

Wybrane zagadnienia towarzyszące wrzeniu podczas przepływu przez minikanaly o przekroju prostokątnym

Magdalena Piasecka

Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce

e-mail: tmpmj@tu.kielce.pl

Streszczenie

W pracy omówiono wybrane wyniki badań dotyczących zagadnień towarzyszących wrzeniu podczas przepływu płynów chłodniczych przez minikanaly o przekroju prostokątnym. Do najważniejszych należą procesy wymiany ciepła podczas przepływu konwekcyjnego ze zmianą fazy. Głównym celem obliczeń jest wyznaczanie współczynnika przejmowania ciepła podczas przepływu wrzącego czynnika chłodniczego w minikanalach. Kluczowymi zagadnieniami są formujące się struktury przepływu dwufazowego, a także spadki ciśnienia występujące podczas przepływu. Przedstawiono stanowisko badawcze, koncentrując się na modułach testowych o przekrojach prostokątnych z minikanalami ogrzewanymi asymetrycznie, ustawianymi pod różnym kątem do poziomu. Scharakteryzowano kluczowe parametry geometryczne, wybrane cieplno-przepływowe oraz rozwinięcia powierzchni grzejnej, badane pod kątem intensyfikacji procesów wymiany ciepła. Omówiono stosowane modele matematyczne zagadnienia oraz metody, które pozwalają rozwiązać zagadnienie odwrotne, występujące w modelu. Spośród stosowanych metod obliczeniowych wykorzystano uproszczone metody 1D oraz metody 2D, w których do obliczeń używano funkcji Trefftza. Obliczenia przeprowadzane były również w programach CFD, takich jak: ADINA, Simcenter STAR-CCM+ oraz ANSYS. Pokazano typowe przebiegi zależności współczynników przejmowania ciepła w funkcji czasu lub odległości od wlotu, a także krzywe wrzenia i zarejestrowane struktury przepływu dwufazowego. W podsumowaniu podkreślono, że najważniejszymi czynnikami, które wywierają zasadniczy wpływ na intensywność wymiany ciepła przy wrzeniu podczas przepływu przez minikanaly, są ich parametry geometryczne i orientacja przestrzenna minikanalów, natężenie przepływu oraz struktura rozwinięcia powierzchni grzejnej stykającej się z płynem.

Słowa kluczowe: minikanal, przepływ, wymiana ciepła, wrzenie, struktury przepływu dwufazowego, opory przepływu

1. Wprowadzenie

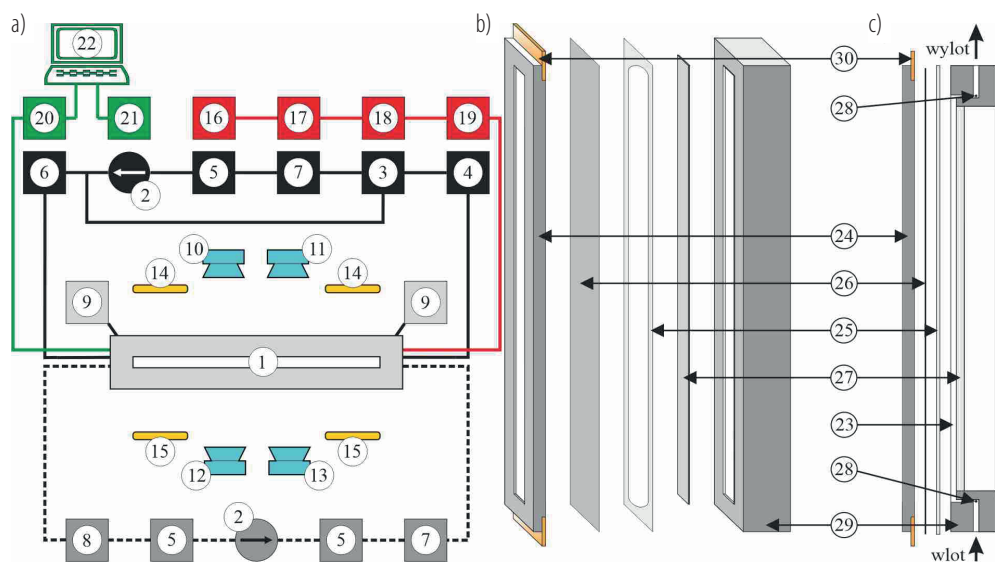
Wzrost wymagań energetycznych wiąże się z postępem technologicznym. Konieczności efektywnego odprowadzania ciepła towarzyszy często wymóg miniaturyzacji urządzeń. Intensywne chłodzenie jest niezbędne do rozwoju kluczowych dziedzin przemysłu, takich jak branża elektroniczna, przemysł energetyczny czy energetyka jądrowa. Warto podkreślić, że przy wykorzystaniu przepływowych minikanalowych wymienników ciepła pracujących ze zmianą fazy (wrzenie lub kondensacja) możliwe jest przenoszenie znacznych strumieni ciepła przy niewielkiej różnicy temperatury między powierzchnią ścianki grzejnej a cieczą nasyconą, przy zapewnieniu miniaturyzacji układu wymieniającego ciepło. Systematycznie poszukuje się metod pozwalających na intensyfikację procesów wymiany ciepła, a wśród nich duży potencjał wykazuje zastosowanie w wymiennikach ciepła zmodyfikowanych powierzchni o różnym stopniu rozwinięcia.

Niniejsza praca stanowi lapidarne zestawienie wyników badań eksperymentalnych prowadzonych na module testowym z układem asymetrycznie ogrzewanym minikanalów o przekroju prostokątnym. Jej innowacyjny aspekt to kompleksowe omówienie zagadnień towarzyszących wrzeniu, stanowiące wieloletni efekt pracy zespołu badawczego z Kielc.

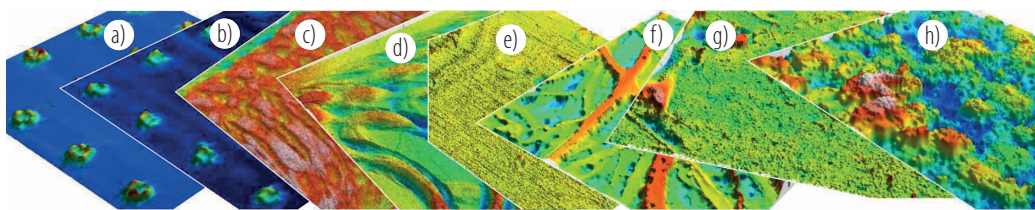
2. Zagadnienia eksperymentalne

2.1. Stanowisko badawcze i moduł testowy

Schemat głównych obiegów i systemów akwizycji danych realizowanych na stanowisku badawczym [1] z jego najważniejszymi elementami pokazano na rys. 1a. Podstawowa część stanowiska to moduł testowy z minikanalami o przekroju prostokątnym, którego jedną ściankę stanowi metalowa płyta ogrzewana oporowo. Dotychczas jako płyn roboczy przepływający w minikanalach stosowano następujące płyny chłodnicze: FC-72, HFE-7000, HFE-7100, HFE-7200, HFE-649 i FC-770 (a wcześniej również czynniki R-11 i R-123). W każdym z wariantów konstrukcyjnych modułów testowych pomiar temperatury i ciśnienia płynu roboczego odbywa się w głównym kanale wlotowym i wylotowym modułu. Czujniki pomiarowe temperatury i ciśnienia współpracują z odpowiednimi modułami lub kartami pomiarowymi stacji akwizycji danych pomiarowych. Rejestrowane są parametry elektryczne, niezbędne do obliczenia dostarczanego do grzejnika strumienia ciepła. W module testowym wytworzony jest pojedynczy minikanal (rys. 1b, c) lub zestaw równoległych minikanalów w liczbie od 2 do 37 sztuk. Minikanale posiadają prostokątny przekrój poprzeczny, przy czym ich najmniejszy wymiar wynosi 0,7–1,7 mm, a średnica hydrauliczna nie przekracza 3 mm. Ściankę grzejną stanowi metalowa cienka płyta (lub folia), najczęściej wykonana ze stopu Haynes-230. Temperaturę zewnętrznej powierzchni ścianki grzejnej mierzono metodami bezkontaktowymi (metoda termowizyjna IRT, termografia ciekłokrystaliczna LCT) lub kontaktowymi (wykorzystując termoelementy). Konstrukcja modułu zapewnia obserwację struktur przepływu dzięki temu, że ściankę przeciwną do ogrzewanej wykonano ze szkła. Badano wpływ zastosowania zmodyfikowanej powierzchni ścianki grzejnej stykającej się z płynem na przebieg procesu wymiany ciepła [2]. Przykładowe rozwinięcia powierzchni ilustruje rys. 2.



