

Zastosowanie odwróconego obiegu Braytona do wykorzystania kriogenicznej egzergii skroplonego gazu ziemnego LNG

Ireneusz Szczygiel, Zbigniew Buliński, Bartłomiej Rutczyk

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

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

Streszczenie

W pracy przedstawiono analizy termodynamiczne układów opartych na turbinie gazowej pracującej według obiegu Braytona, z uwzględnieniem odwróconego obiegu Braytona (*reversed Brayton cycle*). Szczególną uwagę zwrócono na zastosowanie turbiny gazowej jako układu wspomagającego regazyfikację skroplonego gazu ziemnego (LNG). Zaproponowano kilka rozwiązań. Omówiono wpływ podstawowych parametrów pracy na efektywność energetyczną układów.

Słowa kluczowe: skroplony gaz ziemny, egzergia kriogeniczna, regazyfikacja, turbina gazowa

1. Wstęp

Obieg porównawczy Braytona jest obiegiem termodynamicznym opisującym, w wyidealizowany sposób, działanie silnika cieplnego. Jakkolwiek obieg ten został opracowany przez amerykańskiego inżyniera George'a Braytona do opisu działania tłokowego silnika spalinowego, obecnie częściej używa się go do opisu silników cieplnych turbogazowych [1–3].

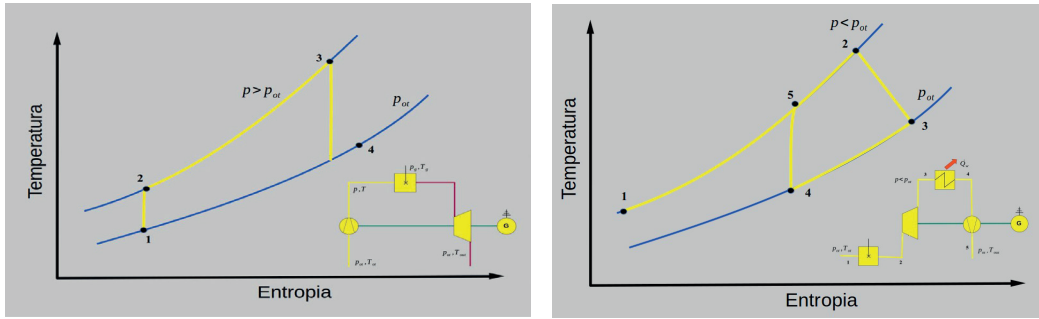
Historia turbin gazowych sięga XVI w., ale pierwsze funkcjonalne urządzenia powstały dużo później, głównie z uwagi na kłopoty z uzyskaniem wystarczająco wysokich sprawności wewnętrznych turbiny i sprężarki.

1.1. Obieg porównawczy Braytona

Obieg Braytona składa się z dwóch izobar i dwóch izentrop (rys. 1). Można go zatem zrealizować w silniku złożonym z dwóch wymienników ciepła oraz sprężarki i turbiny pracujących na wspólnym wale [4, 5]. W praktycznych realizacjach silnik taki częściej buduje się jako otwarty, zastępując górny wymiennik komorą spalania, dolny zaś otoczeniem. Podejście takie eliminuje problemy związane z przekazywaniem ciepła, a także znacząco redukuje rozmiary maszyny, szczególnie przy dużych mocach urządzenia. Wartość temperatury czynnika na wlocie do sprężarki jest wielkością wynikającą z jakości materiału użytego do konstrukcji łopatek wirnika turbiny i zwykle utrzymywana jest na poziomie 1000–1400°C. Temperatura spalin opuszczających silnik to około 500–600°C. Taki poziom temperatury umożliwia wykorzystanie silnika turbogazowego do odzyskiwania egzergii kriogenicznej skroplonego gazu ziemnego (LNG).

1.2. Odwrócony obieg Braytona

Odwrócony obieg Braytona jest pochodną obiegu oryginalnego, w którym zamieniono kolejność urządzeń: powietrze pobierane jest do turbiny, a sprężarka odprowadza czynnik do otoczenia (rys. 1). Jest to więc silnik podciśnieniowy, w którym czynnik roboczy pracuje pod ciśnieniami niższymi od otoczenia [6]. Powietrze wlotowe może być podgrzewane w komorze spalania, w wymienniku ciepła lub też układ może bezpośrednio odbierać gorące spaliny z silnika lub jakiegoś procesu technologicznego. Podgrzany gaz rozpręża się w turbinie od ciśnienia zbliżonego do atmosferycznego do ujemnego ciśnienia manometrycznego. Następnie czynnik jest schładzany w wymienniku ciepła między turbiną a sprężarką, po czym jest sprężany do ciśnienia otoczenia.



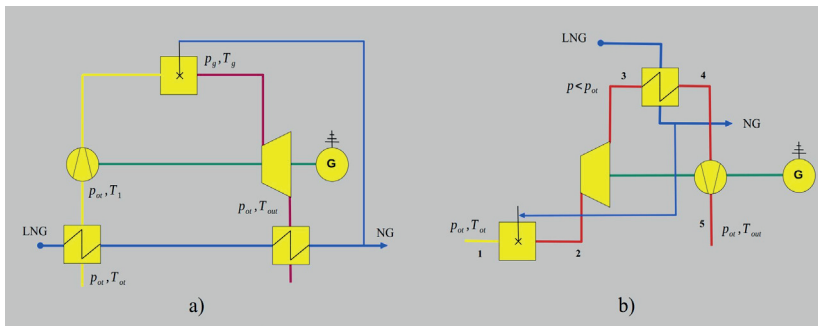
Rys. 1. Obieg porównawczy Braytona klasyczny (lewa strona) i odwrócony (prawa strona)

2. Analiza termodynamiczna obiegów

W celu oszacowania sprawności energetycznej i egzergetycznej obiegów Braytona (klasycznego i odwróconego) oraz wpływu parametrów pracy na sprawność przeprowadzono analizę termodynamiczną układów. W stosunku do obiegów porównawczych wprowadzono kilka modyfikacji w celu przybliżenia uzyskanych wyników do warunków rzeczywistych. W szczególności założono, że:

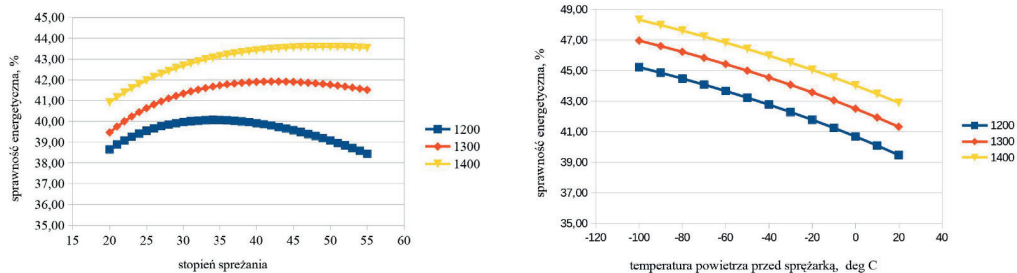
- w turbinach i sprężarkach zachodzą przemiany adiabatyczne nieodwracalne;
- obiegi są otwarte;
- czynnik roboczy jest gazem rzeczywistym.

Przeanalizowano trzy warianty połączenia obiegów Braytona z regazyfikacją LNG. W pierwszym przypadku wykorzystano klasyczny obieg Braytona. W celu odparowania LNG zainstalowano dwa wymienniki ciepła. Pierwszy schładza powietrze doprowadzane do sprężarki, w drugim natomiast następuje właściwe odparowanie LNG przy wykorzystaniu spalin opuszczających turbinę. Drugi z proponowanych układów opiera się na odwróconym obiegu Braytona. Parownicę LNG zainstalowano tam za turbiną, co pozwala na uzyskanie znacznie niższych temperatur w porównaniu z chłodnicami atmosferycznymi, a tym samym na znaczne podniesienie sprawności odwróconej turbiny Braytona. Omówione układy pokazano na rys. 2.

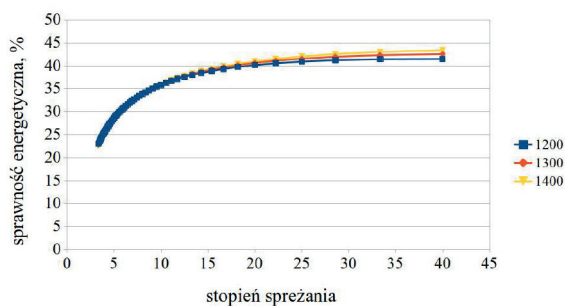


Rys. 2. Analizowane obiegi: a) układ klasyczny; b) układ odwrócony; p, T – ciśnienie i temperatura, LNG – skroplony gaz ziemny, NG – gaz ziemny, G – generator

Sprawności obiegu klasycznego zilustrowano na rys. 3, natomiast obiegu odwróconego – na rys. 4. Obliczenia przeprowadzono dla trzech wartości temperatury czynnika opuszczającego komorę spalania: 1200, 1300 oraz 1400°C. Jak widać, w przypadku obiegu klasycznego sprawność ta silnie zależy od temperatury powietrza przed sprężarką. Trzeba jednak pamiętać, że dla temperatur ujemnych należy się zatroszczyć o separację wody, co może obniżyć atrakcyjność ekonomiczną rozwiązania.



Rys. 3. Sprawność obiegu klasycznego w funkcji stopnia sprężania i temperatury schłodzenia czynnika

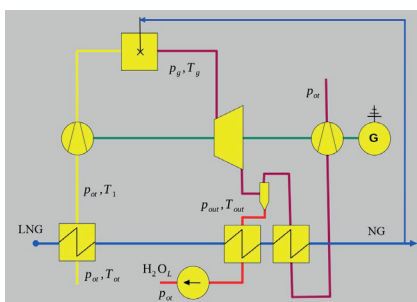


Rys. 4. Sprawność obiegu odwróconego w funkcji stopnia sprężania

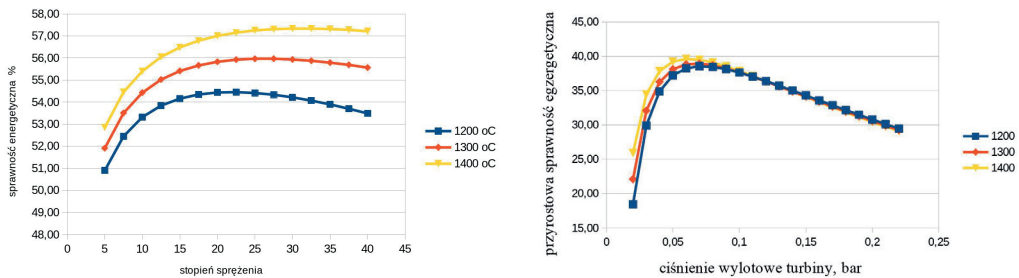
Jak można zaobserwować na rys. 4, sprawność energetyczna obiegu odwróconego słabo zależy od temperatury czynnika za komorą spalania. Charakterystyka jest dość płaska, jednak uzyskanie wyższych sprawności wymaga dość wysokiej próżni za turbiną.

Uzyskane wyniki zachęciły do przeanalizowania układu hybrydowego stanowiącego połączenie turbiny klasycznej i odwróconej. Układ taki zbudowany jest z dwóch sprężarek i turbiny. Pracuje on więc w części z ciśnieniami wyższymi od ciśnienia otoczenia, a w części z ciśnieniem manometrycznym ujemnym [7]. Schemat zaproponowanego układu przedstawiono na rys. 5.

Przeprowadzone obliczenia wykazały znaczny przyrost sprawności energetycznej układu, w stosunku do układu zarówno klasycznego, jak i odwróconego. Wartości tej sprawności w funkcji stosunku sprężania części wysokociśnieniowej pokazano na rys. 6.



Rys. 5. Schemat układu hybrydowego; p , T – ciśnienie i temperatura, LNG – skroplony gaz ziemny, NG – gaz ziemny, G – generator



Rys. 6. Sprawność układu hybrydowego

Sprawność egzergetyczna przedstawiona na rys. 6 pokazuje, jaka część egzergii kriogenicznej LNG może być odzyskana w postaci energii elektrycznej. Została ona zdefiniowana w następujący sposób:

$$\eta_{\delta B} = \frac{N_{el} - N_{el.ref}}{\dot{m}_{LNG} \Delta b_{iLNG}} \quad (1)$$

gdzie N_{el} to moc elektryczna układu hybrydowego, $N_{el.ref}$ to moc elektryczna referencyjnej turbiny gazowej pracującej przy tych samych parametrach, \dot{m}_{LNG} oznacza strumień regazyfikowanego gazu, Δb_{iLNG} to kriogeniczna egzergia właściwa LNG.

