat to DHN, it leads to more emission of CO_2 into the atmosphere. At full load condition of PCCS, the emission from N_2-rich fuel and syngas mixtures achives a negative value due to the fact the proportion of syngas is higher in the mixture. However, steam to reboiler is higher and the heat supplied to DHN is lower at these conditions. The 25% of methane with syngas at full load and the 25% of N_2-rich fuel with syngas at 90% load to PCCS have the possibility to achieve nearly zero emission for the given conditions.

Acknowledgment

The research leading to these results has received funding from the Norway Grants 2014–2021 via the National Centre for Research and Development. Work has been prepared within the frame of the project: "Negative CO_2 emission gas power plant" – NOR/POLNORCCS/NEGATIVE-CO2-PP/0009/2019-00 which is co-financed by program "Applied research" under the Norwegian Financial Mechanisms 2014–2021 POLNOR CCS 2019 – Development of CO_2 capture solutions integrated in power and industry processes.

Literature

[1] Fridahl M., Lehtveer M. Bioenergy with carbon capture and storage (BECCS): global potential, investment preferences, and deployment barriers. Energy Res. Soc. Sci. 2018; 42: 155–165.

[2] Baratieri M. et al. The use of biomass syngas in IC engines and CCGT plants: a comparative analysis. Appl. Therm. Eng. 2009; 29: 3309–3318.

[3] Madejski P. et al. Energy and exergy analysis of negative CO_2 emission gas power plant operation using thermodynamic modelling results of the cycle. 2nd International Conference on Negative CO_2 Emissions, June 14–17, 2022, Göteborg, Sweden.

[4] Lisiecka K. Elektrociepłownia Gorzów pełna dobrej energii. PGE GiEK SA, Oddział Elektrociepłownia Gorzów 2017.

[5] Huertas J.I. et al. CO_2 absorbing capacity of MEA. J. Chem. 2015; 2015: 965015.

[6] Luis P. Use of monoethanolamine (MEA) for CO_2 capture in a global scenario: consequences and alternatives. Desalination 2016; 380: 93–99.

Wpływ parametrów ściany z barierą termiczną na sprawność bariery

Władysław Szaflik

Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie, Wydział Budownictwa i Inżynierii Środowiska, al. Piastów 50, 70-311 Szczecin

e-mail: wladyslaw.szaflik@zut.edu.pl

Streszczenie

Barierę termiczną stanowi pionowy element ściany z zamontowanymi w przegrodzie przewodami z czynnikiem grzejnym o temperaturze niższej od temperatury w pomieszczeniu, lecz wyższej niż wynikająca z przenikania ciepła przez przegrodę bez bariery. Na podstawie opracowanego modelu przegrody z barierą termiczną dla przyjętych wielkości wejściowych i otoczenia przegrody zdefiniowano i określono sprawność bariery termicznej. Wyprowadzono wzór na jej sprawność. Sprawność bariery termicznej nie zależy od temperatur podstawy bariery i otoczenia ściany, a tylko od parametrów geometrycznych i termodynamicznych przegrody. Sprawność ta jest najwyższa, gdy oporność przegrody z obu stron bariery jest taka sama. Znajomość sprawności bariery umożliwi proste określenie średniej temperatury bariery i ilości ciepła oddawanego przez pomieszczenie oraz przez czynnik grzejny płynący w barierze.

Słowa kluczowe: bariera termiczna, przepływ ciepła przez barierę termiczną, straty ciepła, sprawność bariery termicznej

Wykaz ważniejszych oznaczeń

- e – grubość warstwy przegrody [m]
- l – połowa odległości pomiędzy przewodami przegrody [m]
- m – parametr [m^{-2}]
- q – parametr [$K \times m^{-2}$]
- $\dot{Q}$ – strumień ciepła [W]
- r – promień przewodu [m]
- R – opór cieplny [$m^2 \times K/W$]
- t – temperatura [°C]
- x – współrzędna [m]
- η – sprawność [–]
- ϑ – temperatura zredukowana [K]
- λ – współczynnik przewodzenia ciepła [$W/(m \times K)$]