Rys. 1. Schematy: a) głównych obiegów i systemów akwizycji danych realizowanych na stanowisku badawczym: 1 – moduł testowy, 2 – pompa przepływowa, 3 – regulator ciśnienia, 4 – wymiennik ciepła, 5 – filtr, 6 – rotametry/przepływomierz, 7 – separator powietrza, 8 – przepływowy podgrzewacz wody, 9 – mierniki ciśnienia, 10 – kamera do zdjęć szybkich, 11 – aparat SLR, 12 – kamera termowizyjna, 13 – aparat cyfrowy do rejestracji obrazów (LCT), 14 – lampy LED dużej mocy, 15 – lampy LED (LCT), 16 – autotransformatorka, 17 – źródło zasilania, 18 – amperomierz; 19 – woltomierz, 20, 21 – stacja akwizycji danych pomiarowych, 22 – komputer PC [1]; b) widok elementów modułu testowego z pojedynczym minikanalem, wykorzystywanego w badaniach z IRT; c) przekrój podłużny modułu: 23 – minikanal, 24 – pokrywa górna, 25 – przekładka PTFE, 26 – folia grzejna, 27 – ścianka szklana, 28 – termoelement, 29 – korpus, 30 – elektroda miedziana



Rys. 2. Topografie 3D rozwiniętych powierzchni ścianki grzejnej: a, b) teksturowana laserowo; c, d) teksturowana laserowo-wibracyjnie; e) teksturowana elektroerozyjnie; f) włóknista na bazie włókien stalowych, o strukturze kapilarno-porowatej; g) porowata na bazie proszków żelaza; h) porowata zlutowana z powierzchnią bazową

2.2. Procedura eksperymentalna, parametry eksperymentalne, błędy pomiarowe

Eksperymenty poprzedzane są odgazowaniem płynu roboczego. Po ustabilizowaniu podstawowych parametrów badań do ścianki grzejnej modułu testowego dostarczany jest prąd o regulowanym natężeniu. Eksperymenty przeprowadzane są w warunkach stacjonarnych lub zmiennych w czasie. Podczas serii badań możliwa jest zmiana położenia modułu w pełnym zakresie (360°), z regulacją zmiany kąta co 15° . Gdy w badaniach wykorzystywana jest technika termografii ciekłokrystalicznej, niezbędne jest wykonanie kalibracji barwy względem odpowiadającej jej temperatury. W trakcie serii pomiarowej rejestrowane są wartości parametrów eksperymentalnych i następuje rejestracja struktur przepływu dwufazowego. Podczas eksperymentów realizowany jest pomiar temperatury powierzchni grzejnej od strony zewnętrznej za pomocą metod bezkontaktowych (LCT lub IRT) lub metodą kontaktową (z wykorzystaniem termoelementów współpracujących ze stacją akwizycji danych). Niezbędne jest przeprowadzenie analizy błędów, dotyczącej podstawowych wielkości mierzonych, w tym: temperatury, ciśnienia względnego i atmosferycznego, natężenia przepływu płynu, natężenia prądu i spadku napięcia (związanych ze strumieniem ciepła dostarczanym do grzejnika) [1, 2].

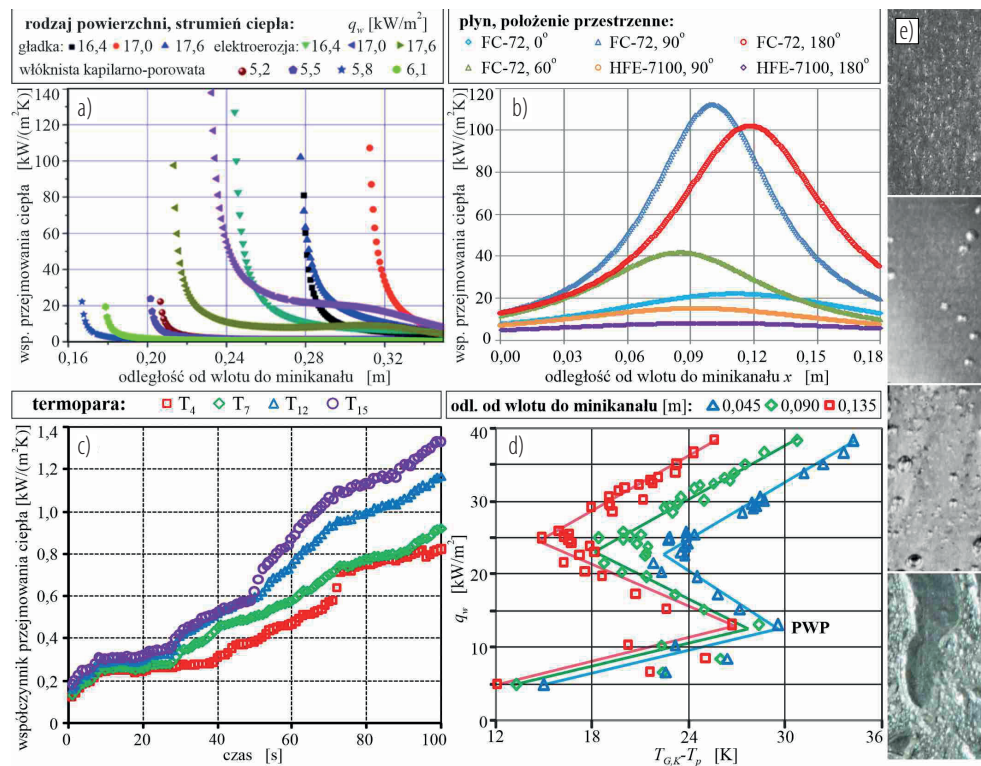
3. Modele matematyczne i procedury obliczeniowe

Do wyznaczenia współczynnika przejmowania ciepła na styku: powierzchnia grzejna–płyn przepływający w minikanalach zaproponowano dwa główne modele obliczeniowe oparte na równaniu Newtona. Wybór modelu uzależniano od sposobu opisu zagadnienia wymiany ciepła, które sformułowano jako problem: jednowymiarowy (1D) – przyjmując zasadniczy kierunek przepływu ciepła jako prostopadły do kierunku przepływu płynu i szerokości kanału – oraz dwuwymiarowy (2D) – uwzględniając dodatkowo kierunek zgodny z kierunkiem przepływu. W postawionych zagadnieniach zadawane są parametry cieplno-przepływowe, w tym: temperatura płynu i ciśnienie na wlocie i wylocie minikanalów, warunki wymiany ciepła z otoczeniem, natężenie przepływu płynu oraz strumień ciepła (określony na podstawie natężenia prądu dostarczanego do grzejnika i spadku napięcia). W obliczeniach wykorzystywany jest rejestrowany rozkład temperatury na ścianie grzejnej od zewnętrznej powierzchni (występuje zagadnienie odwrotne, gdyż nie jest znana temperatura powierzchni stykającej się z płynem). Na podstawie analizy obrazów struktur przepływu dwufazowego wyznaczany jest stopień zapełnienia pary. Z kolei na podstawie pomiarów spadku ciśnienia (pomiaru na wlocie i wylocie minikanalów) przeprowadzane są analizy oporów przepływu.

Modele 1D oparto na bilansie lub na równości strumienia ciepła, a w modelu 2D wykorzystano metody bazujące na funkcjach Trefftza. Obliczenia przeprowadzane były również w komercyjnych programach CFD (ADINA, Simcenter STAR-CCM+, ANSYS CFX i ANSYS Fluent). Porównano wyniki otrzymane z różnych metod obliczeniowych i programów numerycznych. Zestawiono wyniki własne z uzyskanymi na podstawie równań kryterialnych prezentowanych przez uznanych autorów, jak również zaproponowano własne zależności na wyznaczenie liczby Nusselta, przeznaczone dla wrzenia przechłodzonego bądź nasyconego [3].

Przykładowe wyniki i podsumowanie

Rys. 3 prezentuje przykładowe wyniki otrzymane na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych, obliczeń matematycznych i ich analiz. Wyniki przedstawiono w formie zależności współczynnika przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu lub czasu i krzywych wrzenia. Zilustrowano typowe zarejestrowane obrazy struktur przepływu.



Rys. 3. Przykładowe wyniki: a)–c) współczynnik przejmowania ciepła w funkcji: odległości od wlotu (a, b), czasu (c); d) krzywe wrzenia (PWP – początek wrzenia pęcherzykowego); e) struktury przepływu dwufazowego

Ze względu na mnogość zagadnień przedstawianych w niniejszej pracy w podsumowaniu ograniczono się do podkreślenia, że najważniejszymi czynnikami, które wywierają zasadniczy wpływ na intensywność wymiany ciepła przy wrzeniu podczas przepływu przez minikanaly, są: ich parametry geometryczne i orientacja przestrzenna, czynnik chłodniczy, natężenie przepływu oraz struktura rozwinięcia powierzchni stykającej się z płynem.

Podziękowania

Badania finansowane z grantu NCN nr UMO-2018/31/B/ST8/01199.

Literatura

- [1] Piasecka M. Wymiana ciepła przy wrzeniu podczas przepływu w miniprzestrzeniach o zróżnicowanej geometrii. Monografie, studia, rozprawy nr 119. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2019.
- [2] Piasecka M. Wrzenie w przepływie na powierzchniach rozwiniętych minikanalów. Monografie, studia, rozprawy, nr 61. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2014.
- [3] Piasecka, M. Correlations for flow boiling heat transfer in minichannels with various orientations. Int. J. Heat Mass Transf. 2015; 81: 114–121.

Badania wymiany ciepła przy wrzeniu podczas przepływu płynu FC-770 przez zespół minikanatów o różnej orientacji przestrzennej

Magdalena Piasecka, Kinga Strąk

Politechnika Świętokrzyska, al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce

e-mail: tmpmj@tu.kielce.pl; kzietala@tu.kielce.pl

Streszczenie

W pracy zaprezentowano wyniki eksperymentalnych badań wymiany ciepła przy wrzeniu podczas przepływu płynu FC-770 przez zespół pięciu minikanatów ze wspólną ścianą ogrzewaną, ustawianych pod różnym kątem względem poziomu: od 0° do 180° , co 15° . Za pomocą kamery termowizyjnej dokonywano pomiaru temperatury ścianki grzejnej, a za pomocą kamery do zdjęć szybkich – rejestrację struktur przepływu dwufazowego, poprzez szklaną ściankę przeciwną do ścianki grzejnej. Celem obliczeń było wyznaczenie lokalnych współczynników przejmowania ciepła pomiędzy ścianą ogrzewaną a płynem w minikanale, dokonane w oparciu o uproszczoną metodę obliczeniową 1D. Zestawiono wyniki uzyskane dla różnych ustawień przestrzennych minikanatu. Rezultaty badań zaprezentowano jako zależności temperatury folii grzejnej i współczynnika przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu dla różnych orientacji przestrzennych modułu testowego. Pokazano przebiegi przykładowych krzywych wrzenia oraz typowe struktury przepływu dwufazowego.