Zależność tak zdefiniowanej sprawności w funkcji ciśnienia wylotowego z turbiny zilustrowano na rys. 6. Jak widać, blisko 40% egzergii kriogenicznej gazu, a zatem kosztów poniesionych przy skraplaniu, jest możliwe do odzyskania.

Podsumowanie

W pracy zaprezentowano sposoby wykorzystania układów opartych na obiegu porównawczym Braytona (klasycznym i odwróconym) do odzyskiwania egzergii kriogenicznej skroplonego gazu ziemnego. Zaproponowano ponadto układ hybrydowy zawierający zarówno obieg klasyczny, jak i odwrócony. Przeprowadzone analizy termodynamiczne wskazują, że sprawność energetyczna takich układów może dochodzić do 60%. Co więcej, blisko 40% egzergii kriogenicznej LNG, a zatem kosztów poniesionych przy skraplaniu, jest możliwe do odzyskania. Atrakcyjność takich rozwiązań jest szczególnie zauważalna na tle powszechnie stosowanych regazyfikatorów atmosferycznych, w przypadku których egzergia kriogeniczna LNG jest rozpraszana w otoczeniu, a zatem w całości tracona.

Podziękowania

Praca sfinansowana ze środków Ministerstwa Edukacji i Nauki w ramach subwencji badawczej Wydziału Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej.

Literatura

- [1] Cummins L. Internal fire. The internal combustion engine 1673-1900. Carnot Press, Lake Oswego, Oregon 1976.
- [2] Eckardt D. Gas turbine powerhouse: the development of the power generation gas turbine at BBC-ABB-Alstom. Walter de Gruyter, Berlin 2013.
- [3] Giampaolo T. Gas turbine handbook: principles and practice. CRC Press, Boca Raton, Floryda 2020.
- [4] Walsh P.P., Fletcher P. Gas turbine performance. John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey 2004.
- [5] Mattingly J.D. Elements of gas turbine propulsion. Vol. 1. McGraw-Hill, New York 1996.
- [6] Chen L. et al. Power and efficiency optimization for open combined regenerative Brayton and inverse Brayton cycles with regeneration before the inverse cycle. Entropy 2020; 22: 677.
- [7] Szczygieł I., Rutzkyk B. Theoretical analysis of LNG regasifier supplementing gas turbine cycle. Archives of Thermodynamics 2021; 42: 47-67.

Amoniak jako sposób na długookresowe magazynowanie energii

Andrzej Szlęk

Politechnika Śląska, Katedra Techniki Ciepłej, ul. Akademicka 2A, 44-100 Gliwice

e-mail: aszlek@polsl.pl

Streszczenie

Odnawialne źródła energii są zależne od chwilowych warunków pogodowych. Wraz ze wzrostem ich udziału w krajowym bilansie energetycznym narasta potrzeba magazynowania energii zarówno krótko-, jak i długookresowego. Największym potencjałem do pełnienia funkcji masowych magazynów energii cechują się paliwa syntetyczne, takie jak metan czy amoniak. W niniejszej pracy przedstawiono obliczenia pokazujące wielkość magazynów energii, których wybudowanie byłoby konieczne, gdyby krajowa energetyka opierała się wyłącznie na źródłach odnawialnych. Obliczenia mają charakter szacunkowy, a ich celem jest zobrazowanie skali problemu i wyzwań technologicznych.

Słowa kluczowe: odnawialne źródła energii, magazynowanie energii, amoniak

1. Odnawialne źródła energii

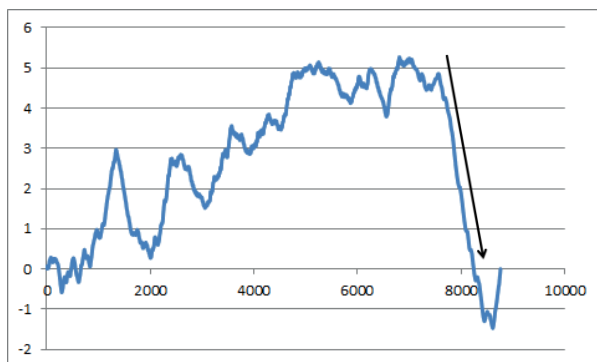
W światowych mocach źródeł energii elektrycznej najdynamiczniej zwiększa się obecnie udział mocy zainstalowanej w turbinach wiatrowych i panelach fotowoltaicznych. Według raportu International Energy Agency [1] inwestycje w nowe moce wytwórcze obu tych źródeł energii odnawialnej przekraczają sumaryczne inwestycje w nowe moce oparte na paliwach kopalnych. Odnawialne źródła energii mają jednak podstawową wadę, jaką jest ich zależność od warunków pogodowych. Wada ta sprawia, że wraz ze wzrostem udziału OZE w bilansie energetycznym rośnie potrzeba kompensacji wahań podaży poprzez produkcję energii ze źródeł pogodowo niezależnych. Obecnie rolę kompensującą odgrywają źródła konwencjonalne, lecz w warunkach gospodarki neutralnej klimatycznie rolę tę odgrywać powinny źródła zasilane paliwami syntetycznymi produkowanymi na przykład przy wykorzystaniu energii elektrycznej w sytuacji jej nadprodukcji. Za szczególnie perspektywiczne paliwa syntetyczne służące do przechowywania energii uważa się wodór, metan oraz amoniak, przy czym w przypadku przechowywania międzysезonowego dwa ostatnie paliwa wydają się szczególnie korzystne, gdyż wodór jest zdecydowanie trudniejszy do magazynowania.

Celem niniejszej pracy jest oszacowanie wielkości magazynów związków chemicznych oraz mocy instalacji wytwarzania energii elektrycznej koniecznej w przypadku oparcia krajowego bilansu energetycznego wyłącznie na źródłach odnawialnych. Obliczenia mają charakter szacunkowy i uzyskane wyniki należy traktować jako orientacyjne.

2. Krajowy system energetyczny oparty na OZE

Polskie Sieci Elektroenergetyczne udostępniają w swoim serwisie pse.pl dane godzinowe dotyczące krajowego zużycia energii elektrycznej oraz produkcji energii elektrycznej w turbinach wiatrowych i panelach fotowoltaicznych. W roku 2022 sumaryczne zużycie energii elektrycznej wyniosło 172,4 TWh, natomiast produkcja z turbin wiatrowych oraz paneli fotowoltaicznych wyniosła odpowiednio 18,8 TWh oraz 9,3 TWh. Do pokrycia całkowitego krajowego zapotrzebowania na energię elektryczną przez wyłącznie źródła odnawialne, przy zachowaniu obecnej proporcji mocy turbin do mocy paneli, konieczne byłoby zatem 6-krotne zwiększenie mocy zainstalowanej i rozwiązanie problemu zrównoważenia popytu z podażą. Na rys. 1 przedstawiono wartość całki, gdzie kolejne symbole podcałkowe oznaczają moc turbin wiatrowych, moc paneli fotowoltaicznych oraz zapotrzebowanie we wszystkich przypadkach dla roku 2022. Wartość całki wyrażono procentowo w odniesieniu do całkowitego zapotrzebowania rocznego. Tak określoną wartość można traktować jako pojemność magazynów energii wyrażoną w procentach rocznego zapotrzebowania. Musiałyby to być przy tym magazyny o sprawności 100%.

$$E_m = \int_0^{8760} (N_{TW} + N_{PV} - N_{zu}) d\tau \quad (1)$$



Rys. 1. Wartość całki (1) jako procent rocznego zapotrzebowania

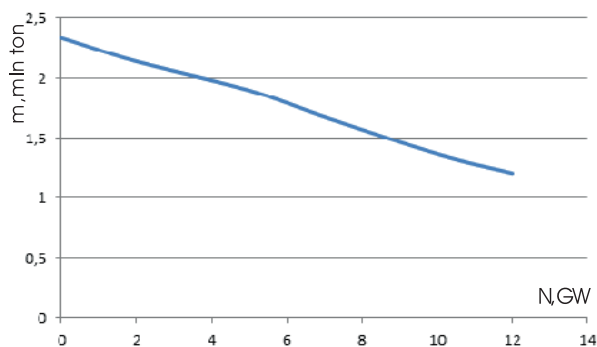
Jak widać, wymagana pojemność magazynów jest stosunkowo niewielka i wynosi około 5% rocznej produkcji. Niemniej jednak w liczbach bezwzględnych jest to ponad 8 TWh, co stanowi wartość o kilka rzędów wielkości większą od sumarycznej pojemności wszystkich elektrowni szczytowo-pompowych. Jest to jednak mniej niż sumaryczna pojemność podziemnych magazynów gazu. Wynika stąd istotny wniosek, że w przypadku konwersji nadwyżek energii elektrycznej na metan istniejąca infrastruktura magazynów podziemnych byłaby wystarczająca do zmagazynowania tych nadwyżek. Na rys. 1 oznaczono strzałką okres dużego spadku pojemności magazynów, co odpowiada ich rozładowywaniu. Ze spadku tego można w łatwy sposób wyliczyć moc charakteryzującą rozładowanie, która wynosi nieco ponad 9 GW. Takiej mocy musiałyby być instalacje pozwalające na przetworzenie zmagazynowanego metanu na energię elektryczną. Należy jednak przypomnieć, że wyniki te są słuszne dla nierealnego założenia 100% sprawności magazynowania energii, co w rzeczywistości jest oczywiście nieosiągalne.

2.1. Wykorzystanie amoniaku do magazynowania energii

Nadwyżki energii elektrycznej produkowanej przez OZE mogą być przetwarzane na wodór w procesie elektrolizy wody, a następnie wodór może być przetworzony na amoniak w procesie Habera–Boscha. Całkowita sprawność energetyczna obliczona jako energia chemiczna amoniaku do energii elektrycznej zasilającej elektrolizer może być oszacowana jako 52% (80% sprawność elektrolizy i 65% sprawność procesu Habera–Boscha). Sprawność energetyczna przetworzenia zmagazynowanego amoniaku na energię elektryczną można oszacować jako 55%, zakładając, że do tego celu są wykorzystywane turbiny gazowe pracujące w układach gazowo-parowych. Przy takich założeniach wychodzi, że obecna wartość mocy zainstalowanej w Polsce w OZE musiałyby być podniesiona 8,76-krotnie, a maksymalna masa zmagazynowanego amoniaku wyniosłaby 2,34 mln ton. Taka masa amoniaku wymagałaby zastosowania 8000 zbiorników stalowych, jakie produkowane są obecnie na przykład przez firmę BNH Gas Tank. Niestety jednak wymagana moc maksymalna elektrolizerów, które byłyby w stanie zagospodarować nadwyżkę produkcji, musiałyby wynosić aż 71,8 GW, co jest wartością nierealnie wysoką.

2.2. Rola energetyki jądrowej

Nuklearne bloki energetyczne charakteryzują się wysoką dyspozycyjnością oraz mocą praktycznie niezależną od warunków pogodowych. Z tego względu wykonano symulację potrzeb magazynowania energii w przypadku występowania w systemie energetycznym źródeł zarówno jądrowych, jak i odnawialnych. Rys. 2 obrazuje maksymalną masę zmagazynowanego amoniaku jako funkcję mocy elektrowni jądrowych w systemie.



Rys. 2. Maksymalna masa magazynowanego amoniaku w funkcji mocy elektrowni jądrowych

W przypadku mocy elektrowni jądrowych równej 10 GW maksymalna masa magazynowanego amoniaku wynosi 1,37 mln ton. Niestety nawet w tym przypadku wymagana moc elektrolizerów, które byłyby w stanie zagospodarować nadwyżki produkcji energii elektrycznej, jest bardzo duża i wynosi 36 GW. Moc maksymalna jest potrzebna przy tym przez bardzo niewiele godzin w roku. Wymagana moc instalacji przetwarzających amoniak na energię elektryczną wynosi natomiast 14,1 GW.

2.3. Rola biometanu

Amoniak o masie 1,37 mln ton zawiera w sobie energię chemiczną równą mniej więcej 7 TWh. Tymczasem potencjał produkcji biometanu w Polsce wynosi, według ostrożnych szacunków, 5 mld m³ [4], co odpowiada energii chemicznej ponad 42 TWh. Oznacza to, że niezależnie od tego, czy w krajowym systemie energetycznym zostaną zbudowane elektrownie jądrowe, czy też nie, to jako paliwo służące pokryciu zapotrzebowania na energię elektryczną w chwilach niedoboru energii z turbin wiatrowych i paneli PV może służyć metan pochodzący z biogazowni. W takim przypadku można uniknąć inwestycji związanych z budową instalacji produkcji wodoru i amoniaku, jednak pozostaje wtedy problem sposobu zagospodarowania nadmiarowej produkcji energii elektrycznej.