Indeksy

- b – bariera termiczna
- e – zewnętrzna
- i – wewnętrzna
- is – izolacji
- m – czynnik grzejny przepływający przez barierę
- p – podstawa elementu bariery
- śr – średnia
- a – przewodzenie ciepła
- 0 – wyłączona bariera termiczna

1. Wstęp

W literaturze technicznej coraz częściej poruszany jest problem ograniczenia zużycia energii pierwotnej. Stosunkowo duże ilości energii przeznaczane są do ogrzewania pomieszczeń. W przypadku zasobów znacznie tańszej energii odpadowej lub pochodzącej ze źródeł odnawialnych o temperaturze niższej niż wymagana w pomieszczeniach można w celu ograniczenia strat ciepła przez przenikanie wykorzystać tzw. barierę termiczną umieszczoną w ścianach zewnętrznych. Barierę termiczną stanowi pionowy element ściany z zamontowanymi w przegrodzie przewodami z czynnikiem grzejnym o temperaturze niższej od temperatury w pomieszczeniu, lecz wyższej niż wynikająca z przenikania ciepła przez przegrodę bez bariery. W celu uproszczenia obliczeń wpływu parametrów geometrycznych i termodynamicznych bariery na jej temperaturę w pracy [10] autor wprowadził pojęcie sprawności bariery termicznej h_b. Została ona zdefiniowana jako stosunek różnicy średniej temperatury bariery termicznej $t_{śr\,b}$ i temperatury przegrody $t_{b\,0}$ w miejscu umieszczenia bariery przy jej wyłączeniu do różnicy temperatury podstawy bariery (zewnętrznej powierzchni przewodu) t_p i temperatury przegrody $t_{b\,0}$ w miejscu umieszczenia bariery przy jej wyłączeniu.

$$\eta_b = \frac{t_{śr\,b} - t_{b\,0}}{t_p - t_{b\,0}} \tag{1}$$

W ostatnich latach ludzie coraz bardziej uświadamiają sobie niekorzystny wpływ spalania paliw na środowisko oraz ograniczoność zasobów kopalnych źródeł energii i ich wyczerpywanie. Stosunkowo duża ilość energii jest przeznaczana na ogrzewanie budynków, stąd nieprzypadkowo wzrasta zainteresowanie rozwiązaniami umożliwiającymi redukcję tego zużycia. Istotne staje się podnoszenie sprawności systemów i urządzeń stosowanych w ogrzewnictwie. Zastosowanie bardzo taniego lub odpadowego czynnika grzejnego o niskiej temperaturze zmniejsza zużycie wysokotemperaturowego ciepła na ogrzewanie, poprawia efektywność pozyskiwania energii ze spalania paliw i ze źródeł niekonwencjonalnych.

2. Model przegrody z barierą termiczną

W skład przegrody z barierą termiczną wchodzi warstwa stanowiąca barierę pokryta jednostronnie lub dwustronnie izolacją termiczną [4–7]. Bariera termiczna jest centralną warstwą przegrody, wewnątrz niej umieszczone są przewody z tworzywa sztucznego, w których przepływa czynnik grzejny, jednocześnie bariera termiczna stanowi element nośny ściany [3, 8].