Słowa kluczowe: wymiana ciepła, wrzenie, przepływ, minikanal, termowizja

1. Wstęp

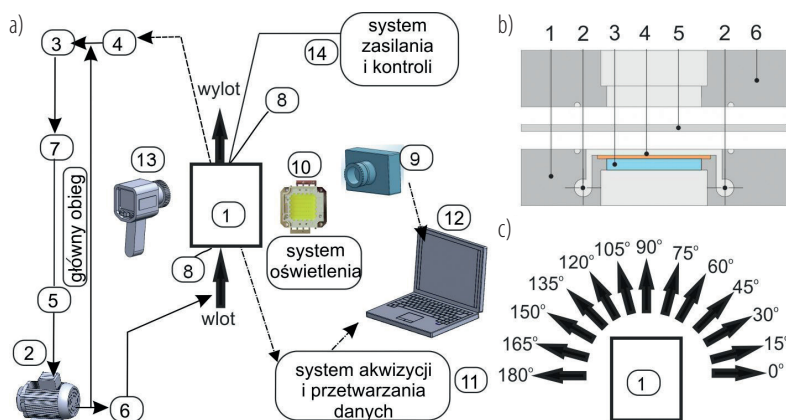
Badania wymiany ciepła przy wrzeniu podczas przepływu przez kanały o niewielkich wymiarach są przedmiotem dużego zainteresowania naukowców. W dobie miniaturyzacji ten temat jest ważny, istnieje bowiem potrzeba chłodzenia miniatury podzespołów o dużej mocy. W wielu ośrodkach naukowych bada się czynniki wpływające na intensyfikację wymiany ciepła, zwłaszcza podczas zmiany fazy (wrzenia i kondensacji). Jednym z aspektów jest wpływ położenia wymiennika ciepła na wartość współczynnika przejmowania ciepła.

W niniejszej pracy przedstawiono skrótowy przegląd literatury dotyczącej tego tematu. W artykule [1] omówiono badania eksperymentalne wymiany ciepła podczas przepływu płynu HFE-7000 w mikrokanale o różnych orientacjach przestrzennych, koncentrując się na strukturach przepływu dwufazowego. W rezultacie badań zaobserwowano, że orientacja kanału wpływała na rozwój, kształt i prędkość tworzących się pęcherzyków parowych. Nie stwierdzono znaczących różnic struktur przepływu przy orientacjach poziomych i pionowych z kierunkiem przepływu do góry. Badania przedstawione w pracy [2] dotyczyły niestabilności wrzenia podczas przepływu płynu w radiatorach mikrokanalowych przy modyfikacjach komór wlotowej i wylotowej. Testowano cztery orientacje przestrzenne kanałów (po dwie poziome i pionowe). W efekcie badań przedstawiono wytyczne dotyczące projektowania komór wlotowej i wylotowej w celu stłumienia niestabilności w mikrokanalach. Praca [3] dotyczy dynamicznych niestabilności ciśnienia i temperatury przy wrzeniu podczas przepływu płynu FC-72 w mikro- i minikanalach o różnych orientacjach przestrzennych. Uwzględniono asymetryczne ogrzewanie modułu przy różnych orientacjach od położenia 0° do 180° . Zaobserwowano, że dla poziomych orientacji występowały największe niestabilności przepływu. Przy największym strumieniu masowym i przepływie w module poziomym uzyskano najwyższe współczynniki przejmowania ciepła.

Wcześniejsze prace autorek dotyczyły wymiany ciepła przy wrzeniu podczas przepływu przez pojedyncze minikanale o różnych orientacjach przestrzennych, przykładowo: pod kątem 0° , 45° , 90° , 135° i 180° do poziomu czy 90° oraz 0° i 180° [5]. W pracy [6] testowano siedem orientacji modułu pomiarowego z pojedynczym minikanalem (0° , 30° , 60° , 90° , 120° , 150° i 180°), wykorzystując czynniki chłodnicze FC-72, HFE-7100 i HFE-7000. Innym aspektem prezentowanej pracy stanowi ocena intensywności wymiany ciepła przy wrzeniu płynu FC-770 przepływającego przez zestaw minikanatów ogrzewanych asymetrycznie dla zmiennej co 15° orientacji przestrzennej od położenia 0° do 180° .

2. Stanowisko eksperymentalne i badania

Eksperymenty przeprowadzono na stanowisku badawczym, w którego skład wchodziły: główny obieg czynnika roboczego z modułem z minikanalami, system akwizycji i przetwarzania danych pomiarowych z systemem oświetlenia stanowiska oraz system zasilania prądowego (rys. 1a). Testowane orientacje przestrzenne modułu pomiarowego z zakresu od 0° do 180°, ze zmianą kąta co 15°, pokazano na rys. 1c. W trakcie serii badań następowało stopniowe zwiększanie strumienia ciepła dostarczanego do folii grzejnej.



Rys. 1. Schemat stanowiska eksperymentalnego (a): 1 – moduł pomiarowy, 2 – pompa wirnikowa, 3 – regulator ciśnienia, 4 – wymiennik ciepła, 5 – filtr, 6 – masowy przepływomierz, 7 – separator, 8 – przetwornik ciśnienia, 9 – szybka kamera, 10 – oświetlenie LED, 11 – system akwizycji i przetwarzania danych, 12 – PC, 13 – kamera termowizyjna, 14 – system zasilania i kontroli modułu pomiarowego (b): 1 – korpus, 2 – komora wlotowa/wylotowa, 3 – szkło, 4 – minikanal, 5 – folia grzejna, 6 – pokrywa; c) orientacje modułu (1)

Moduł pomiarowy (rys. 1b) zawierał pięć równoległych minikanatów o przekroju 1 mm × 6 mm, ze wspólną ścianą ogrzewaną o grubości ok. 0,1 mm, wykonaną ze stopu Haynes-230. Czynnikiem roboczym był płyn FC-770 (Fluorinert™ FC-770, 3M). Serie eksperymentalne przeprowadzono w warunkach stacjonarnych, przy stałej wartości masowego natężenia przepływu ($42 \cdot 10^{-4}$ kg/s) i niewielkim nadciśnieniu, a moduł ustawiano pod kątem od 0° do 180° do poziomu (co 15°). Pomiaru temperatury powierzchni folii grzejnej dokonywano od strony zewnętrznej za pomocą kamery termowizyjnej, a rejestracji struktur przepływu przez szklaną ściankę za pomocą kamery do zdjęć szybkich. W kolektorach wlotowym i wylotowym modułu rejestrowano temperaturę płynu (termoelementy typu K) oraz ciśnienie (przetworniki ciśnienia). Mierzono parametry elektryczne ogrzewanej oporowo folii grzejnej.

3. Wyznaczenie współczynnika przejmowania ciepła

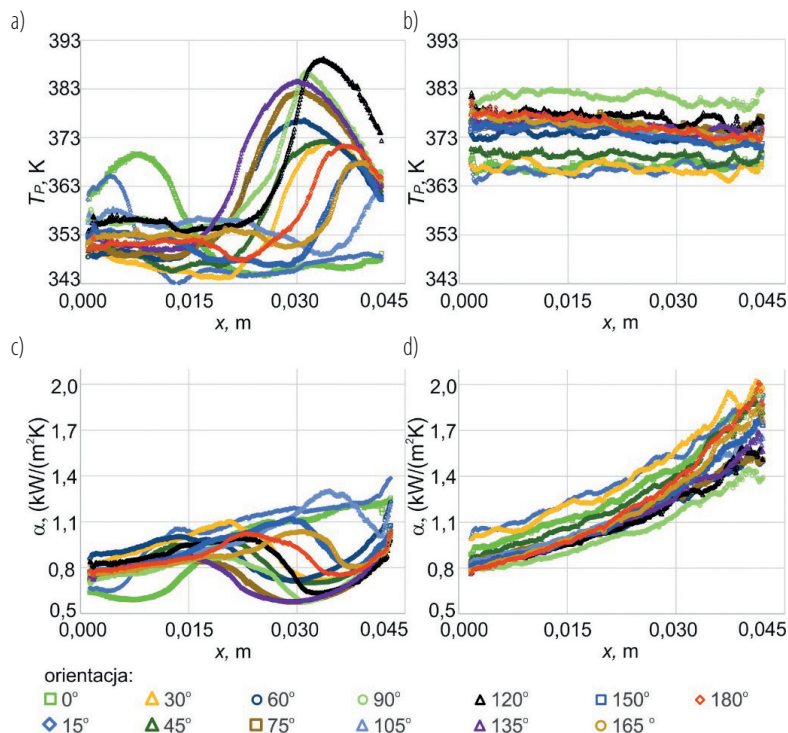
Obliczenia przeprowadzono dla kanału środkowego, wykorzystując uproszczoną metodę obliczeniową 1D, uwzględniającą główny kierunek przepływu ciepła prostopadły do kierunku przepływu płynu i szerokości minikanалу [6], zgodnie z zależnością:

$$\alpha(x) = ((I \cdot \Delta U / A) - q_{wloss}) / ((T_p(x, \delta) - T_l(x) - (I \cdot \Delta U / A) - q_{wloss} \cdot \delta_p / \lambda_p)) \quad (1)$$

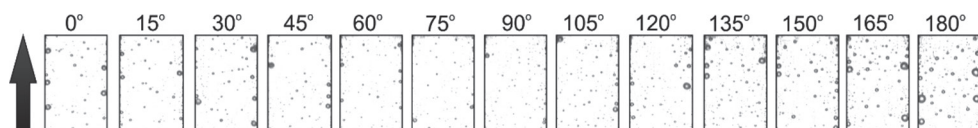
gdzie: x – odległość od wlotu, zgodna z kierunkiem przepływu, I – natężenie prądu, ΔU – spadek napięcia, q_{wloss} – straty ciepła do otoczenia, T_p – temperatura zewnętrznej powierzchni folii grzejnej, T_l – temperatura płynu (założono, że zmienia się liniowo od wlotu do wylotu), A – powierzchnia folii, δ_p – grubość folii; λ_p – współczynnik przewodzenia ciepła folii.