2.4. Rola wyrównania zapotrzebowania

Przedstawione wyżej rozważania dotyczą hipotetycznego stanu oparcia polskiego systemu energetycznego wyłącznie na źródłach odnawialnych przy obecnym profilu zapotrzebowania na energię elektryczną. W rzeczywistości zmianom będą podlegały zarówno podaż, jak i popyt na energię elektryczną. Rozwój elektromobilności pozwoli na zarządzanie ładowaniem samochodów elektrycznych przede wszystkim w okresie nadprodukcji energii elektrycznej. Z kolei upowszechnianie pomp ciepła umożliwi magazynowanie energii w zasobnikach ciepła i chłodu. Możliwości te, przy właściwym zarządzaniu siecią elektroenergetyczną, pozwolą na radykalne zmniejszenie maksymalnej różnicy między podażą a popytem na energię elektryczną, obniżając radykalnie zapotrzebowanie na moc układów zamieniających energię elektryczną na chemiczną.

Podsumowanie

Przedstawione – bardzo przybliżone – obliczenia i rozważania pokazują, że oparcie polskiego systemu elektroenergetycznego na źródłach odnawialnych jest możliwe, jednak droga dojścia do tego celu powinna być dobrze zaplanowana i na bieżąco monitorowana. Bardzo istotną rolę w tym zadaniu mogą odegrać biogazownie, mogące produkować metan, który może być przechowywany w istniejących magazynach podziemnych gazu ziemnego. Niezwykle ważne jest przy tym podjęcie działań, których skutkiem byłoby dostosowanie zapotrzebowania energii do jej aktualnej podaży, tak by zminimalizować potrzebę konwersji energii elektrycznej na energię chemiczną.

Podziękowania

Badania przedstawione w publikacji zostały sfinansowane z subwencji na utrzymanie i rozwój potencjału dydaktycznego i badawczego Politechniki Śląskiej.

Literatura

- [1] International Energy Agency, World Energy Investment 2023.
- [2] International Energy Agency, Electrolysers, September 2022.
- [3] Smith C. et al. Current and future role of Haber–Bosch ammonia in a carbon-free energy landscape. *Energy Environ. Sci.* 2020; 13: 331–344.
- [4] Biogaz i biometan w Polsce 2023. Raport. Biomass Media Group 2023.

Modelowanie układu zbiornika i wtryskiwacza wrzącego podtlenku azotu jako elementów silnika raketowego

Jakub Szymborski, Dariusz Kardaś

Instytut Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk, ul. J. Fiszerza 14, 80-231 Gdańsk

e-mail: jszymborski@imp.gda.pl

Streszczenie

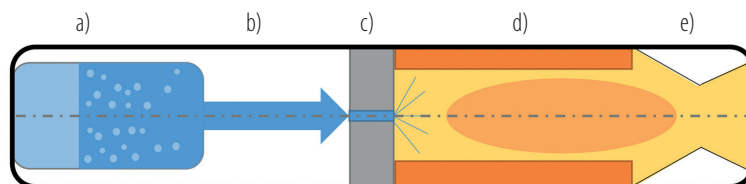
Podtlenek azotu (N_2O) jest wykorzystywany jako utleniacz w hybrydowych silnikach raketowych. Jedną z jego kluczowych zalet stanowi wysokie ciśnienie par w temperaturze otoczenia. Daje to możliwość użycia go jako czynnika samociśnieniującego, tworzącego wysokociśnieniowy system zasilania w utleniacz, bez zastosowania dodatkowych elementów. Jednocześnie modelowanie czynnika samociśnieniującego stanowi wyzwanie, ze względu na jednoczesną obecność faz ciekłej i gazowej, przejścia fazowe oraz związaną z nimi intensywną wymianę ciepła.

W modelowaniu takiego układu wyróżniają się dwa kluczowe aspekty: modelowanie opróżnianego zbiornika oraz modelowanie przepływu przez linię zasilającą i wtryskiwacz. W niniejszej pracy skupiono się na wykorzystaniu modeli zbiornika i wtryskiwacza w celu uzyskania pełnego, numerycznego opisu układu przepływowego. W obliczeniach przepływu podtlenku azotu pomiędzy zbiornikiem i komorą spalania zastosowano opis oparty na jednowymiarowych i niestacjonarnych równaniach bilansowych mieszaniny i pary. W badaniach zastosowano schemat numeryczny częściowo niejawnny, co skutkuje dobrą stabilnością numeryczną. W rezultacie stworzono nowatorski zestaw dwóch modeli numerycznych pozwalający badać i optymalizować jedno- i dwufazowy przepływ podtlenku azotu wewnątrz układu zasilania silnika raketowego.

Słowa kluczowe: przepływ dwufazowy, podtlenek azotu, modelowanie, silnik raketowy

1. Wprowadzenie

Silniki raketowe dzielą się na silniki: na stały materiał pędny, wykorzystujące stałą mieszaninę zawierającą utleniacz i paliwo, na ciekły materiał pędny, wykorzystujące ciekły utleniacz i paliwo, oraz hybrydowe, będące połączeniem tych dwóch podejść (rys. 1). Dzięki temu można stworzyć silnik raketowy o konstrukcji prostszej niż silniki na materiał ciekły, z jednoczesną możliwością sterowania, w pewnym zakresie, pracą silnika. W przypadku wykorzystania podtlenku azotu pojawia się możliwość skorzystania z wysokiego ciśnienia nasycenia w umiarkowanych temperaturach. Podtlenek azotu przy temperaturze $20^\circ C$ ma ciśnienie nasycenia pary rzędu 50 bar. Pozwala to zaprojektować układ dostarczający utleniacz bez dodatkowego gazu ciśnieniującego czy pomp. Wadami takiej konstrukcji są mniejsza wydajność zasilania oraz jego nierównomierność w czasie.



Rys. 1. Schemat hybrydowego silnika raketowego, a) zbiornik utleniacza, b) linia zasilająca, c) wtryskiwacz, d) komora spalania, e) dysza zbieżno-rozbieżna.

1.1. Modele zbiornika samociśnieniującego

Na podstawie dostępnych danych eksperymentalnych [1] można określić, jak przebiega opróżnianie zbiornika wymuszone przez ciśnienie nasycenia pary (zbiornika samociśnieniującego). Przed otwarciem zaworu wylotowego wyraźnie widoczny jest poziom cieczy w zbiorniku. Po otwarciu zbiornika pojawiają się pęcherzyki gazu, unoszące się od dołu. Po dotarciu pęcherzyków do powierzchni cieczy objętość pęcherzyków w cieczy wydaje się stabilizować, a same pęcherzyki rozkładają się równomiernie w objętości. W dalszej części procesu wyróżniają się trzy osobne obszary: ciecz z wysoką zawartością pęcherzyków, warstwa przejrzystej pary nad powierzchnią swobodną oraz chmura kondensującej pary powyżej. W całym czasie trwania procesu widoczna jest granica między obszarem cieczy oraz pary powyżej.

Przeglądu istniejących modeli opróżniania zbiornika samociśnieniującego dokonali Zimmermann i in. [2]. Wykazali oni, że zerowy-miarowy przestrzennie, zmienny w czasie model o elementach skupionych może skutecznie odwzorować zachowanie zbiornika samociśnieniującego. Jednocześnie nie poruszono tematu wpływu wtryskiwacza poprzez zastosowanie uproszczonego modelu układu wtryskowego SPI-HEM Dyera [3], określającego strumień masowy na podstawie różnicy ciśnień i entalpii po obu stronach wtryskiwacza oraz współczynnika zależnego od odległości ciśnienia w płynie do ciśnienia nasycenia. Według autora modelu dokładność przewidywania strumienia masowego wynosi $\pm 15\%$. Dodatkowo, z powodu braku dokładnych danych na temat układów wtryskowych używanych w eksperymentach, Zimmermann z zespołem osobno dla każdego z modeli dopasował współczynnik określający użyteczne światło kanału wtrysku CdA, tak by obliczane przebiegi pokrywały się z danymi eksperymentalnymi.

W rezultacie pozwoliło to skutecznie porównać różne modele zbiornika, ale jednocześnie pokazało zapotrzebowanie na bardziej uniwersalne i dokładne modelowanie przepływu przez wtrysk.

2. Metoda obliczeniowa

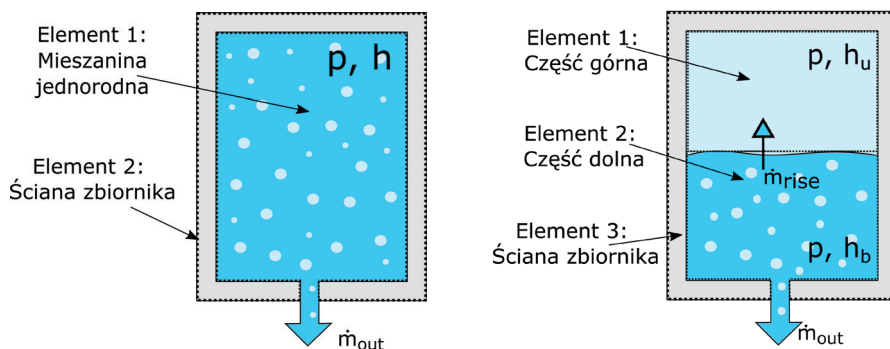
Niezbędnym elementem modeli zbiornika oraz modelu wtryskiwacza jest określenie funkcji stanu używanego czynnika za pomocą funkcji gęstości w zależności od parametrów płynu. W modelach wykorzystano funkcje gęstości w funkcji ciśnienia oraz entalpii (dla zbiornika) lub energii wewnętrznej (dla wtryskiwacza). Wymagane funkcje zostały określone za pomocą złożonych zależności wielomianowych, otrzymanych na bazie danych termodynamicznych z programu REFPROP [4]. Przygotowano w ten sposób kilkadziesiąt funkcji parametrów, takich jak gęstość, lepkość, temperatura, pochodne gęstości i objętości właściwej, czy funkcje pozwalające określić ciśnienie, temperaturę lub energię wewnętrzną nasycenia na podstawie jednego z tych parametrów.

2.1. Modele zbiornika

W ramach wcześniejszych prac autorów [5] stworzono dwa modele o parametrach skupionych do symulowania zbiornika samociśnieniującego: model SNE (Single Node Equilibrium – jeden element równowagowy) oraz model PIM (Phase Interface Model – model interfejsu faz).

Model SNE zawiera jeden element skupiony dla płynu, odpowiadający jednorodnej mieszaninie cieczy i pary, oraz jeden element skupiony odpowiadający ścianom zbiornika. Obie fazy znajdują się w stanie nasycenia, a wymiana ciepła zachodzi jedynie ze ścianami.

Model PIM zawiera dwa elementy skupione dla płynu: górny i dolny. Element górny jest przeznaczony do symulowania części głównie gazowej, z dopuszczalną kondensacją, element dolny jest zaś przeznaczony do symulowania części głównie ciekłej, z dopuszczalną zawartością pęcherzyków pary. Ścianom zbiornika odpowiada jeden element skupiony. W modelu zawarto człon m_{rise} , odpowiadający za strumień masy unoszonej przez pęcherzyki z części dolnej do górnej. Wymiana ciepła zachodzi pomiędzy elementami płynu oraz między elementami płynu i ścianami zbiornika. Schematy obu modeli przedstawiono na rys. 2.

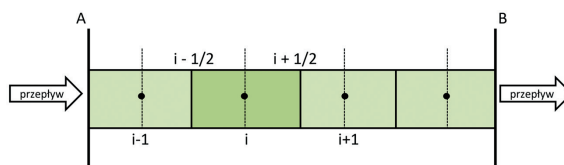


Rys. 2. Schemat modeli SNE (po lewej) i PIM (po prawej)

2.2. Model wtryskiwacza

W celu symulowania przepływu przez wtryskiwacz stworzono jednowymiarowy, niestacjonarny model, który opiera się na równaniach bilansu masy, pędu i energii płynu. Przyjęto, że badany przepływ jest jednorodny, tj. para i ciecz mają te same ciśnienie, temperaturę i prędkość, a faza gazowa jest rozproszona w fazie ciekłej. Jednocześnie płyn w trakcie symulacji może swobodnie przechodzić od fazy ciekłej, przez mieszaninę dwufazową, po fazę gazową w czasie jednego eksperymentu numerycznego. Płynne przechodzenie przepływu między fazami jest możliwe dzięki przygotowaniu zachowujących ciągłość funkcji gęstości oraz funkcji pochodnych gęstości w pobliżu linii nasycenia.