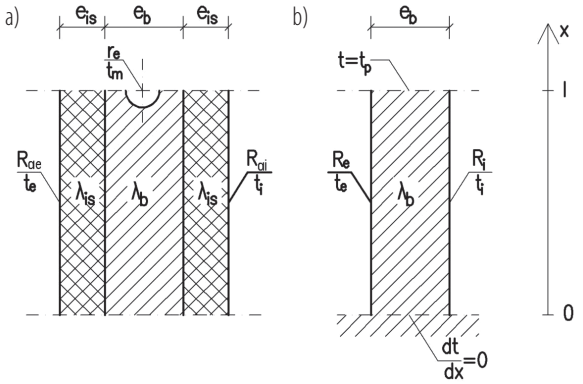
Model wymiany ciepła wyprowadzono dla wydzielonego powtarzalnego elementu przegrody z barierą termiczną o szerokości wynoszącej połowę rozstawu przewodów i o długości 1 m. Od strony przewodu jest do niego dostarczane ciepło, przeciwległy koniec bariery stanowi płaszczyznę symetrii i ciepło przez nią nie przepływa. Przewodność cieplna materiału elementu nośnego stanowiącego barierę termiczną jest znacznie większa od przewodności cieplnej izolacji, w związku z tym przewodzenie wzdłużne w izolacji pominięto, a opór przejmowania ciepła na zewnątrz bariery powiększono o opór cieplny izolacji [9]. Przejmowanie ciepła z jednej strony bariery i oddawanie z drugiej potraktowano jako wewnętrzne źródła ciepła elementu bariery. Pozostałe założenia przyjęto jak dla klasycznego żebra. Schemat przyjętego modelu przegrody z barierą termiczną pokazano na rys. 1. Równanie wyjściowe dla przyjętego modelu ma postać:

$$\frac{d^2t}{dx^2} = m \cdot t - q \tag{2}$$

gdzie:

$$m = \frac{\frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_e}}{\lambda_b \cdot e_b} \tag{3}$$

$$q = \frac{\frac{t_i}{R_i} + \frac{t_e}{R_e}}{\lambda_b \cdot e_b} \tag{4}$$



Rys. 1. Schemat modelu przegrody z barierą termiczną: a) przekrój przez wydzielony element przegrody; b) schemat modelu przegrody

oraz:

$$R_i = R_{i\,\alpha} + \frac{R_{i\,b}}{2} + R_{i\,is} \tag{5}$$

$$R_e = R_{e\,\alpha} + \frac{R_{e\,b}}{2} + R_{e\,is} \tag{6}$$

Gdy przez barierę nie przepływa czynnik, występują wyłącznie straty ciepła z pomieszczenia przez przenikanie; jej temperaturę $t_{b\,0}$ oblicza się wtedy ze wzoru (7):

$$t_{b\,0} = \frac{\frac{t_i}{R_i} + \frac{t_e}{R_e}}{\frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_e}} = \frac{q}{m} \tag{7}$$

Równanie rozwiązano przy następujących warunkach brzegowych:

$$\text{Dla} \quad x = 0 \quad \rightarrow \quad \frac{dt}{dx} = 0 \tag{8}$$

$$\text{Dla} \quad x = l \quad \rightarrow \quad t = t_p \tag{9}$$

Otrzymano rozwiązanie:

$$t(x) = \left(t_p - \frac{q}{m}\right) \cdot \frac{\cosh(\sqrt{m} \cdot x)}{\cosh(\sqrt{m} \cdot l)} + \frac{q}{m} \tag{10}$$

Po wprowadzeniu temperatury zredukowanej:

$$\vartheta = t - t_{b\,0} = t - \frac{q}{m} \tag{11}$$

Wzór na pole temperatury otrzymuje postać:

$$\vartheta(x) = \vartheta_p \cdot \frac{\cosh(\sqrt{m} \cdot x)}{\cosh(\sqrt{m} \cdot l)} \tag{12}$$

Temperatura średnia elementu bariery wynosi:

$$\vartheta_{śr\,b} = \frac{\vartheta_p}{\sqrt{m} \cdot l} \cdot tgh\left(\sqrt{m} \cdot l\right) \tag{13}$$

Strumień ciepła przekazywany do elementu bariery oblicza się zaś ze wzoru:

$$\dot{Q}_b = \lambda_b \cdot e_b \cdot \sqrt{m} \cdot \vartheta_p \cdot tgh\left(\sqrt{m} \cdot l\right) = l \cdot \left(\frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_e}\right) \cdot \vartheta_{śr\,b} \tag{14}$$