4. Wyniki

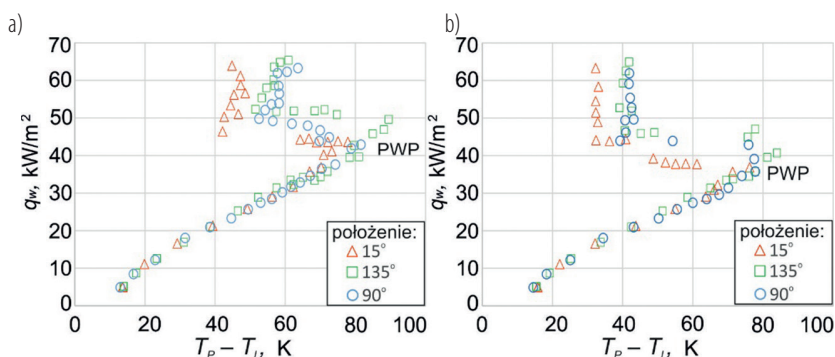
Wyniki przedstawiono dla dwóch gęstości strumienia ciepła $q_w = 46 \text{ kW/m}^2$ i 64 kW/m^2 , z obszaru wrzenia przechłodzonego, w formie zależności temperatury powierzchni grzejnej (rys. 2a, b) i współczynnika przejmowania ciepła (2c, d) od odległości od wlotu do minikanalu. Ponadto zilustrowano struktury przepływu dwufazowego (rys. 3) oraz pokazano przebiegi krzywych wrzenia (rys. 4), uzyskane dla orientacji modułu w zakresie od 0° do 180° , zmiennych co 15° .



Rys. 2. Zależność: temperatury folii grzejnej T_p od odległości od wlotu x (a, b), współczynnika przejmowania ciepła α od odległości od wlotu x (c, d); dla gęstości strumienia ciepła q_w : 46 kW/m^2 (a, c) i 64 kW/m^2 (b, d)



Rys. 3. Charakterystyczne struktury przepływu dwufazowego dla orientacji przestrzennych modułu pomiarowego w zakresie od 0° do 180° , fragment część wylotowej obrazów (ok. $\frac{1}{4}$ długości kanału)



Rys. 4. Przykładowe krzywe wrzenia na podstawie eksperymentów przeprowadzonych dla trzech orientacji modułu, sporządzone dla dwóch odległości od wlotu od minikanalu; PWP – początek wrzenia pęcherzykowego

Rezultaty i podsumowanie

Analizując otrzymane wyniki, stwierdzono, że:

- przy niższym strumieniu ciepła temperatura powierzchni grzejnej osiąga maksima w części wylotowej kanału, a dla wyższego strumienia zmienia się nieznacznie;
- najwyższe wartości temperatury powierzchni grzejnej dla wyższego strumienia ciepła wystąpiły przy orientacji modułu 90°, a najniższe – dla orientacji 15° i 30°;
- współczynnik przejmowania ciepła rośnie wraz ze wzrostem odległości od wlotu: nierównomiernie przy niższym strumieniu ciepła oraz monotonicznie przy strumieniu wyższym dla testowanych orientacji przestrzennych modułu; przy niższym strumieniu ciepła najwyższe wartości współczynnika otrzymano dla orientacji 15°, 30° i 105°, a najniższe – dla 75°, 135° i 0°; przy wyższym strumieniu ciepła najwyższe wartości współczynnika osiągnięto dla orientacji modułu 15° i 30°, a najniższe – dla orientacji 90°.

Inicjacji wrzenia towarzyszyło występowanie histerezy nukleacji, przy czym najwyższa różnica temperatury dla spadku temperatury wystąpiła dla orientacji modułu 135°, a najniższa – dla 15°. Analizując obrazy struktur, zaobserwowano występowanie kulistych pęcherzyków pary, które największe rozmiary osiągały dla orientacji skośnych od 120° do 180°.

Podziękowania

Badania sfinansowane z grantu Narodowego Centrum Nauki nr UMO-2018/31/B/ST8/01199.

Literatura

- [1] Widyatama A. et al. Experimental investigation of bubble dynamics and flow patterns during flow boiling in high aspect ratio micro-channels with the effect of flow orientation. *Int. J. Therm. Sci.* 2023; 189: 108238.
- [2] Hedau G. et al. On the importance of fluidic manifold design and orientation on flow boiling instability in microchannel heat sinks. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2023; 209: 124120.
- [3] Vermaak M. et al. Pressure and thermal characterisation of dynamic instabilities during flow boiling in micro/mini-channels at different azimuth orientations. *Appl. Therm. Eng.* 2023; 218: 119292.
- [4] Piasecka M., Maciejewska B. Heat transfer coefficient during flow boiling in a minichannel at variable spatial orientation. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2015; 68: 459–467.
- [5] Piasecka M. Correlations for flow boiling heat transfer in minichannels with various orientations. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2014; 81: 114–121.
- [6] [Strąk K. et al. Spatial orientation as a factor in flow boiling heat transfer of cooling liquids in enhanced surface minichannels. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2018; 117: 375–387.

Analiza i badania efektywności ruchu samochodu bateryjno-elektrycznego oraz zasilanego wodorem w odniesieniu do rzeczywistych warunków ruchu

Piotr Piątkowski

Politechnika Koszalińska, Wydział Mechaniczny, ul. Racławicka 15-17, 75-620 Koszalin

e-mail: piotr.piatkowski@tu.koszalin.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono sposób oceny efektywności przepływu energii podczas eksploatacji pojazdów z napędem bateryjno-elektrycznym oraz tych, w których wykorzystuje się ogniwa paliwowe typu PEM zasilane wodorem. Wyjaśniono istotę wskaźników opisujących zużycie energii dostarczanej na pokład pojazdu (WTT), dalszego jej wykorzystania do wytworzenia siły napędowej i ruchu pojazdu (TTW) oraz procesu konwersji i przepływu (WTW). Przedstawiono wyniki badań średniego drogowego zużycia energii przez samochód osobowy typu bateryjno-elektrycznego eksploatowany w warunkach ruchu miejskiego i podmiejskiego. Uzyskane wyniki badań odniesiono do przeliczeniowych wskaźników zużycia energii w postaci wodoru przez równoważny pojazd typu FCV. Wyniki zestawiono w celu określenia energochłonności ruchu takich pojazdów, odnosząc się także do wyników odpowiadającym pojazdom konwencjonalnym. Na podstawie uzyskanych wyników badań sformułowano wnioski dotyczące oceny efektywności energetycznej i ekologicznej procesu eksploatacji pojazdów BEV i FCV.

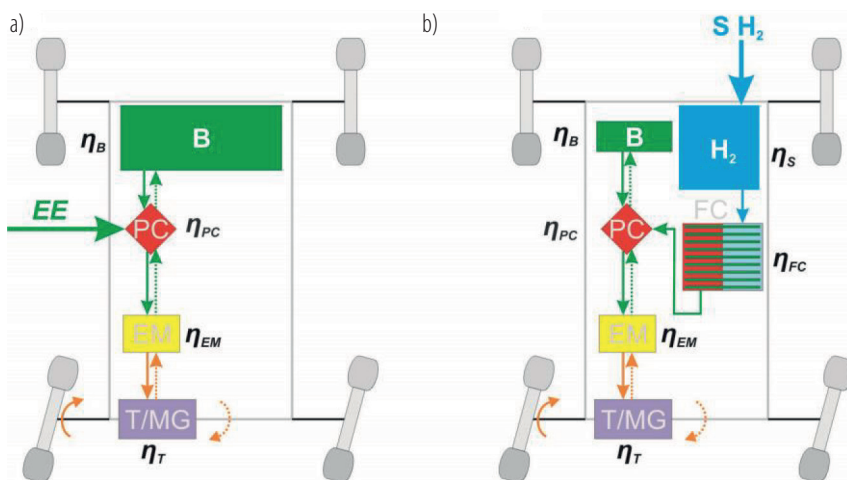
Słowa kluczowe: napęd elektryczny, efektywność, wodór, warunki ruchu

Wstęp

Problematyka wykorzystania energii w celach transportowych stanowi istotny element rozwoju gospodarek rynkowych, gdzie obecnie obserwuje się silny trend transformacji energetycznej środków transportu [1]. Optymalizacja zużycia energii stanowi istotny czynnik w ogólnej pojętej analizie cyklu życia obiektów technicznych (LCA). Jednocześnie ocena efektywności stanowi ciągle element zmian wymagań administracyjnych wpływających na dopuszczenie lub niedopuszczenie pojazdów do obrotu [2], a ponadto obserwuje się istotne zmiany w zastosowaniu alternatywnych dla kopalni źródeł energii do zasilania silników środków transportu w wielu jego gałęziach. Związane jest to z efektem zastępowania paliw kopalnych i stosowania silników spalinowych, gdzie jednym z problemów jest zwiększenie emisji składników szkodliwych i toksycznych spalin w warunkach tzw. zimnego rozruchu [3, 4]. W ocenach emisyjności pojazdów z zasilaniem elektrycznym częsty wskaźnik odniesienia stanowią pojazdy z konwencjonalnym układem napędowym, co pozwala urealnić uzyskiwane wyniki badań [5]. Prowadzone są także intensywne badania nad opracowaniem nowych paliw, w tym także paliw syntetycznych lub biopaliw, których zasadniczymi skutkami mają być zmniejszenie intensywności oddziaływania środowiskowego oraz wzrost sprawności procesów konwersji energii silników spalinowych [6].