Wykorzystano częściowo niejawną schemat numeryczny, w którym wartości skalarnie obliczane są w obrębie komórek (indeksy całkowite), a prędkość jest obliczana na brzegach komórek (indeksy półówkowe), jak przedstawiono na rys. 3. Takie podejście oferuje stabilność obliczeń i nie wymaga obliczeń iteracyjnych.



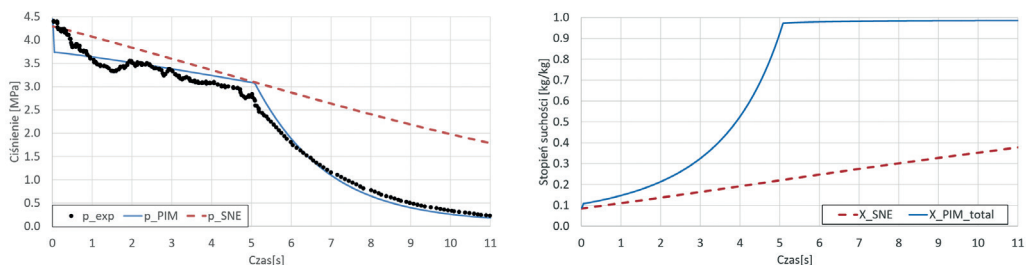
Rys. 3. Schemat siatki obliczeniowej modelu wtryskiwacza między brzegami A i B

3. Wyniki

Wszystkie obliczenia prowadzono na komputerze biurowym, na pojedynczym rdzeniu Intel i7 3.5 GHz, z 16 GB RAM pamięci. Obliczenia 0D (zbiornika) trwały pojedyncze minuty, a obliczenia 1D (przepływu) wymagały czasu rzędu 10 minut na sekundę symulacji.

3.1. Modele zbiornika

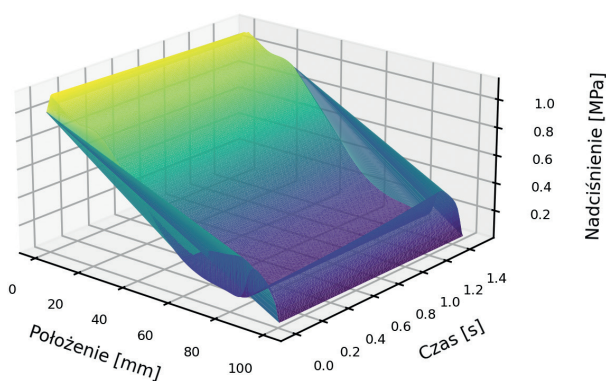
Na rys. 4. przedstawiono porównanie przebiegów ciśnienia z modeli PIM i SNE z eksperymentem Zilliaca [6] oraz obliczone w tych modelach przebiegi stopnia suchości. Wyniki pokazują, że model PIM jest w stanie dokładniej odwzorować eksperyment, zarówno ilościowo jak i jakościowo. Evolucja stopnia suchości w zbiorniku pokazuje istotną różnicę między modelami: model SNE operuje uśrednioną masą płynu w zbiorniku, nie jest więc w stanie uchwycić momentu, gdy całość części ciekłej opuściła zbiornik i zaczyna się przepływ pary, co widać około 5. sekundy eksperymentu i w wynikach modelu PIM. W związku z tym oraz porównywalnym kosztem obliczeniowym obu modeli model PIM jest preferowany w dalszych obliczeniach.



Rys. 4. Wykres ciśnienia (po lewej) i stopnia suchości (po prawej) dla modeli PIM i SNE

3.2. Model wtryskiwacza

Działanie modelu wtryskiwacza zobrazowano na rys. 5. Wyniki przedstawiają nadciśnienie w przepływie przez cylindryczny kanał o średnicy 2 mm i długości 100 mm w czasie 3 sekund symulacji. Komórka obliczeniowa miała długość 0,5 mm. Przepływ wymuszono stałą różnicą ciśnień: na lewym brzegu ciśnienie wynosiło 3 MPa, a na prawym 2 MPa. Początkowe ciśnienie w całym kanale było równe ciśnieniu prawego brzegu. Założono przepływ dwufazowy, z masowym stopniem suchości na wlocie wynoszącym 0,1. Wyniki pokazują stabilność modelu przy wysokiej różnicy ciśnień i prędkości, w tym przypadku zbliżającej się do prędkości dźwięku w mieszaninie.



Rys. 5. Nadciśnienie w kanale w funkcji czasu i położenia.

Literatura

- [1] Zimmerman J. et al. Comparison of nitrous oxide and carbon dioxide with applications to self-pressurizing propellant tank expulsion dynamics. 60th JANNAF Propulsion Meeting 2013.
- [2] Zimmerman J. et al. Review and evaluation of models for self-pressurizing propellant tank dynamics. 49th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference 2013.
- [3] Dyer J. et al. Modeling feed system flow physics for self-pressurizing propellants. 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit 2007.
- [4] NIST. "REFPROP," NIST Standard Reference Database 23, Version 9.1, 2013.
- [5] Szymborski J., Kardaś D. Novel model for emptying of a self-pressurised nitrous oxide tank. Archives of Thermodynamics 2022; 43: 141–173
- [6] Zilliac G., Karabeyoglu M. Modeling of propellant tank pressurization. 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit 2005.

Układ do odzyskiwania, magazynowania i wykorzystania ciepła odpadowego z wybijanej masy formierskiej

Marcin Trojan, Piotr Dzierwa, Jan Taler, Dawid Taler, Karol Kaczmarski, Mariusz Granda

Politechnika Krakowska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, ul. Warszawska 24, 31-155 Kraków

e-mail: marcin.trojan@pk.edu.pl

Streszczenie

Przedmiotem publikacji są badania prowadzące do opracowania kompletnego systemu służącego do odzysku, magazynowania i wykorzystania energii cieplnej zawartej w wybitej masie formierskiej. Przeprowadzone symulacje CFD i badania eksperymentalne pozwoliły na dobór i zaprojektowanie konstrukcji wymiennika do chłodzenia masy formierskiej oraz koncepcji całego systemu.

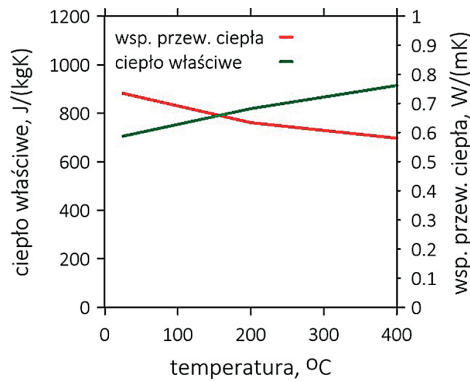
Słowa kluczowe: ciepło odpadowe, odzysk energii, masa formierska, modelowanie numeryczne

1. Wprowadzenie

Masą formierską nazywamy mieszaninę składników formierskich dobranych w odpowiednich proporcjach oraz w odpowiedni sposób, która zapewnia optymalne właściwości wytrzymałościowe i technologiczne w przemyśle odlewniczym. Właściwości termofizyczne mas formierskich mają wpływ na procesy krzepnięcia, stygnięcia odlewu w formie oraz na przebieg innych zjawisk zachodzących w samej masie podczas napełniania i po napełnieniu wnęki formy ciekłym stopem odlewniczym. Niska wartość współczynnika przewodzenia ciepła mas formierskich powoduje nagrzewanie się tylko zewnętrznych warstw masy we wnęcie formy. Głębsze warstwy mają znacznie niższą temperaturę. W zewnętrznych warstwach masy zachodzi odparowanie wody. Część pary uchodzi z wnęki wraz z powietrzem. Pozostała część przemieszcza się w głąb masy. Para skrapla się na chłodniejszych ziarnach masy, tworząc jednocześnie strefę lokalnego zawilgocenia masy, która może mieć wpływ na powstawanie powierzchniowych wad w odlewach. Strefa lokalnego zawilgocenia przesuwa się w głąb masy wraz z upływem czasu nagrzewania masy przez stop odlewniczy. Należy zwrócić uwagę, że właściwości termofizyczne mas formierskich ulegają zmianie wraz z temperaturą. Ze wzrostem temperatury wartość współczynnika przewodzenia ciepła maleje (rys. 1). Równocześnie na proces grzania lub chłodzenia masy wpływa ciepło objętościowe masy (iloczyn ciepła właściwego i gęstości pozornej). Im wyższa jego wartość, tym mniejszy będzie wzrost temperatury w danej warstwie masy – lub odwrotnie, im niższa wartość ciepła objętościowego, tym szybciej możemy schłodzić daną warstwę masy. Podobnie jak współczynnik przewodzenia ciepła, ciepło właściwe oraz gęstość pozorna masy również zmieniają się wraz z temperaturą. Odprowadzenie ciepła z piasku formierskiego jest istotne ze względu na właściwe sterowanie procesem urządzenia MF oraz możliwość wykorzystania ciepła z jego chłodzenia. Powolne stygnięcie wybijanego piasku uniemożliwia jego szybkie wykorzystanie w stacji regeneracji i powrót do procesu odlewniczego. Odzyskane ciepło może być wykorzystane do innych energochłonnych procesów w odlewni. Obecnie nieznanne są metody odzyskiwania ciepła z wybitej masy formierskiej i jego dalszego wykorzystania.

W ramach przeprowadzonych prac opracowano koncepcję systemu odzysku ciepła pozwalającego na wykorzystanie ciepła zawartego w masie formierskiej o temperaturze w zakresie 200–400°C wybijanej z dużych form.

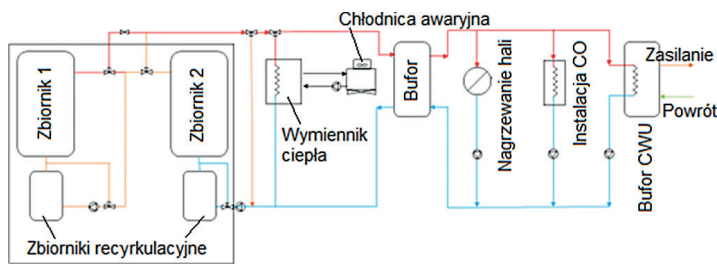
Do chłodzenia masy formierskiej w ilości 12 t/h wykorzystywana będzie woda o zmiennej temperaturze na wlocie. Zakłada się, że masa formierska będzie chłodzona w pionowym zbiorniku, w którym umieszczone zostaną rury żebrowane. W celu opracowania koncepcji wymiennika przeprowadzono szereg obliczeń przepływowo-cielnych z wykorzystaniem oprogramowania Ansys CFX 2022. Zbiornik z zabudowanym wymiennikiem stanowi główny element proponowanego systemu do odzysku i wykorzystania ciepła pochodzącego z wybitej masy formierskiej.



Rys. 1. Właściwości termofizyczne masy formierskiej

2. Koncepcja systemu do odzysku i wykorzystania ciepła pochodzącego z wybitej masy formierskiej

Zaproponowano dwustopniowy układ wychładzania masy formierskiej (rys 2) oparty na dwóch zbiornikach (wymiennikach ciepła).



Rys. 2. Schemat układu dwustopniowego odzysku ciepła i chłodzenia

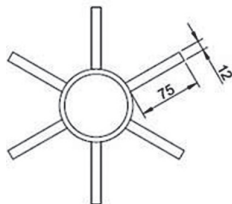
Pierwszy stopień będzie służył do wstępnego schłodzenia masy formierskiej od temperatury początkowej ok. 400°C do temperatury ok. 200°C. Na drugim stopniu będzie istniała możliwość dalszego schłodzenia masy formierskiej do temperatury 40–50°C. Przed każdym z zbiorników z masą formierską zabudowane zostaną zbiorniki recyrkulacyjne, służące do akumulacji ciepła. Woda w układach recyrkulacyjnych będzie krążyła aż do uzyskania zakładanej temperatury (np. 40°C w zbiorniku 2, 60°C w zbiorniku 1). W zakładanym układzie jest możliwe uzyskanie temperatury wody przekraczającej 90°C. Po uzyskaniu wymaganej temperatury wody w zbiorniku recyrkulacyjnym 1 woda z tego zbiornika przetrucana jest do głównego bufora wody, natomiast wstępnie podgrzana woda ze zbiornika 2 trafia do układu recyrkulacji zbiornika 1.

Proponowany układ odzysku i wychładzania masy formierskiej może dostarczać ciepło na potrzeby nagrzewania hal (przez nagrzewnice), ogrzewania budynków biurowych oraz na potrzeby dostarczania c.w.u. W przypadku braku zapotrzebowania na ciepło układ obiegu wody pomija zbiorniki recyrkulacyjne, a ciepło jest zrzucane na chłodnicę awaryjną.