Otrzymane zależności na pole temperatury w barierze termicznej i strumień ciepła są identyczne jak przedstawione w literaturze dla żeber prostych [2], z tym że bardziej ogólnie zdefiniowany jest parametr *m*. Sprawność bariery określa ten sam wzór co dla żeber:

$$\eta_b = \frac{tg\ (\sqrt{m}\cdot l)}{\sqrt{m}\cdot l} \tag{15}$$

3. Własności sprawności bariery termicznej

Wzrost parametru $(\sqrt{m}\cdot l)$ powoduje obniżanie sprawności bariery. Analizując zależność na sprawność bariery termicznej, można stwierdzić, że nie zależy ona od temperatury podstawy bariery i otoczenia ściany, a tylko od parametrów geometrycznych i termodynamicznych przegrody. Na podstawie analizy zależności na parametr $(\sqrt{m}\cdot l)$ można stwierdzić, że:

- zwiększenie oporności izolacji na zewnątrz bariery powoduje podwyższanie jej sprawności;
- zwiększanie odległości pomiędzy znajdującymi się w barierze przewodami z czynnikiem grzejnym skutkuje obniżeniem sprawności bariery;
- stosowanie na barierę termiczną materiału o wyższej wartości współczynnika przewodzenia ciepła podwyższa sprawność bariery termicznej;
- zwiększanie grubości bariery termicznej zwiększa jej sprawność;
- z analizy przeprowadzonej przez autora wynika, że sprawność bariery termicznej jest najwyższa, gdy oporność przegrody z obu stron bariery jest taka sama.

Podsumowanie i wnioski

W pracy, na podstawie opracowanego modelu przegrody z barierą termiczną, dla przyjętych wielkości wejściowych i otoczenia przegrody określono sprawność bariery termicznej. Zdefiniowano ją jako stosunek różnicy średniej temperatury bariery i temperatury przegrody w miejscu zamontowania bariery przy jej wyłączeniu do różnicy temperatury czynnika w barierze i temperatury przegrody w miejscu zamontowania bariery przy jej wyłączeniu. Otrzymane wnioski dotyczące wpływu parametrów na sprawność bariery potwierdziły oczekiwania, że wraz ze wzrostem odległości między przewodami sprawność bariery maleje, a ze wzrostem przewodności materiału bariery – rośnie. Sprawność bariery termicznej jest najwyższa, gdy opór cieplny przegrody z obu stron bariery jest taki sam. Znajomość sprawności bariery umożliwia proste określenie średniej temperatury bariery i ilości ciepła oddawanego przez pomieszczenie i przez czynnik grzejny płynący w barierze.

Literatura

[1] Kisilewicz T. et al. Active thermal insulation as an element limiting heat loss through external walls. Energy and Buildings 2019; 205: 109541.

[2] Kern D.Q., Kraus A.D. Extended surfage heat transfer. McGraw Hill, New York 1972.

[3] Krzaczek M. Koncepcja bariery termicznej w budynkach o bardzo niskim zapotrzebowaniu na energię. Inżynieria Morska i Geotechnika 2010; 2: 154–162.

[4] Krzaczek M., Kowalczuk Z. Thermal barrier as a technique of indirect heating and cooling for residential buildings (in English). Energy and Buildings 2011; 43: 823–837.

[5] Leciej-Pirczewska D., Szaflik W. Wykorzystanie niskotemperaturowego czynnika w ogrzewaniu ściennym. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 2010; 41: 168–172.

[6] Leciej-Pirczewska D., Szaflik W. Wykorzystanie niskotemperaturowego czynnika w ogrzewaniu ściennym. Część II. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 2010; 41: 455–459.

[7] Leciej-Pirczewska D., Szaflik W. Wpływ temperatury bariery termicznej w ścianie budynku na straty ciepła. X Forum Ciepłowników Polskich, Międzyzdroje 2006.

[8] Małek M.T. Wpływ parametrów przegrody aktywowanej termicznie na komfort cieplny i zużycie energii. Rozprawa doktorska. Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, Politechnika Poznańska, Poznań 2023.

[9] Szaflik W. Analiza wymiany ciepła w żebrach dwuwarstwowych. Rozprawa doktorska. Wydział Budowy Maszyn i Okrętów, Politechnika Szczecińska, Szczecin 1982.

[10] Szaflik W. Sprawność bariery termicznej. Instal 2023; 6: 15–18.