1. Analiza procesów przepływu energii i wskaźniki oceny

Bazując na zaleceniach [2], wykonano typowe schematy przepływu energii w pojazdach, odnosząc się bazowo do jego struktury funkcjonalnej, co przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Schematy funkcjonalne do analizy procesu przepływu energii w samochodach elektrycznych:

a) baterijny (BEV) zasilany prądem przemiennym; b) z ogniwami paliwowymi (PEMFC): B – akumulator trakcyjny, PC – konwerter mocy, EM – maszyna elektryczna (silnik), T/MG – skrzynka biegów i/lub przekładnia główna, EE – energia elektryczna, H₂ – zbiornik wodoru, S H₂ – stacja tankowania wodoru

Biorąc pod uwagę schematy funkcjonalne (rys. 1) układów, można wskazać liczne podobieństwa w procesie przepływu energii w samochodzie elektrycznym i zasilanym ogniwami PEM. W przypadku samochodu BEV energia elektryczna dostarczana jest na pokład pojazdu poprzez konwerter mocy (PC) współpracujący zarówno z układem sterowania, jak i z systemem zarządzania energią w pojeździe. Stąd ilość energii dostarczanej do akumulatora należy określić wskaźnikiem efektywności konwersji energii elektrycznej na potrzeby wymaganych parametrów akumulatora trakcyjnego (η_{PC}) oraz pozostałych etapów jej przesyłu i konwersji. Wtedy efektywność ogólna dla procesu przesyłu energii wyniesie:

$$\eta_o = \eta_{PC1} \cdot \eta_B \cdot \eta_{PC2} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_T, \quad (1)$$

lub prościej:

$$\eta_o = \frac{E_W}{EE}, \quad (2)$$

gdzie η_{PC1} , η_{PC2} – sprawność konwersji energii podczas ładowania akumulatora oraz zasilania silnika, E_W – energia/praca mechaniczna na kołach. Trzeba zauważyć, że jest to uogólniona analiza przepływu energii, a każdy ze składników równania (1) cechuje się zmiennością w czasie. Podobną analizę można przeprowadzić dla przypadku pojazdu wyposażonego w ogniwo paliwowe (rys. 1b).

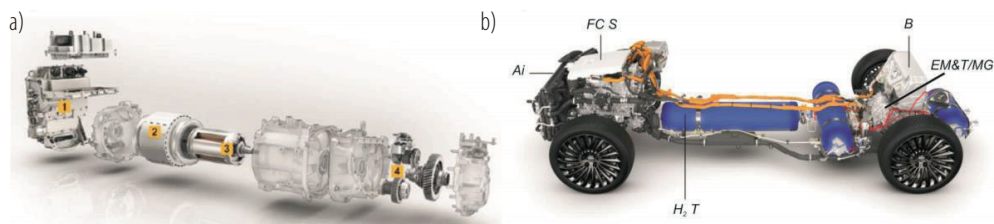
Wskaźniki oceny efektywności procesów obejmują trzy podstawowe zakresy: wskaźnik emisji pośredniej (*well-to-tank*, WTT) – średnia wszystkich strat (lub emisji CO₂), przetwarzania i dostarczania, wskaźnik emisji CO₂ ze spalania paliwa używanego do napędzania pojazdu (*tank-to-wheel*, TTW) oraz dotyczący całego procesu wskaźnik WTW (*well-to-wheel*). Bazując na powyższych złożeniach, można wskazać, że objęty schematami (rys. 1) obszar analiz dotyczy wskaźnika TTW. Dla tych analiz i zebranych danych można dokonać kalkulacji wartości emisji lub ekwiwalentu emisji CO₂. W analizie efektywności pełnego procesu pozyskiwania energii i jej wykorzystania (objętego analizą WTW) należy uwzględnić procesy zachodzące podczas pozyskiwania, magazynowania i dystrybucji energii oraz jej wykorzystywania w wymaganej postaci dostarczanej na pokład pojazdu. Ponadto, analizując wyniki badań [7], można zauważyć, że pomimo większej wartości sprawności napędów pojazdów elektrycznych w przypadku zastosowania energii elektrycznej pochodzącej ze spalania paliw kopalnych stają się one znacząco bardziej nieefektywne niż standardowe pojazdy wyposażone w tłokowe silniki spalinowe zasilane paliwami konwencjonalnymi.

2. Badania własne

Celem badań było określenie energochłonności ruchu samochodu BEV oraz konwencjonalnych pojazdów użytkowanych w ruchu miejskim i podmiejskim, a na tej podstawie określenie zużycia wodoru przez samochód FCV dla porównywalnego profilu użytkowania.

2.1. Obiekty badań

Obiekty badań stanowiły dwa typy pojazdów, tj. samochód segmentu rynkowego A (rys. 2a), w którym źródło energii stanowił akumulator trakcyjny o pojemności 22 kWh, który zasiliał silnik elektryczny o mocy 65 kW przy 3000 obr/min, a moment obrotowy silnika wynosił 225 Nm w zakresie 250–2500 obr/min. Masa własna pojazdu wynosiła 1502 kg, średnie drogowe zużycie energii w teście NEDC wg producenta wynosiło 14,6 kWh/100 km. Pojazdy konwencjonalne o podobnej masie własnej wyposażone były w silniki z szeregotypów F9QC, M5M oraz X16XE.



Rys. 2. Widok elementów układów napędowych [8]: a) pojazdu BEV; b) pojazdu FCV; 1 – zespół konwersji energii i sterowania, 2 – stojan maszyny elektrycznej, 3 – wirnik maszyny elektrycznej, 4 – zespół przekładni głównej oraz rewersu, 5 – akumulator trakcyjny, Ai – dopływ powietrza, FC S – stos ogniwi PEM, H₂ T – zbiorniki wodoru, B – akumulator trakcyjny, EM&T/MG – zespół napędowy

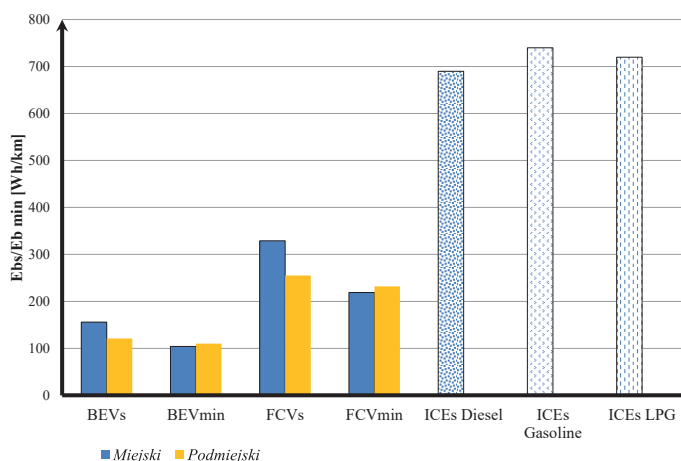
Drugi obiekt stanowił samochód segmentu C (rys. 2b), napędzany silnikiem o mocy 128 kW i momencie obrotowym 300 Nm, w którym źródłem zasilania był stos ogniwi PEM o mocy 132 kW. Masa własna pojazdu wynosiła 1900 kg, średnie zużycie H₂ zawierało się w przedziale 0,68–1,17 kg/100 km. Jako średnie drogowe zużycie energii przyjęto wartość 30,8 kWh/100 km.

2.2. Metodyka badań eksploatacyjnych

Badania eksperymentalne wykonano w okresie od listopada 2022 do lutego 2023 roku. Trasy obejmowały odcinki typowo miejskie oraz profil ruchu podmiejskiego. Zarejestrowano 148 podróży o charakterze ruchu podmiejskiego (łącznie 1776 km) oraz 65 podróży na terenie miasta Koszalina (łącznie 910 km). Średnia prędkość ruchu podczas podróży podmiejskich wyniosła 32 km/h, natomiast dla ruchu miejskiego 24 km/h. Do akwizycji zbieranych danych posłużył pokładowy system kontrolny pojazdów. W odniesieniu do pojazdu FCV wykonano symulację z zachowaniem elementów podobieństwa strat wynikających z budowy systemu napędowego obu pojazdów i sprawności ogniwi.

2.3. Wyniki badań

Na rys. 3 przedstawiono wyniki zrealizowanych badań eksploatacyjnych średniego drogowego zużycia energii dla samochodu BEV oraz wyniki przeliczeniowe dla samochodu FCV i zadanych warunków ruchu z uwzględnieniem wykonanych pomiarów oraz danych producenta. Można zauważyć, że ruch miejski wyraźnie wpływa na możliwość uzyskania najmniejszej wartości średniego drogowego zużycia energii ze względu na możliwość wykorzystania drogi wybiegu jako elementu pozwalającego na „doładowanie” akumulatora. Należy także wskazać, że wyniki obliczeniowego zużycia energii pojazdu typu FCV pozwalają potwierdzić wcześniejsze stwierdzenie, że z punktu widzenia konwersji energii „bardziej sprawnym” pojazdem jest pojazd typu BEV, natomiast porównawczo zestawione pojazdy z silnikami konwencjonalnymi cechują się niemal trzykrotnie mniejszą efektywnością (wartości dla pojazdów klasy SUV, kompakt oraz miniwan).



Rys. 3. Zestawienie wyników badań dotyczących drogowego zużycia energii [Eb] w zależności od typu silnika oraz źródła energii; s – wartości średnie, min – wartości najmniejsze, ICE Diesel – 7 dm³/100 km, ICE Gasoline – 8 dm³/100 km, ICE LPG – 12 dm³/100 km

Podsumowanie

Biorąc pod uwagę wyniki analiz oraz badań własnych, można jednoznacznie wykazać przewagę pojazdów baterijno-elektrycznych w odniesieniu do pozostałych analizowanych pod względem efektywności procesów zarówno konwersji energii, jak i jej przygotowania do dostarczenia na pokład pojazdu. Natomiast pojazdy elektryczne zasilane wodorem z ogniw paliwowych mogą stanowić alternatywę i podstawowe źródło energii do napędu pojazdów w sytuacjach, gdy wymagany jest relatywnie duży zasięg przy jednoczesnym możliwie krótkim okresie niezbędnym do uzupełnienia energii na pokładzie pojazdu.