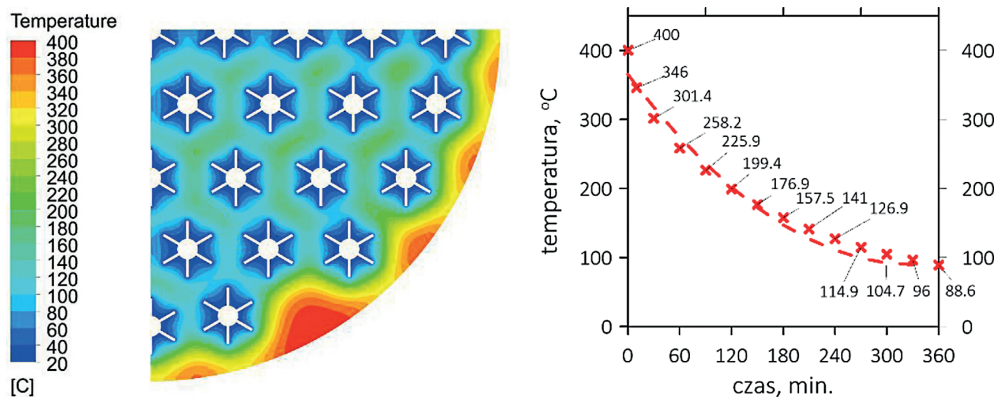
3. Analiza CFD niustalonego chłodzenia masy formierskiej

Przeprowadzono symulacje komputerowe niustalonej pracy wymiennika ciepła zabudowanego w zbiorniku masy formierskiej. Zamodelowano kilka wariantów liczby i rozmieszczenia rur wewnątrz zbiornika, co pozwoliło na wybór optymalnej konstrukcji wymiennika. Symulacje rozpoczęto od analizy wymiennika zbudowanego z rur gładkich. Uzyskane wyniki obliczeń pokazały, że w ciągu godziny masa formierska ochłodzi się o zaledwie 21 K. W kolejnych krokach poszukiwano rozwiązań, które usprawnią wymianę ciepła pomiędzy masą

formierską a wodą. Klasyycznym rozwiązaniem mającym wpływ na intensyfikację wymiany ciepła jest wzrost powierzchni wymiany ciepła poprzez zastosowanie żeber. W przypadku chłodzenia masy formierskiej, która będzie się przesuwała z góry na dół wymiennika, można zastosować żebra płaskie biegnące wzdłuż rur. Inne rozwiązania mogłyby ograniczać swobodne przemieszczanie się masy formierskiej, która jest materiałem sypkim. Ostatecznie zaproponowano wymiennik zbudowany z 57 rur $\varnothing 88.9 \times 6.3$ rozmieszczonych w zbiorniku masy formierskiej. Do rur przyspawanych jest wzdłużnie sześć żeber (co 60°) o długości 75 mm i grubości 12 mm (rys. 3).



Rys. 3. Element chłodzący masę formierską



Rys. 4. Rozkład temperatury w zbiorniku masy formierskiej: a) pole temperatury w 210. minucie chłodzenia masy formierskiej w przekroju poprzecznym; b) zmiana średniej temperatury masy formierskiej w przekroju poprzecznym na wysokości 1 m dla 360 minut chłodzenia

Analiza CFD uwzględniła $\frac{1}{4}$ wymiennika, a wyniki wskazywały na wychłodzenie masy formierskiej do 158°C po 210 minutach od rozpoczęcia procesu (rys. 4a). Rys. 4b przedstawia czas chłodzenia masy formierskiej, w którym masa osiągnie temperaturę niższą niż 100°C . Zakładając, że oba proponowane zbiorniki będą w stanie pomieścić około 120 t masy formierskiej, wymagane będzie zrealizowanie jej chłodzenia w czasie nie dłuższym niż 10 godzin. Zaproponowana konstrukcja wymiennika ciepła daje możliwość szybkiego wychłodzenia masy formierskiej przy zapewnieniu wydajności 12 t/h.

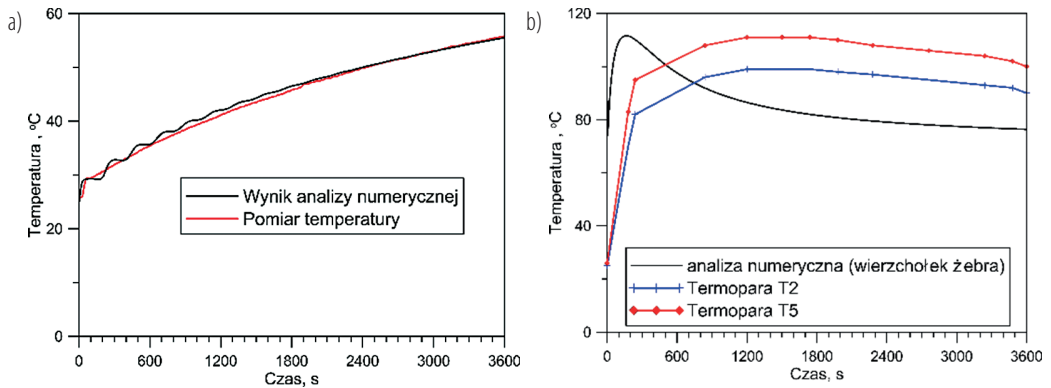
4. Badania doświadczalne

W celu weryfikacji przyjętych założeń i opracowanych modeli matematycznych zaprojektowano stanowisko badawcze, na którym przeprowadzono pomiary oraz nieustalone analizy numeryczne. Wartość współczynnika wnikania ciepła w rurze wyznaczono na podstawie korelacji Dittusa–Boeltera [1], natomiast krok czasowy na podstawie zależności [2]:

$$\Delta t_{max} = \frac{\Delta x}{v_{max}} \quad (1)$$

gdzie: Δt_{max} – maksymalny dopuszczalny krok czasowy, s; Δx – rozmiar objętości kontrolnej, m; v_{max} – prędkość przepływu wody na wlocie do zbiornika, m/s.

Na rys. 5a pokazano zmiany temperatury wody na wylocie z chłodnicy. Zmiany temperatury wody obliczone numerycznie bardzo dobrze pokrywają się z wynikiem pomiaru. Oscylacyjne zmiany wyników dla obliczeń numerycznych na początku chłodzenia wynikają z zastosowanego uproszczenia polegającego na zadaniu długiego rurociągu o stosunkowo niewielkiej średnicy.



Rys. 5. Zmiany temperatury wody na wylocie z chłodnicy (a) oraz w wierzchołku żebra podczas procesu chłodzenia (b)

Na rys. 5b pokazano zmiany temperatury w wierzchołku żebra podczas procesu chłodzenia. Różnice pomiędzy wynikami uzyskanymi z pomiarów i analiz numerycznych są rezultatem przede wszystkim braku możliwości zadania rzeczywistego rozkładu temperatury masy formierskiej, która nie jest stała, ale zmienia się w objętości zaszypanego wymiennika ciepła. Wpływ na różnice ma również przyleganie masy do rury, które w modelu obliczeniowym zostało założone jako idealne, a w rzeczywistości może być nieregularne. Widać jednak, że tendencja zmian temperatury oraz wartości temperatury wykazują dużą zgodność. Przyjęty model numeryczny poprawnie symuluje zachowanie stanowiska badawczego i umożliwia sprawdzanie różnych wariantów chłodzenia masy formierskiej za pomocą zaproponowanej metody.

Wnioski

Zaproponowany dwustopniowy układ odzysku ciepła i chłodzenia masy formierskiej charakteryzuje się następującymi właściwościami:

- w układzie występuje korzystny rozkład temperatury (mniejsze różnice temperatury pomiędzy wodą a masą formierską), co jest korzystne dla rur i żeber wymienników ciepła;
- dzięki zastosowaniu recyrkulacji wody można podgrzać wodę do wysokiej temperatury (90°C) bez dodatkowego wyposażenia w postaci pomp ciepła czy grzałek.

Literatura

- [1] Vijayan P.K. et al. Single-phase, two-phase and supercritical natural circulation systems. Elsevier, 2019.
- [2] Zilong W. et al. Experimental and numerical research of thermal stratification with a novel inlet in a dynamic hot water storage tank. Renewable Energy 2017; 111: 353–371.

Badania eksperymentalne i analiza statystyczna minikanalowych wymienników ciepła z przepływami o małej liczbie Reynoldsa

Maria Tychanicz-Kwiecień¹, Witold Rybiński²

¹ Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów

² Instytut Maszyn Przepływowych, Polska Akademia Nauk, ul. gen. J. Fiszer 14, 80-231 Gdańsk

e-mail: mtychanicz@prz.edu.pl; witold.rybinski@imp.gda.pl

Streszczenie

Praca prezentuje wstępne wyniki badań eksperymentalnych oraz nowej metody analizy statystycznej minikanalowych wymienników ciepła z przepływami laminarnymi. Przedstawiono rezultaty badań wymiennika składającego się z równoległych kanałów o przekroju 2×2 mm, wyfrezowanych po obu stronach pojedynczej aluminiowej płyty. Pomiary przeprowadzono dla jednofazowych przepływów wody destylowanej w przeciwnym kierunku. Charakteryzowały się one 12-krotną zmiennością natężeń przepływów, odpowiadającą całkowitemu zakresowi $Re = 117 - 2500$. W tej pracy analizowano dwa z kilku dodatkowych zjawisk wpływających na wymianę ciepła, oprócz wymiany ciepła w samych minikanalach: wymianę ciepła z otoczeniem oraz wymianę ciepła w kolektorach. Wykazano nieznaczny wpływ wymiany ciepła z otoczeniem na bilans cieplny w analizowanych wymiennikach z powodu zastosowania dobrej izolacji cieplnej. Z kolei uwzględnienie wymiany ciepła w kolektorach, które stanowią znaczącą część całkowitej powierzchni wymiany ciepła (około $1/3$), wymagało opracowania nowej metody analizy statystycznej pomiarów cieplnych. Należy ona zwyczajowo do rodziny metod Wilsona. Na podstawie przeprowadzonych pomiarów opracowano nową metodę statystyczną uwzględniającą wymianę ciepła w kolektorach i wyznaczono wstępne charakterystyki cieplno-przepływowe badanego wymiennika. Otrzymano lepsze wyniki (większą wartość współczynnika R^2) niż przy uwzględnieniu wymiany ciepła tylko w minikanalach.

Słowa kluczowe: minikanalowy wymiennik ciepła, analiza statystyczna, przepływy laminarne, metoda Wilsona

1. Wstęp

Zagadnienia wymiany ciepła w mikro- i minikanalach z przepływami laminarnymi są przedmiotem wielu badań i analiz dostępnych w literaturze [1, 2]. W niniejszej pracy przedstawiono nową metodę analizy statystycznej danych pomiarowych, służącą do uzyskania wstępnej charakterystyki cieplno-przepływowej wymiennika z minikanalami. Opracowano model uwzględniający wymianę ciepła w obu parach kolektorów A , B , ze względu na ich znaczną powierzchnię wymiany ciepła: $(A_A + A_B)/A_{total} \approx 1/3$. Parametry modelu (współczynniki korekcyjne) zostały wyznaczone statystycznie z wyników pomiarów.

2. Opis badań eksperymentalnych

Stanowisko pomiarowe, widoczne na rys. 1a, składało się z badanego wymiennika ciepła z minikanalami umieszczonego w izolacji, zestawu termopar do pomiaru temperatury, dwóch przetworników ciśnienia, zestawu dwóch przepływomierzy oraz dwóch ultratermostatów wodnych. Do stabilizacji temperatury odniesienia termopar wykorzystano automatyczny punkt topnienia lodu. Proces rejestracji i akwizycji danych pomiarowych został w pełni zautomatyzowany. Do rejestracji danych pomiarowych wykorzystano zestaw pomiarowy Keithley wraz z kartą pomiarową. W celu dalszego przetwarzania i akwizycji danych opracowano program w środowisku LabVIEW, dzięki czemu dane były zapisywane automatycznie do pliku tekstowego. Parametrami mierzonymi bezpośrednio były: temperatury wlotowe i wylotowe czynnika roboczego, spadki ciśnienia oraz objętościowe natężenia przepływu na wylotach z wymiennika. Na podstawie zarejestrowanych wielkości możliwe było określenie mocy cieplnej wymiennika.