Literatura

- [1] International Council of Clean Transportation. Market monitor: European passenger car and light commercial vehicle registrations: January–December 2021; <https://theicct.org/publication/market-monitor-eu-jan-to-dec-feb22/>.
- [2] Tsiakmakis S. et al. From NEDC to WLTP: effect on the type-approval CO₂ emissions of light-duty vehicles. JRC Science for Policy Report. European Commission. Publications Office of the European Union, Luxembourg 2017.
- [3] Bielaczyc P., Merkisz J. Exhaust emission from passenger cars during engine cold start and warm-up. SAE Paper 970740, SAE SP-1248: Issues in Emissions Control Technology: 17–26.
- [4] Merkisz J. et al. RDE testing of passenger cars: the effect of the cold start on the emissions results. SAE Technical Paper 2019-01-0747, 2019.
- [5] Liu X. et al. Comparison of well-to-wheels energy use and emissions of a hydrogen fuel cell electric vehicle relative to a conventional gasoline-powered internal combustion engine vehicle. International Journal of Hydrogen Energy 2020; 45: 972–983.
- [6] Merkisz J. et al. The assessment of autoignition of modified jet fuels. Energies 2021; 14: 633.
- [7] Ajanovic A. The future of electric vehicles: prospects and impediments. WIREs Energy & Environment 2015; 4: 521–536.
- [8] <https://media.renault.com> [data dostępu 20.11.2021].

On the Nusselt number correlation for weakly magnetic fluids in the strong magnetic field: a numerical study

Łukasz Pleskacz, Elżbieta Fornalik-Wajs

AGH University of Krakow, Department of Fundamental Research in Energy Engineering al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

e-mail: pleskacz@agh.edu.pl, elzbieta.fornalik@agh.edu.pl

Abstract

The strong magnetic field influence on weakly magnetic fluids flow may appear in the form of flow structure or heat transfer modification. The latter is an indirect impact of thermomagnetic force acting as an additional body force in the system. This research covers the topic of laminar forced convection modified by a strong magnetic field in terms of heat transfer evaluation. Nondimensionalized numerical analysis was performed for a three-dimensional straight circular channel flow in zero gravity conditions to explore the space environment. The Nusselt number was chosen as a major parameter to assess magnetic heat transfer modification, and depending on thermal configuration the suppression or enhancement of the heat transfer was observed.

Keywords: magnetic Richardson number, forced convection, CFD, Nusselt number, dimensionless analysis

1. Introduction

The term thermomagnetic convection refers to the phenomenon of para- or diamagnetic fluids responding to a strong magnetic field source, the impact of which is directly connected to the momentum transfer. However, the resulting modification of the flow structure may also have consequences for heat transfer.

Initial research on thermomagnetic convection was mostly limited to natural convection in closed cavities [1]. Heat transfer modifications have been reported for various geometries and working fluids [2]. Recently, the new branch of this research was established for analysis of nanofluids linking passive and active heat transfer enhancement methods [3].

Studies that combined forced and thermomagnetic convection have also started to be presented [4]. With the utilization of nondimensionalization initially devoted to the natural convection a similar direction was taken with regard to weakly magnetic fluids flows [5]. The compact set of equations was proposed by the authors in [6].

The presented work is dedicated to the issue of finding the overall heat transfer modification characteristics for a wide set of descriptive parameters. Nondimensional numerical analyzes were performed in order to obtain local distributions of the required parameters. The average Nusselt number value was then calculated for each case and was a basis for the final assessment of magnetic field impact on the studied phenomena.

2. Mathematical model

Table 1 contains the set of dimensionless parameters utilized to construct a mathematical model.

The conservation equations were formulated with the assumptions of: stationary, laminar, 3D flow, thermomagnetic force is a body force, thermophysical properties values are constant, the fluid is paramagnetic and electrically nonconductive. The equations in non-dimensional form were gathered in Table 2.

Table 1. Dimensionless parameters

Name	Symbol	Definition	No.
Reynolds number	Re	$Re = \frac{u_0 d_p}{\nu}$	(1)
Prandtl number	Pr	$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$	(2)
Grashof number	Gr	$Gr = \frac{g\beta(T_H - T_C)d_p^3}{\nu^2}$	(3)
Magnetic Grashof number	Gr_m	$Gr_m = \frac{1}{\rho_0} \left(1 + \frac{1}{\beta T_0}\right) \frac{\chi_0}{2\mu_v} \frac{b_{center}^2 \beta (T_H - T_C) d_p^3}{\nu^2}$	(4)
Richardson number	Ri	$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$	(5)
Magnetic Richardson number	Ri_m	$Ri_m = \frac{Gr_m}{Re^2}$	(6)
Nusselt number	Nu	$Nu = \frac{h d_p}{k}$	(7)
where: u_0 – reference velocity (average inlet velocity) [m/s], d_p – pipe diameter (m), ν – kinematic viscosity [m ² /s], α – thermal diffusivity [m ² /s], g – gravitational acceleration [m/s ²], β – thermal expansion coefficient [1/K], T_H – heated wall temperature [K], T_C – inlet fluid temperature [K], ρ_0 – reference density [kg/m ³], T_0 – reference temperature ($T_0 = (T_H + T_i)/2$) [K], χ_0 – reference volumetric magnetic susceptibility [–], b_{center} – magnetic induction in the center of the coil ($b_{center} = (\mu_v i)/d_{coil}$) [T], i – electrical current [A], d_{coil} – coil diameter [m], μ_v – magnetic permeability of the vacuum [H/m], h – convective heat transfer coefficient ($h = q/(T_H - T_b)$) [W/(m ² K)], q – area weighted value of the heat flux over heated wall small axial subsection [W/m ²], T_b – fluid bulk temperature [K], k – thermal conductivity [W/(mK)].			

Table 2. Conservation equations

Equation of	Formula	No.
Mass conservation	$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0$	(8)
Momentum conservation	$(\mathbf{U} \cdot \nabla) \mathbf{U} = -\nabla P + \frac{1}{Re} \nabla^2 \mathbf{U} + Ri \theta + Ri_m \theta \nabla B^2$	(9)
Energy conservation	$\mathbf{U} \nabla \theta = \frac{1}{RePr} \nabla^2 \theta$	(10)
where: $\mathbf{U}$ – dimensionless flow velocity vector [–], P – dimensionless pressure [–], θ – dimensionless temperature [–], $\mathbf{B}$ – dimensionless magnetic induction vector [–].		

3. The studied case

Fig. 1 presents the geometrical and thermal overall conditions of the studied case. The fully developed laminar flow entered the straight circular channel characterized by nondimensional diameter D_{pipe} and length L_{pipe} , where $L_{pipe} = 12D_{pipe}$. Geometry orientation was irrelevant since gravitational acceleration was considered 0 ($Ri = 0$). The side wall zones (I and IV) were always treated as adiabatic, while the zones II and III were isothermally heated in a singular or plural manner. The magnetic field source was a three-dimensional magnet based on the parameters of the real device. Its two-coiled structure was approximated with the average coil diameter of $D_{coil} = 5D_{pipe}$. The magnetic induction in the center of the system was described with the nondimensional value of $B_{center} = 1$.

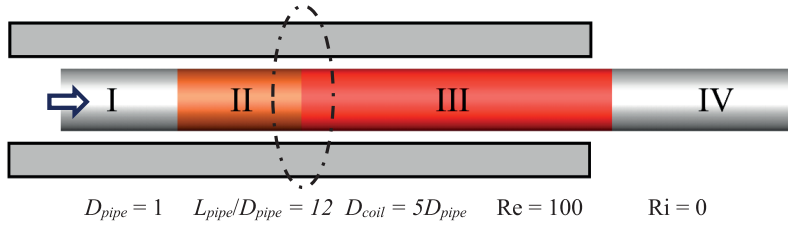


Fig. 1. The scheme of studied case

The system boundary conditions were as follows:

inlet: $U_{max} = 2U_0 = 2; \theta = -0.5$

outlet: $P = 0$

heated wall: $\mathbf{U} = 0; \theta = 0.5$

adiabatic wall: $\mathbf{U} = 0; \nabla_n \theta = 0$

center: $B_{center} = 1$

The properties of the working fluid and the influence of the magnetic field were represented by Prandtl ($Pr \in <0.001; 600>$) and the magnetic Richardson number ($Ri_m \in <0.5; 20>$) values.

4. Numerical approach

The chosen solver was Ansys Fluent, supplemented with a range of custom user implementations (Fig. 2a).

The hexahedral structured mesh consisted of $\sim 450\,000$ elements (Fig. 2b). The boundary layer mesh was treated as in turbulent flow, due to the high velocity gradients near the wall present in the previous research.

The second order schemes were used while solving pressure, momentum, and energy equations.

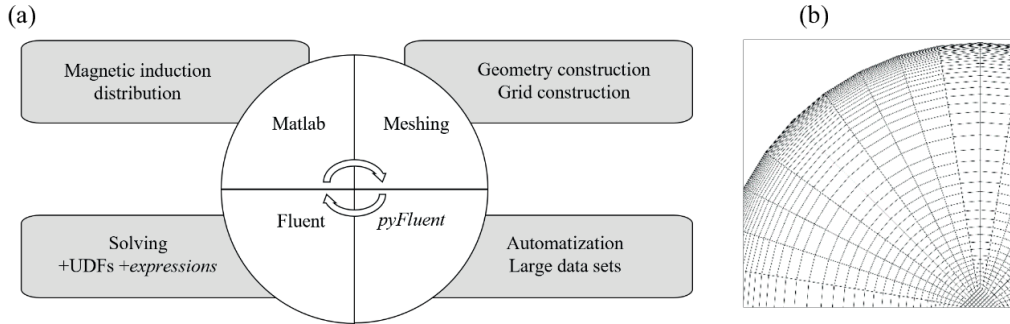


Fig. 2. Numerical approach: a) model software modules; b) zoomed section of the grid

5. Results

Fig. 3 presents the overall impact of the strong magnetic field on given flows represented by the ratio between surface average Nusselt number value obtained for the magnetic cases (Nu_{mag}) and the value obtained for standard cases (Nu_0). Two heating variants (III and II+III) present enhanced heat transfer, while variant II results in its suppression (Fig. 3a–c). The correlations of the Nusselt number ratio in the function of Pr and Ri_m for the enhanced cases were derived in the form of a spline function (Table 3).

The general correlation formula presents as follows:

$$\frac{Nu_{mag}}{Nu_0} = A + B Pr^C + D Ri_m^E + F Pr^C Ri_m^E \quad (11)$$

Table 3. Coefficients for the Nusselt number ratio correlation

	III			II + III		
Pr	0.7–10	10–100	100–600	0.7–10	10–100	100–600
A	0.92895	1.17575	0.99754	−0.30733	1.13632	1.00241
B	0.06559	−0.1814	−0.02324	1.30766	−0.13774	4.51541
C	0.04423	−0.00264	−1.85176	0.00174	−0.01573	−1.82963
D	−0.01736	−0.63927	0.00817	−0.63126	−0.04442	0.00318
E	0.91307	0.81891	0.83941	1.37377	1.29517	1.14975
F	0.02695	0.66033	19.7778	0.63273	0.05141	9.28798

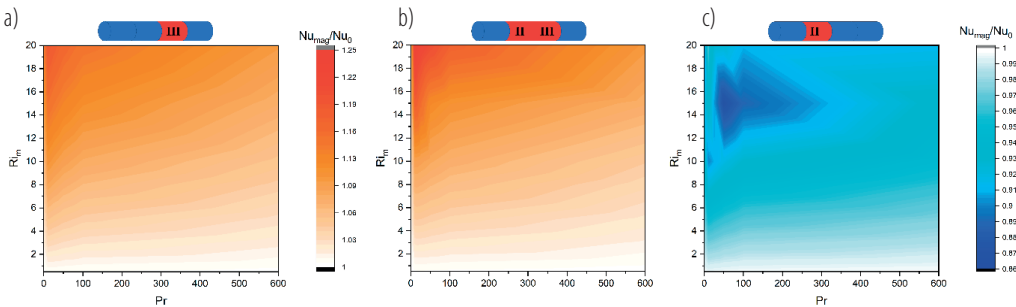


Fig. 3. Magnetic field impact on the heat transfer: a) contour map for variant III; b) contour map for variant II + III; c) contour map for variant II

Summary

The numerical analyzes performed for the studied subject revealed the possibility of the enhancement or suppression of heat transfer expressed in the rise or fall in the relative value of the Nusselt number of up to 20 [%]. It should be emphasized that a precise description for the Prandtl number values of $Pr \in <0.001; 1>$ requires additional analyses due to the altered thermal boundary layer distribution in this regime.

Acknowledgements

Research project was supported by program “Excellence initiative — research university” for the AGH University of Science and Technology.

Literature

[1] Braithwaite D. et al. Magnetically controlled convection in a paramagnetic fluid. *Nature* 1991; 354: 134–136.

[2] Filar P. et al. Numerical and experimental analyses of magnetic convection of paramagnetic fluid in a cylinder. *Journal of Heat Transfer* 2006; 128: 183–191.

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

[4] Tagawa T. et al. Numerical computation for Rayleigh–Benard convection of water in a magnetic field. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2003; 46: 4097–4104.

[5] Ozoe H. *Magnetic convection*. Imperial College Press, London UK 2005.

[6] Pleskacz Ł. et al. Asymmetrical thermal boundary condition influence on the flow structure and heat transfer performance of para-magnetic fluid-forced convection in the strong magnetic field. *Fluids* 2020; 5: 246.

Aspekty numerycznego modelowania procesów transportu w granularnych ośrodkach reaktywnych z relaksacyjnym opisem przepływu ciepła

Sylwia Polesek-Karczevska, Dariusz Kardaś

Instytut Maszyn Przepływowych im. R. Szewalskiego Polskiej Akademii Nauk, ul. gen. J. Fiszer 14, 80-231 Gdańsk

e-mail: sylwia.polesek-karczevska@imp.gda.pl; dk@imp.gda.pl

Streszczenie

Praca prezentuje analizę relaksacyjnego opisu transportu ciepła w zastosowaniu do numerycznego modelowania zagadnienia termicznej dekompozycji ziaren paliwa stałego w upakowanym złożu. Celem pracy jest ocena wpływu czasu relaksacji, właściwości termofizycznych ośrodka oraz siatki przestrzenno-czasowej na charakter i stabilność rozwiązania. Analizę przewidywań rozkładu temperatury przeprowadzono na podstawie opracowanego jednowymiarowego niestacjonarnego modelu procesów transportu, uwzględniającego odparowanie wilgoci i odgazowanie cząstek paliwa.

Słowa kluczowe: model nie-fourierowski, czas relaksacji, przepływy reaktywne, materiały granularne, równania hiperboliczne

1. Wprowadzenie

Materiały granularne znajdują szerokie i stale rosnące zastosowanie we współczesnych technologiach, zwłaszcza w zakresie systemów i urządzeń energetycznych, takich jak np. palniki [1], wymienniki ciepła [2] czy układy magazynowania energii [3]. Modelowanie zagadnień wymiany ciepła w takich ośrodkach nabiera zatem istotnego znaczenia w kontekście przewidywania charakterystyk cieplno-przepływowych układów efektywnych energetycznie.

Opis niestabilnego transportu ciepła w ośrodkach porowatych o niejednorodnej strukturze, do których należą reaktywne złoża węgla i biomasy, jest zagadnieniem trudnym ze względu na udział wszystkich mechanizmów transportu ciepła oraz zmienność struktury cząstek w trakcie przemian fizykochemicznych, jakie towarzyszą ich termochemicznej konwersji. Podczas procesu cząstki zmieniają kształt, mogą pęcznieć, kurczyć się i fragmentować, ale przede wszystkim zmienia się ich porowatość. Zmiany te w znacznym stopniu wpływają na dynamikę przepływu gazów przez złoża i ich dyfuzję w samych cząstkach, a tym samym na efektywność przemian fazowych i reakcji chemicznych. To powoduje, że lokalne różnice temperatur pomiędzy fazą stałą i gazową mogą osiągać duże wartości, w przypadku procesów wysokotemperaturowych nawet rzędu kilkuset stopni [4]. Analizy numeryczne wskazują, że nawet dla cząstek o stosunkowo niewielkim rozmiarze, o średnicy kilku milimetrów, przy uwzględnieniu konwekcji pary wodnej i gazów pirolitycznych w cząstce, przewidywane czasy nagrzewania cząstek są dłuższe [5]. W złożach granularnych, występujących w praktyce, charakteryzujących się niejednorodnym rozkładem porowatości, efekt ten może prowadzić do lokalnej nierównowagi termodynamicznej.

Klasyczny równowagowy opis zjawisk transportu w urządzeniach cieplno-przepływowych, opierający się na prawach Ficka, Newtona i Fouriera, sprowadza omawiane zagadnienia do równań parabolicznych [6, 7]. Ich rozwiązania wykazują natychmiastową zmianę parametrów (np. temperatury, ciśnienia) w dowolnym punkcie ośrodka w odpowiedzi na zmianę parametrów w innym jego punkcie. Taki charakter zmian wynika z nieskończonej prędkości rozchodzenia się sygnałów i jest to efekt niefizyczny, niewystępujący w świecie. Bliższe rzeczywistości w tego typu zagadnieniach jest podejście nierównowagowe, wprowadzające równania ewolucyjne na strumienie masy, pędu i ciepła. Uwzględniają one czasy relaksacji strumieni, a tym samym spełniają założenie niezerowej prędkości propagacji zaburzeń [8]. Taka postać równań konstytutywnych, w odróżnieniu od modeli równowagowych, prowadzi do równań transportu typu hiperbolicznego. Wśród prac z zakresu nie-fourierowskiego opisu transportu ciepła dominują analizy teoretyczne. Wraz z koniecznością uwzględnienia skomplikowanej geometrii, różnych warunków brzegowych oraz zmienności parametrów termofizycznych prace w dużym stopniu skupiły się na badaniach

numerycznych z zastosowaniem różnych metod rozwiązywania zagadnienia [9]. Warto podkreślić, że liczba danych eksperymentalnych w tym zakresie jest ograniczona [10], co znacząco utrudnia weryfikację przewidywań modelu i sprawia, że kwestia słuszności jego stosowności w odniesieniu do materiałów niejednorodnych pozostaje wciąż nierozstrzygnięta.

Przegląd literatury wskazuje, że niewiele jest prac poświęconych analizie zastosowania opisu transportu ciepła typu nie-fourierowskiego w odniesieniu do procesów termochemicznych. Do nielicznych należą prace dotyczące spalania, zarówno eksperymentalne [11], jak i analizy teoretyczne [12], które wskazują na możliwość zastosowania modelu nie-fourierowskiego jako bardziej adekwatnego do opisu transportu ciepła. W niniejszej pracy skupiono się na numerycznych aspektach modelowania tego typu zagadnień w kontekście termicznej konwersji paliwa stałego. Celem analizy jest określenie wpływu prędkości sygnału dla zmiennych parametrów fizycznych ośrodka i czasu relaksacji jako parametru reprezentującego sprzężone efekty oddziałujące na lokalną nierównowagę termodynamiczną na przewidywany rozkład temperatury. Wykonano obliczenia zagadnienia transportu energii z uwzględnieniem stabilności rozwiązania w zależności od kroku czasowego i rozmiaru komórki obliczeniowej przy różnych parametrach fizycznych złoża. Podjęto próbę określenia czasu relaksacji strumienia ciepła przy różnych warunkach geometrycznych złoża.