Rys. 1. Stanowisko badawcze (a); schemat płytki z minikanalami i parami kolektorów A, B (b)

Badany wymiennik ciepła posiadał konstrukcję modułową i składał się z wymiennej, aluminiowej płytki z minikanalami, której schemat przedstawiono na rys. 1b, umieszczonej pomiędzy obudowami z tworzywa sztucznego. Rdzeń wymiennika stanowiła jednolita płytka, w której wyfrezowano obustronnie równoległe, kwadratowe kanały o wymiarach przekroju poprzecznego 2×2 mm i długości 100 mm. Grubość warstwy rozdzielającej gorący i zimny płyn wynosiła 1 mm. Zarówno wlot, jak i wylot czynnika roboczego usytuowano prostopadle do kanałów, tworząc konfigurację typu „U”. Kolektory wlotowe i wylotowe wymiennika miały kształt prostokątny, a ich pole powierzchni stanowiło około 30% sumarycznej powierzchni wymiany ciepła badanego wymiennika. Wymiennik umieszczono w izolacji cieplnej, składającej się z granulek styropianu.

Wykonano osiem serii pomiarowych badanego wymiennika ciepła z minikanalami o dużej zmienności natężenia przepływu. W każdej serii pomiarowej regulowano manualnie natężenie przepływu zimnego czynnika, podczas gdy natężenie przepływu czynnika gorącego utrzymywano na stałym poziomie. W każdej serii pomiarowej natężenie przepływu zmniejszano od wartości maksymalnej (około 1,11 l/min dla czynnika zimnego i około 1,16 l/min dla czynnika gorącego) co około 0,15 l/min, uzyskując tym samym osiem punktów pomiarowych w każdej serii. Z uwagi na niewielkie natężenia przepływu otrzymano przepływy laminarne. Przeprowadzono łącznie $N = 64$ pomiary dla badanej konfiguracji wymiennika. Ustawiona temperatura zarówno czynnika gorącego, jak i zimnego na wlocie była niezmienna i wynosiła odpowiednio 70°C i 20°C . Pomiary przeprowadzono dla jednofazowych przepływów wody destylowanej w konfiguracji przeciwpądowej.

3. Analiza statystyczna wyników pomiarów

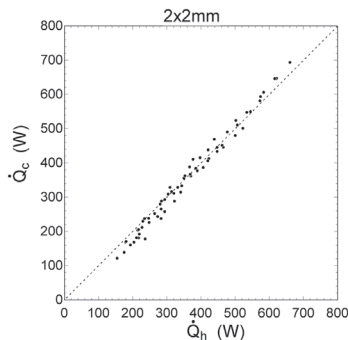
Natężenia przepływu ciepła po ciepłej i zimnej stronie wymiennika obliczono ze wzorów:

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h \cdot \Delta h_h = \dot{V}_h \cdot \rho_h (T_{h,out}, p_{h,out}) \cdot [h(T_{h,in}, p_{h,in}) - h(T_{h,out}, p_{h,out})] \quad (1)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot \Delta h_c = \dot{V}_c \cdot \rho_c (T_{c,out}, p_{c,out}) \cdot [h(T_{c,out}, p_{c,out}) - h(T_{c,in}, p_{c,in})] \quad (2)$$

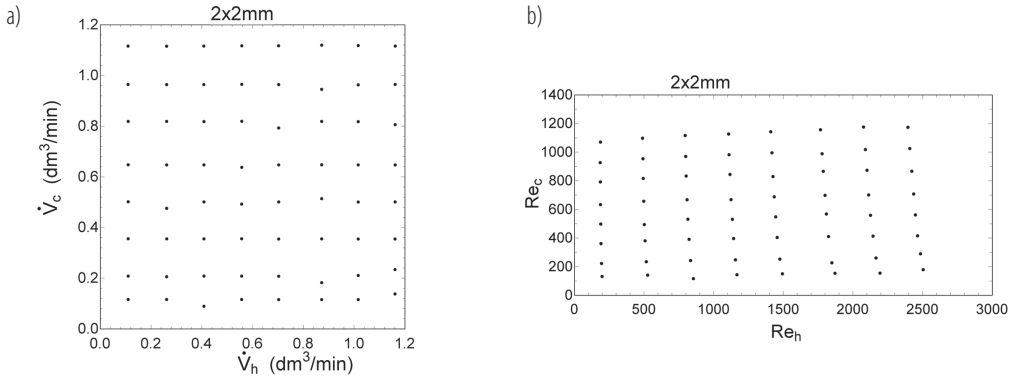
W obliczeniach są używane średnie arytmetyczne $\dot{Q}_{exp,i} = (\dot{Q}_{h,i} + \dot{Q}_{c,i})/2$ dla $i=1,2,\dots,N$. Względne odchylenie \dot{Q}_h i \dot{Q}_c od \dot{Q}_{exp} obliczono ze wzoru $\delta \dot{Q}_{rel} = \sum_{i=1}^N \frac{|\dot{Q}_{h,i} - \dot{Q}_{c,i}|/2}{(\dot{Q}_{h,i} + \dot{Q}_{c,i})/2} / N$

Dzięki dobrej izolacji cieplnej względny rozrzut \dot{Q}_{exp} wynosił tylko $\pm \delta \dot{Q}_{rel} = \pm 3.1\%$ (rys. 2).



Rys. 2. Doświadczalne wartości natężeń przepływu ciepła po ciepłej i zimnej stronie wymiennika

W opracowanej metodzie statystycznej potrzebna jest jak największa zmienność obu natężeń przepływu \dot{V}_h, \dot{V}_c , a zatem także liczb Reynoldsa Re_h, Re_c (rys. 3).



Rys. 3. Mapy: a) objętościowych natężeń przepływu; b) odpowiadających liczb Reynoldsa

Następnie statystycznie porównuje się odwrotności doświadczalnych natężeń przepływu ciepła w kanałach (po odjęciu strumieni ciepła w parach kolektorów A i B) $\dot{Q}_{chn,exp}^{-1} = (\dot{Q}_{exp} - \dot{Q}_{A,corr} - \dot{Q}_{B,corr})^{-1}$ z odwrotnościami statystycznie skorygowanych natężeń $\dot{Q}_{chn,corr}^{-1}$. Użycie odwrotności sprowadza funkcję regresji do postaci liniowej względem współczynników korekcyjnych c_h, c_c . Teoretyczne, przewidywane współczynniki przejmowania ciepła są obliczone z korelacji na liczbę Nusselta w kanałach prostokątnych z rozbiegiem termicznym [3], a w kolektorach – z korelacji Dittusa–Boeltera. Są one skorygowane przez statystycznie wyznaczone współczynniki korekcyjne c_h, c_c, c_{AB} :

$$k_{A,corr} = c_{AB} \cdot k_{A,pred} \quad \frac{1}{k_{chn,corr}} = \frac{1}{c_h \cdot \alpha_{h,pred}} + \frac{1}{c_c \cdot \alpha_{c,pred}} \quad k_{B,corr} = c_{AB} \cdot k_{B,pred} \quad (3)$$

$$\Delta T_{chn,in} = \Delta T_{in} \cdot \exp\left(\frac{k_{A,corr} \cdot A_A}{W_A}\right) \quad \Delta T_{chn,out} = \Delta T_{chn,in} \cdot \exp\left(\frac{k_{chn,corr} \cdot A_{chn}}{W_{chn}}\right) \quad \Delta T_{out} = \Delta T_{chn,out} \cdot \exp\left(\frac{k_{B,corr} \cdot A_B}{W_B}\right) \quad (4)$$

gdzie wypadkowe strumienie pojemności cieplnej w przeciwnym kierunku:

$$\frac{1}{W_A} = \frac{1}{\dot{m}_h \cdot c_{p,A,h}} - \frac{1}{\dot{m}_c \cdot c_{p,A,c}} \quad \frac{1}{W_{chn}} = \frac{1}{\dot{m}_h \cdot c_{p,chn,h}} - \frac{1}{\dot{m}_c \cdot c_{p,chn,c}} \quad \frac{1}{W_B} = \frac{1}{\dot{m}_h \cdot c_{p,B,h}} - \frac{1}{\dot{m}_c \cdot c_{p,B,c}} \quad (5)$$

Statystycznie skorygowane natężenia przepływu ciepła w minikanalach i kolektorach:

$$\dot{Q}_{A,corr} = k_{A,corr} \cdot A_A \cdot \Delta T_{log,A} \quad \dot{Q}_{chn,corr} = k_{chn,corr} \cdot A_{chn} \cdot \Delta T_{log,chn} \quad \dot{Q}_{B,corr} = k_{B,corr} \cdot A_B \cdot \Delta T_{log,B} \quad (6)$$

Całkowite statystycznie skorygowane natężenie przepływu ciepła jest sumą:

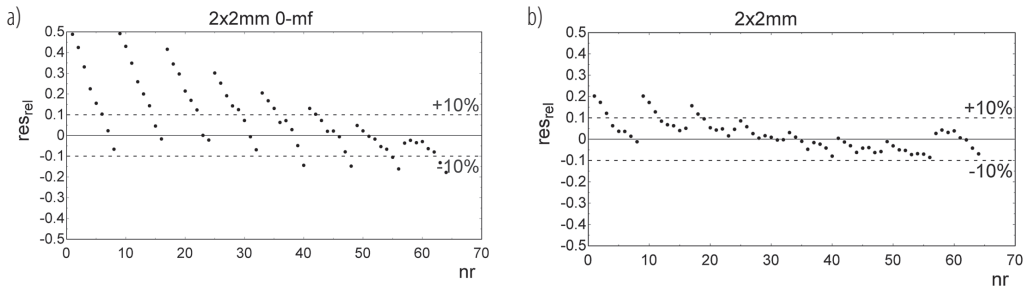
$$\dot{Q}_{corr} = \dot{Q}_{A,corr} + \dot{Q}_{chn,corr} + \dot{Q}_{B,corr} \quad (1)$$

Jest to charakterystyka cieplno-przepływowa wymiennika, prawa strona zależy od \dot{V}_h, \dot{V}_c .

Wersję 1 (bez kolektorów) otrzymuje się przy podstawieniu w obliczeniach $c_{AB}=0$, wtedy automatycznie nie ma natężeń przepływu ciepła w parach kolektorów: $\dot{Q}_{A,corr} = \dot{Q}_{B,corr} = 0$.

Współczynniki korekcyjne c_h, c_c, c_{AB} wyznacza się statystycznie, metodą najmniejszych kwadratów, minimalizując sumę $\varphi(c_h, c_c, c_{AB}) = \sum_{i=1}^N [\dot{Q}_{chn,exp,i}^{-1} - \dot{Q}_{chn,corr,i}^{-1}(c_h, c_c, c_{AB})]^2$

Względne residua oblicza się ze wzoru $res_{rel,i} = \frac{\dot{Q}_{exp,i} - \dot{Q}_{corr,i}}{\dot{Q}_{corr,i}}$, dla $i = 1, 2, \dots, N$, (rys. 4).



Rys. 4. Względne różnice (residua) doświadczalnych i statystycznie skorygowanych natężeń przepływu ciepła w wymienniku. Modele: a) bez kolektorów; b) z uwzględnieniem kolektorów

W tabeli 1 przedstawiono współczynniki korekcyjne oraz współczynniki determinacji R^2 .

Tabela 1. Wyniki obliczeń w wersjach 1 i 2

Wersja	C_{AB}	C_h	C_c	R^2
1 – bez kolektorów	0	1,529	2,009	0,8827
2 – z kolektorami	7,663	1,092	1,546	0,9332

Wnioski

Zastosowanie dobrej izolacji cieplnej pozwoliło na pominięcie strat ciepła do otoczenia. Doświadczalna różnica $\pm 3,1\%$ między strumieniem ciepła dostarczonego i odebranego z wymiennika jest mała i dlatego pominięto strumień ciepła do otoczenia.

Opracowano wstępną wersję metody statystycznej służącej do wyznaczenia charakterystyki cieplno-przepływowej wymiennika. Uwzględnienie znaczącej wymiany ciepła w kolektorach wymiennika poprawiło dokładność dopasowania (współczynnik determinacji R^2) w odniesieniu do modelu bez uwzględnienia tej wymiany ciepła.

Literatura

- [1] Baek S. et al. A new method for heat transfer coefficient measurements of single-phase fluids during laminar flow in microchannels. Int. J. Heat Mass Transfer 2020; 157: 119891.
- [2] Oyinlola M.A., Shire G.S.F. Heat transfer in low Reynolds number flows through miniaturized channels. 12th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 2016: 1154–1158.
- [3] Lee P.S., Garimella S.V. Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios. Int. J. Heat Mass Transfer 2006; 49: 3060–3067.

Analiza eksperymentalna intensyfikacji transportu ciepła w płaszczowo-rurowym wymienniku ciepła z generatorami strug gazu

Jan Wajs, Paulina Boroń, Krzysztof Abucewicz

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

e-mail: jan.wajs@pg.edu.pl; paulinaboron@live.com; krzysztof.abucewicz@pg.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono modelowy płaszczowo-rurowy wymiennik ciepła z generatorami strug gazu wraz z wynikami badań cieplnych. Badania eksperymentalne wykonano dla układu gaz–ciecz. Pomiary prowadzono przy stałych wartościach temperatury czynników na wlocie do wymiennika, tj. w zakresie 120–200°C w przypadku powietrza (czynnika grzewczego) i 18°C w przypadku wody (czynnika ogrzewanego). Przedstawiono zależności współczynnika przejmowania ciepła i liczby Nusselta w funkcji liczby Reynoldsa.

Słowa kluczowe: wymienniki ciepła, rekuperatory, technika strugowa, intensyfikacja wymiany ciepła

1. Wstęp

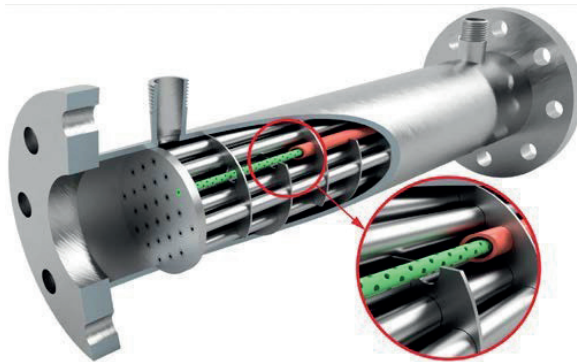
Liczne technologie stosowane w przemyśle lub energetyce wymagają realizacji procesów nagrzewania/chłodzenia z wykorzystaniem przepływających wymienników ciepła. W układach gaz–ciecz transport ciepła jest utrudniony, gdyż dla gazów odnotowuje się niskie wartości współczynników przejmowania ciepła. Problem jest szczególnie istotny w warunkach małej różnicy temperatur pomiędzy czynnikami grzewczym i ogrzewanym, jak również przy niskich prędkościach przepływu gazów. Podejmowane są zatem badania nad intensyfikacją wymiany ciepła w rekuperatorach, ukierunkowane głównie na techniki pasywne. Wśród nich dobrą skutecznością cechuje się technika strugowa.

Technika strugowa pozwala uzyskać wysokie wartości współczynnika przejmowania ciepła wskutek uderzenia uformowanych strug płynu w przegrodę oddzielającą płyn grzewczy od ogrzewanego w wymienniku ciepła. Strugi mogą być generowane za pomocą odpowiednio ukształtowanych dysz (zaokrąglenia, fazowanie wlotu i/lub wylotu) o przekroju wylotowym kołowym, prostokątnym lub trójkątnym. Stosuje się też dysze proste (kanały o niewielkiej długości). Literatura obfituje w publikacje raportujące badania na poziomie podstawowym, akcentujące m.in. wpływ parametrów geometrycznych i hydrodynamicznych na efektywność transportu ciepła z zastosowaniem techniki strugowej (np. [1, 2]). Zdecydowanie mniej opracowań dotyczy natomiast aplikacji techniki strugowej w rekuperatorach z cylindryczną przegrodą wymiany ciepła. Propozycją takiego wymiennika jest np. własna konstrukcja płaszczowo-rurowa (rys. 1). Generatorem strug są w tym przypadku perforowane wkłady rurowe umieszczone w rurach pęku.

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych rekuperatora zbudowanego na podstawie patentu [3], pracującego w układzie, gdzie czynnikiem grzewczym był gaz (powietrze), a ogrzewanym ciecz (woda). Jest to kontynuacja badań opisanych w publikacji [4] dla wyższych parametrów termiczno-przepływowych, tj. temperatury i strumienia masy powietrza oraz strumienia masy wody. Wyniki badań przedstawiono w formie zależności współczynnika przejmowania ciepła i liczby Nusselta od liczby Reynoldsa.

2. Przedmiot badań

Przedmiotem badań jest autorski, płaszczowo-rurowy wymiennik ciepła, przedstawiony na rys. 1. Wymiennik zbudowano ze stali. W celu intensyfikacji przejmowania ciepła zastosowano w nim technikę strugową. Generatorami strug powietrza uderzającego promieniowo w cylindryczną przegrodę są perforowane wkłady rurowe (szczegół na rys. 1) z otworami o średnicy 1,3 mm. W celu zwiększenia kompaktowości wymiennika perforowane wkłady wykonano w technologii minikanalowej. Wewnętrzna średnica rury perforowanej wynosi 2 mm, a grubość ścianki 1 mm. Pęk zbudowano z 26 rur o średnicy wewnętrznej 6 mm i grubości ścianki 1 mm. Płaszcz wymiennika ciepła wykonano z rury o średnicy wewnętrznej 67 mm i grubości ścianki 3 mm. W płaszczu zainstalowano również przegrody. Całkowita długość wymiennika wynosi 396 mm. Powierzchnia wymiany ciepła jest równa 0,152 m².



Rys. 1. Widok płaszczowo-rurowego wymiennika ciepła z generatorami strug gazu

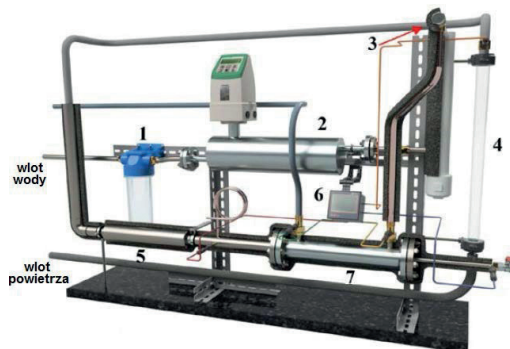
3. Stanowisko badawcze

Badania eksperymentalne wymiennika obejmowały jedynie zagadnienia cieplne i przeprowadzono je w Instytucie Energii Politechniki Gdańskiej. Widok stanowiska laboratoryjnego przedstawiono na rys. 2, numerami wyszczególniając główne elementy. W instalacji wody znajduje się filtr (1), przepływomierz masowy (2) oraz wstępny podgrzewacz elektryczny wyposażony w iglicowy zawór do regulacji przepływu (3). Przepływ powietrza jest wymuszany sprężarką. Do pomiaru wydatku objętościowego powietrza służy rotametr (4). Wymaganą temperaturę powietrza zapewnia dwusekcyjna nagrzewnica elektryczna (5), zamontowana przed badanym wymiennikiem.

Do pomiaru temperatur po stronie grzewczej i ogrzewanej wykorzystano termoelementy typu T. Do akwizycji wskazań termoelementów i przepływomierza masowego służy rejestrator Simex MultiCon CMC-99 (6). Dokładności pomiarowe zastosowanych przyrządów wskazano w tabeli 1.

Tabela 1. Dokładności przyrządów pomiarowych

Czujnik/przyrząd pomiarowy	Dokładność pomiaru
Termoelement typu T/Czach TTP-1-100-0,5	$\pm 0,5^{\circ}\text{C}$
Rotametr Metalchem ROL-253	$\pm 0,47 \text{ m}^3/\text{h}$
Przepływomierz masowy Siemens Sitrans FC.MASS 6000	$\pm 0,1\% \text{ FS}$

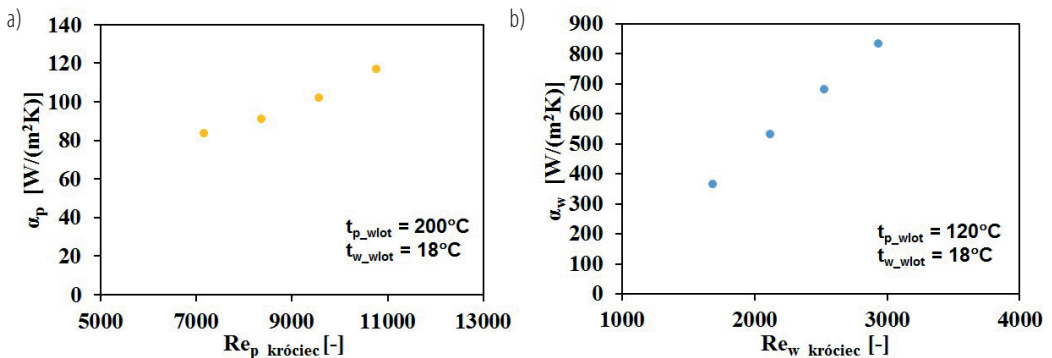


Rys. 2. Schemat stanowiska badawczego: 1 – filtr wody, 2 – przepływomierz masowy, 3 – zawór iglicowy, 4 – rotametr, 5 – nagrzewnica powietrza, 6 – rejestrator danych, 7 – wymiennik ciepła

Badania prowadzono w stanach ustalonych, realizując następujące zakresy parametrów termiczno-przepływowych: wydatek masowy 15–35 g/s i temperatura wlotowa 18°C po stronie wodnej oraz wydatek objętościowy 11,28–18,8 m³/h i temperatura wlotowa 120, 140, 170 i 200°C po stronie powietrza.

4. Wyniki badań

Średnie wartości współczynników przejmowania ciepła dla medium grzewczego i ogrzewanego wyznaczono przy użyciu metody Wilsona [5], bazując na całkowitym oporze cieplnym w wymienniku. Współczynnik przenikania ciepła, niezbędny w procedurze obliczeniowej, wyznaczano z równania Pécleta, uwzględniając średnią wartość strumienia ciepła przenieszonego przez przegrodę w danej serii ($0,5 \times (Q_{grz} + Q_{ogr})$). Wybrane wyniki obliczeń pokazano na rys. 3.



Rys. 3. Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji liczby Reynoldsa: a) powietrze; b) woda

Średnie wartości liczby Nusselta wyznaczono, korzystając z zależności:

$$Nu_{avg} = \frac{\alpha_{avg} \cdot d}{\lambda} \quad \text{lub} \quad Nu_{avg} = \frac{\alpha_{avg} \cdot D_h}{\lambda} \quad (1)$$

gdzie: α_{avg} [W/(m²K)] – średnia wartość współczynnika przejmowania ciepła, d [m] – średnica dyszy po stronie powietrznej, D_h [m] – zastępcza średnica hydrauliczna w płaszczu wymiennika po stronie wodnej, λ [W/(mK)] – współczynnik przewodzenia ciepła płynu. Wybrane wyniki obliczeń zaprezentowano w funkcji liczby Reynoldsa na rys. 4. Liczbę Reynoldsa wyznaczano ze wzoru:

$$Re = \frac{g \cdot d}{\mu} \quad \text{lub} \quad Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu} \quad (2)$$

gdzie: g [kg/(m²s)] – gęstość strumienia masy powietrza w pojedynczej dyszy, G [kg/(m²s)] – gęstość strumienia masy wody w płaszczu, μ [Pa·s] – dynamiczny współczynnik lepkości, d i D_h [m] – analogicznie do równania (1).

Wyznaczone eksperymentalnie liczby Nusselta porównano z wynikami uzyskanymi za pomocą korelacji dostępnych w literaturze. Dla powietrza najlepsze dopasowanie uzyskano, stosując korelację Liu i in. [6], wyprowadzoną dla laminarnej pojedynczej strugi niezanurzonej (ang. *unsubmerged jet*):

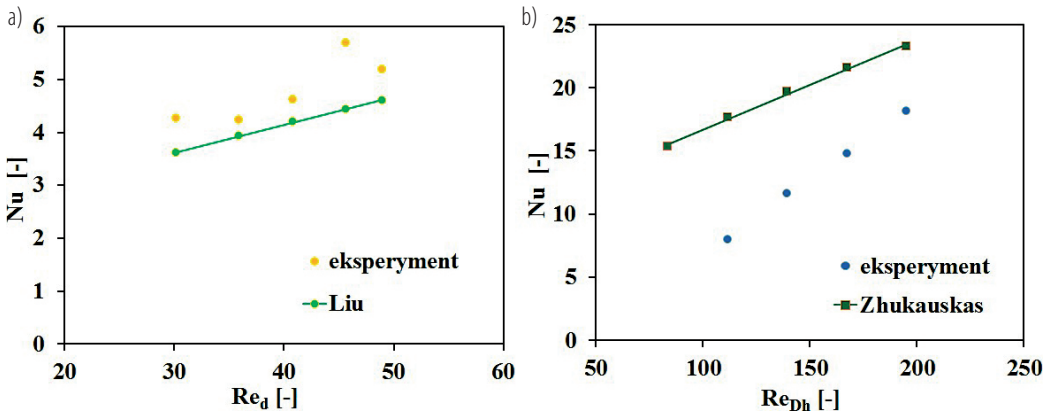
$$Nu = 0,745 \cdot Re_d^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (3)$$

gdzie Re_d jest liczbą Reynoldsa definiowaną dla średnicy dyszy (d), a Pr – liczbą Prandtla.