2. Modelowanie transportu ciepła w materiałach granularnych

2.1. Opis nie-fourierowski transportu ciepła

Klasyczny model przewodzenia ciepła oparty na prawie Fouriera w wystarczający sposób odwzorowuje charakterystykę procesu transportu ciepła w odniesieniu do większości zagadnień inżynierskich, gdzie procesy są wolnozmiennne, a impulsy cieplne niewielkie. Dotyczy to także ośrodków granularnych. Jednak ze względu na falowy charakter zjawiska [13], również w przypadku materiałów jednorodnych, w procesach charakteryzujących się dużą dynamiką i znaczącymi impulsami cieplnymi, przewidywania klasycznego modelu fourierowskiego znacząco odbiegają od danych eksperymentalnych. Wówczas, opis zagadnienia wymaga zastosowania modelu nie-fourierowskiego, zaproponowanego przez Cattaneo i Vernotte'a, definiującego strumień ciepła:

$$\mathbf{q} + \theta \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial t} = -\lambda \nabla T \quad (1)$$

gdzie λ [W/(m K)] jest współczynnikiem przewodzenia ciepła materiału, t [s] oznacza czas, a θ [s] czas relaksacji. Czas relaksacji stanowi kluczowy parametr w opisie, który determinuje opóźnienie strumienia ciepła w stosunku do gradientu temperatury. Jest on funkcją parametrów termodynamicznych ośrodka, a więc wielkością zmienną. Im wyższa temperatura, tym krótszy czas relaksacji. W zakresie złożów granularnych badania eksperymentalne wskazują na znacznie dłuższe czasy relaksacji – rzędu od kilku do kilkunastu sekund [12, 14].

W przypadku jednowymiarowym opis, który uwzględni opóźnienie sygnału temperatury dla złoża porowatego z zamkniętymi porami (brak makroskopowego ruchu gazów), sprowadza się do układu równań:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial q}{\partial x} = 0 \quad (2a)$$

$$\theta \frac{\partial q}{\partial t} + \lambda \frac{\partial T}{\partial x} = -q \quad (2b)$$

gdzie ρ [kg/m³] i c [J/(kg K)] oznaczają, odpowiednio, gęstość i ciepło właściwe. Rozwiązanie zagadnienia danego równaniami (2a) i (2b) przy zastosowaniu metody charakterystyk pozwala wyznaczyć prędkość sygnału temperatury, która wyraża się następująco:

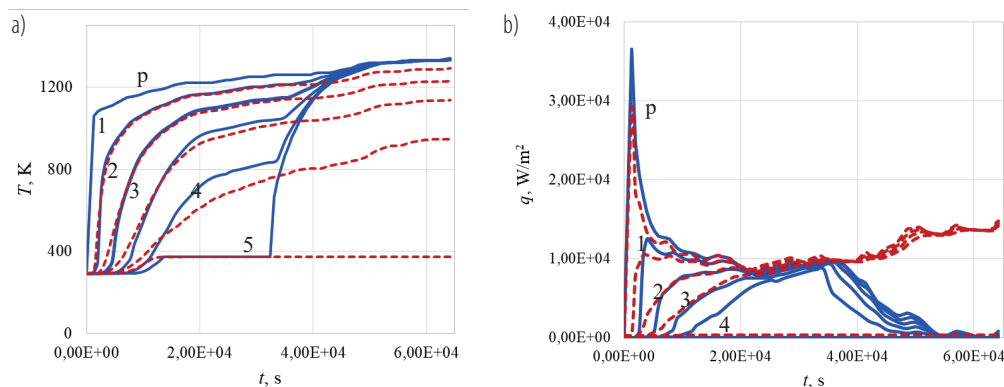
$$\xi = \sqrt{\lambda / \rho c \theta} \quad (3)$$

Parametry termofizyczne występujące w równaniu (3) są w przypadku ośrodka granularnego wielkościami efektywnymi, wynikającymi z udziału fazy stałej i płynnej. Współczynnik λ jest również wielkością efektywną, uwzględniającą transport ciepła na drodze przewodzenia i promieniowania. Na prędkość sygnału wpływa zatem struktura złoża, m.in. gęstość upakowania.

2.2. Symulacje transportu ciepła w ośrodku reaktywnym

Analizę wpływu parametrów takich jak czas relaksacji i parametry fizyczne złoża przeprowadzono na przykładzie modelowania procesu termicznej dekompozycji upakowanego złoża cząstek paliwa, z uwzględnieniem procesu odparowania wilgoci. Model obejmuje sześć równań, w tym równania bilansowe masy dla fazy stałej (i) i wilgoci (ii), transportu masy dla mieszaniny gazów (iii) i wilgoci uwolnionych z paliwa (iv), równanie bilansowe pędu dla mieszaniny gazów (v) oraz równanie bilansu energii z członem konwekcyjnym (vi). Szczegóły modelu i zastosowanych schematów numerycznych znajdują się w pracy [15].

Obliczenia wykonano dla zmiennych z temperaturą parametrów fizycznych złoża i gwałtownego wzrostu temperatury na brzegu ośrodka. Analizy dla stałych wartości czasu relaksacji pokazały m.in., że uzyskanie rozwiązania numerycznego uwarunkowane jest długością kroku czasowego, co wiąże się przede wszystkim z dynamiką procesu odparowania. Przykładowe rezultaty dla przyjętych efektywnych parametrów termofizycznych złoża (λ, ρ, c) i różnych czasów relaksacji pokazują (rys. 1), że dla dłuższego czasu relaksacji prędkość sygnału temperatury (ξ) jest mniejsza (rys. 1a).



Rys. 1. Przewidywany rozkład temperatury i strumienia ciepła w czasie w ośrodku granularnym (upakowane złożo ziaren węgla; porowatość początkowa 0,45) z uwzględnieniem przemiany fazowej i odgazowania – porównanie dla $\theta = 100$ s (krzywe przerywane) oraz $\theta = 900$ s (krzywe ciągłe); p – powierzchnia, krzywe (1–5) – przekroje co 0,04 m, odległe od powierzchni

Dla mniejszego θ , zgodnie z przewidywaniami, czoło frontu temperatury jest rozmyte, a krzywe temperatury przyjmują charakter typowy dla rozwiązania parabolicznego. Podobnie jest w przypadku gęstości strumienia ciepła, przy krótszym czasie relaksacji w punktach odległych od nagrzewanej powierzchni q wzrasta stopniowo, podczas gdy w przypadku dłuższych czasów relaksacji obserwuje się wyraźne opóźnienie wzrostu strumienia w przekrojach bliskich powierzchni obszaru. Wartości strumienia ciepła są też wyższe, gdy $\theta = 900$ s niż w przypadku $\theta = 100$ s.

Podsumowanie

W pracy rozważa się podejście typu nie-fourierowskiego do modelowania procesu transportu ciepła w upakowanym złożu reaktywnych ziaren. Przedstawiono rezultaty wariantowych symulacji dla opracowanego jednowymiarowego modelu procesów transportu złoża cząstek stałych ulegających termicznej dekompozycji i przeprowadzono analizę charakteru rozkładów temperatury i strumienia ciepła, z uwzględnieniem wpływu właściwości termofizycznych złoża i czasu relaksacji.

Literatura

- [1] Fierro M. et al. Second stage porous media burner for syngas enrichment. International Journal of Hydrogen Energy 2023; 48: 19450–19458.

- [2] Wei H. et al. Experimental and simulation study on heat and mass transfer characteristics in direct-contact total heat exchanger for flue gas heat recovery. *Applied Thermal Engineering* 2022; 200: 117657.
- [3] Mahdi J.M. et al. Solidification enhancement with multiple PCMs, cascaded metal foam and nanoparticles in the shell-and-tube energy storage system. *Applied Energy* 2020; 257: 113993.
- [4] Kardaś D. et al. The course and effects of syngas production from beechwood and RDF in updraft reactor in the light of experimental tests and numerical calculations. *Thermal Science and Engineering Progress* 2018; 8: 136–144.
- [5] Wardach-Świąćicka I., Kardaś D. Modelling thermal behaviour of a single solid particle pyrolysing in a hot gas flow. *Energy* 2021; 221: 119802.
- [6] Bilicki Z. Rozszerzona termodynamika procesów nieodwracalnych i termodynamika parametrów wewnętrznych. In: Bilicki Z. et al. (eds.). *Współczesne kierunki w termodynamice – ekspertyza*. Wydawnictwo IMP PAN, Warszawa 2001: 49–80.
- [7] Jou D. et al. *Extended irreversible thermodynamics*. Springer 2010.
- [8] Mikieliewicz J. Modelowanie procesów ciepłno-przepływowych. Seria: *Maszyny Przepływowe*, t. 17. Ossolineum, Wrocław 1995.
- [9] Rahideh H. et al. Non-Fourier heat conduction analysis with temperature-dependent thermal conductivity. *ISRN Mechanical Engineering* 2011; 2011: 321605.
- [10] Vadasz P., Carsky M. Thermal resonance in hyperbolic heat conduction in porous media due to periodic Ohm's heating. *Transport in Porous Media* 2012; 95: 507–534.
- [11] Chao C.Y.H. et al. Effects of fuel properties on the combustion behaviour of different types of porous beds soaked with combustible liquid. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2004; 47: 5201–5210.
- [12] Antaki P.J. Importance of nonfourier heat conduction in solid-phase reactions. *Combustion and Flame* 1998; 112: 329–341.
- [13] Tzou D.Y. *Macro- to microscale heat transfer*. Series in Chemical and Mechanical Engineering. Taylor & Francis 1997.
- [14] Roetzel W. et al. Experiment and analysis for non-Fourier conduction in materials with a non-homogeneous inner structure. *International Journal of Thermal Science* 2003; 42: 541–552.
- [15] Polesek-Karczewska S. et al. Transient one-dimensional model of coal carbonization in stagnant packed bed. *Archives of Thermodynamics* 2013; 34: 39–51.