Dla wody weryfikację przeprowadzono z użyciem korelacji Zhukauskasa [7]:

$$Nu = 0,71 \cdot (Re_{D_h})^{0,5} \cdot (Pr)^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} \quad (4)$$

gdzie: Re_{D_h} – liczba Reynoldsa definiowana na podstawie zastępczej średnicy hydraulicznej (D_h), Pr – liczba Prandtla w temperaturze płynu, Pr_w – liczba Prandtla w temperaturze przegrody.



Rys. 4. Liczba Nusselta w funkcji liczby Reynoldsa: a) powietrze; b) woda

Lepsze dopasowanie pomiędzy wynikami eksperymentalnymi i uzyskanymi z korelacji uzyskano dla powietrza. Dane eksperymentalne dla wody są zaniżone aż do ok. 130%. Przyczyną tej rozbieżności mogą być inne proporcje geometryczne konfiguracji rur w pęku.

Podsumowanie

W dostępnej literaturze nie znaleziono korelacji opisującej liczbę Nusselta dla prezentowanej konstrukcji wymiennika z generatorami strug gazu. Dostępne korelacje nie odzwierciedlają w satysfakcjonujący sposób transportu ciepła w omawianym wymienniku. Badania będą kontynuowane w szerszych zakresach parametrów termiczno-przepływowych w celu opracowania własnej korelacji dla czynników grzewczego i ogrzewanego.

Literatura

- [1] Gardon R., Akfirat J.C. Heat transfer characteristics of impinging two-dimensional air jets. *Journal of Heat Transfer* 1966; 92: 101–107.
- [2] Li W. i in. Effect of Reynolds number, hole patterns, and hole inclination on cooling performance of an impinging jet array. Part I: convective heat transfer results and optimization. *Journal of Turbomachinery* 2017; 139: 1–11.
- [3] Wajs J. i in. Patent EP 3067652. Heat exchanger and method for exchanging heat, 2015.
- [4] Wajs J., Bochniak R. Nowa koncepcja płaszczowo-rurowego wymiennika ciepła z techniką strugową w rurach pęku. In: *Współczesne zagadnienia termodynamiki*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2020: 263–270.
- [5] Shah R.K. Assessment of modified Wilson plot techniques for obtaining heat exchanger design data. *Proceedings of the 9th International Heat Transfer Conference*, 19–24 August, Jerusalem 1990.
- [6] Liu X. i in. Stagnation point heat transfer during impingement of laminar liquid jets: analysis including surface tension. *Journal of Heat Transfer* 1993; 115: 99–105.
- [7] Suryanarayana N.V. Forced convection external flows. Chapter 3.2.2. In: Kreith F. (ed.). *The CRC handbook of thermal engineering*. CRC Press, Boca Raton 2000.

Ocena wpływu zastosowania techniki strugowej na wydajność energetyczną modułów BIPV/T chłodzonych powietrzem

Jan Wajs, Jakub Łukasik

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

e-mail: jan.wajs@pg.edu.pl; jakub.lukasik@pg.edu.pl

Streszczenie

Praca ma charakter analizy numerycznej i dotyczy problematyki chłodzenia hybrydowych modułów fotowoltaicznych przeznaczonych do układów *building-integrated photovoltaic/thermal* (BIPV/T). Uwagę skupiono na powietrznym systemie chłodzenia dachówki fotowoltaicznej, rozważając technikę strugową, w której intensyfikację wymiany ciepła zapewniają strugi płynu uderzające w przegrodę wymiany ciepła. Przeprowadzono szereg symulacji numerycznych w celu oceny wpływu odległości czoła dyszy od powierzchni absorbera na wartości współczynników przejmowania ciepła i liczb Nusselta podczas chłodzenia dachówki. Otrzymane rezultaty wskazują na wysoką skuteczność zastosowanej techniki, a najlepszy efekt uzyskano dla przypadku, w którym względna odległość dyszy od przegrody odniesiona do średnicy dyszy wynosi 1. Dla przywołanej konfiguracji uzyskano ponad 4-krotny wzrost wartości współczynnika przejmowania ciepła względem referencyjnego wariantu chłodzenia dachówki, w którym powietrze swobodnie przepływa kanałem prostym, omywając tylną ścianę absorbera.

Słowa kluczowe: struga uderzająca, *building-integrated photovoltaic/thermal* (BIPV/T), analiza numeryczna, dachówka fotowoltaiczna, chłodzenie powietrzne

1. Wprowadzenie

W sektorze fotowoltaiki odnotowuje się dynamiczny rozwój, stymulowany wdrażaniem kolejnych proekologicznych strategii energetycznych. Inwestorzy oczekują wzrostu efektywności energetycznej instalacji, przy jednoczesnej redukcji kosztów oraz poprawie estetyki instalacji. W odpowiedzi na te oczekiwania coraz szerzej rozwija się gałąź fotowoltaiki, jaką stanowią układy zintegrowane z budownictwem (BIPV). Ze względu na ograniczoną możliwość chłodzenia naturalnego zazwyczaj są one w większym stopniu narażone na pracę w wysokiej temperaturze, co prowadzi m.in. do spadku generowanej mocy i obniżenia sprawności elektrycznej. W celu przeciwdziałania temu zjawisku proponuje się różne systemy chłodzenia, co implikuje możliwość efektywnego zagospodarowania odbieranego ciepła. Takie hybrydowe układy znane są jako BIPV/T. Za jedną z najbardziej perspektywicznych, a jednocześnie praktycznych metod chłodzenia modułów fotowoltaicznych (PV) uważa się chłodzenie powietrzne. Z uwagi na niskie wartości współczynnika przejmowania ciepła dla tego rodzaju chłodzenia poszukuje się natomiast efektywnych metod intensyfikacji transportu ciepła. W opinii autorów jednym z najbardziej obiecujących kierunków prowadzenia prac w tym zakresie jest aplikacja techniki strugowej. Tylko nieliczne opracowania odnoszą się do zastosowania tej metody w celu chłodzenia modułów PV. Lukę w tym zakresie potwierdzają Ewe i in. [1].

W niniejszym referacie przedstawiono wyniki własnych prac nad oceną wpływu wybranych konfiguracji układu chłodzenia z techniką strugową na parametry termiczno-hydrauliczne modułu BIPV/T w postaci dachówki fotowoltaicznej. Nowością jest przeprowadzenie wielowariantowych, numerycznych symulacji cieplno-przepływowych w oprogramowaniu FLUENT z zaimplementowanym modelem radiacji *Discrete Ordinates* i modułem *Solar Load*. Analizy przeprowadzono dla stałej wartości natężenia promieniowania słonecznego wynoszącej 1000 W/m^2 i liczby Reynoldsa w zakresie 5000–25 000 dla przepływu powietrza chłodzącego. Uzyskane wyniki odniesiono do wariantu referencyjnego, w którym powietrze swobodnie przepływa przez kanał, omywając tylną ścianę absorbera.

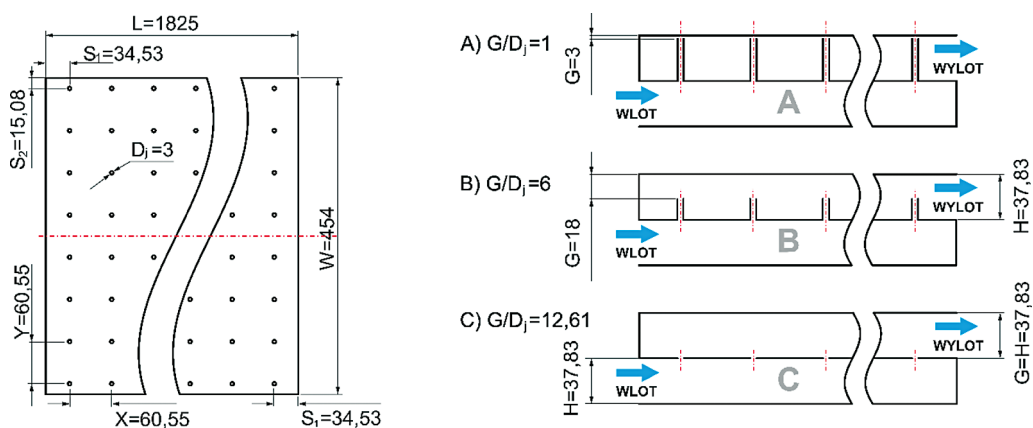
2. Zakres badań i metodologia

Badania przeprowadzono z wykorzystaniem dachówki fotowoltaicznej Monier Brass PV Premium o mocy elektrycznej 100W i wymiarach: $L = 1825$ mm, $W = 454$ mm. W celu intensyfikacji odbioru ciepła zastosowano 240 symetrycznie rozmieszczonych dysz w kształcie walca, kierujących strugi powietrza na absorber modułu. W badaniach uwagę skupiono na porównaniu rezultatów otrzymanych dla wariantów zróżnicowanych pod względem długości dysz, oznaczonych na rys. 1 jako A, B i C. Wybrane konfiguracje zostały opisane bezwymiarowym parametrem G/D_j , zdefiniowanym jako stosunek odległości czoła dyszy od powierzchni absorbera (G) do wewnętrznej średnicy dyszy (D_j). Wariant C, opisany jako $G/D_j = 12,61$, stanowi układ z przegrodą sitową do generacji strug (otwory w przegrodzie przejmują funkcję dysz). Pozostałe parametry geometryczne, zestawione w tabeli 1, zaczerpnięto z literatury [2, 3] i na obecnym etapie badań nie były one optymalizowane.

W celach poznawczych dokonano również porównania rezultatów otrzymanych dla techniki strugowej z wynikami uzyskanymi dla chłodzenia w warunkach przepływu powietrza kanałem prostym o wysokości $H = 37,83$ mm (wariant D, gdzie współczynnik kształtu $W/H = 12$) oraz kanałem dwukrotnie wyższym, tzn. $H = 75,66$ mm (wariant E, gdzie $W/H = 6$). Wizualizację zastosowanych układów przepływowych pokazano na rys. 1.

Tabela 1. Parametry geometryczne badanych konfiguracji

Parametr	Warianty A, B, C	Wariant D	Wariant E
Wysokość kanału przepływowego (H)	37,83 mm	37,83 mm	75,66 mm
Średnica hydrauliczna (D_h)	0,070	0,070	0,130
Współczynnik kształtu kanału (W/H)	12	12	6
Średnica czoła dyszy (D_j)	3 mm	n.d.	n.d.
Średnica dyszy do średnicy hydraulicznej (D_j/D_h)	0,043	n.d.	n.d.
Rozstaw dysz na kierunku wzdłużnym (X/D_h)	0,867	n.d.	n.d.
Rozstaw dysz na kierunku poprzecznym (Y/D_h)	0,867	n.d.	n.d.



Rys. 1. Geometrie badanych kanałów przepływowych

Wartości liczby Reynoldsa dla powietrza wyznaczano na wlocie do kanału przepływowego, korzystając z równania:

$$Re = \frac{\rho|_{t=25^{\circ}C} \cdot v_{in} \cdot D_h}{\mu|_{t=25^{\circ}C}} \quad (1)$$

gdzie: $\rho|_{t=25^{\circ}C}$ – gęstość powietrza w temperaturze 25°C [kg/m³]; v_{in} – średnia prędkość powietrza na wlocie [m/s]; D_h – średnica hydrauliczna kanału na wlocie [m]; $\mu|_{t=25^{\circ}C}$ – dynamiczny współczynnik lepkości powietrza w temperaturze 25°C [kg/(m·s)].

W obliczeniach zastosowano w pełni rozwinięty profil prędkości na wlocie, przygotowany z wykorzystaniem translacyjnego interfejsu periodycznego. Współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni czołowej modułu określono zgodnie z korelacją proponowaną w [4]:

$$h_w = 5,7 + 3,8 \cdot v_w \quad (2)$$

gdzie: v_w jest prędkością wiatru [m/s]. Założono przy tym skrajny teoretyczny przypadek, w którym prędkość wiatru wynosi 0 m/s.

Średni współczynnik przejmowania ciepła przez powietrze od powierzchni absorbera określono z zależności:

$$h = \frac{q}{T_{abs} - T_b} \quad (3)$$

gdzie: q – gęstość strumienia odbieranego ciepła [W/m²]; T_{abs} – średnia temperatura absorbera [K]; T_b – średnia temperatura powietrza pomiędzy wlotem a wylotem [K].

Liczbę Nusselta zdefiniowano jako:

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda} \quad (4)$$

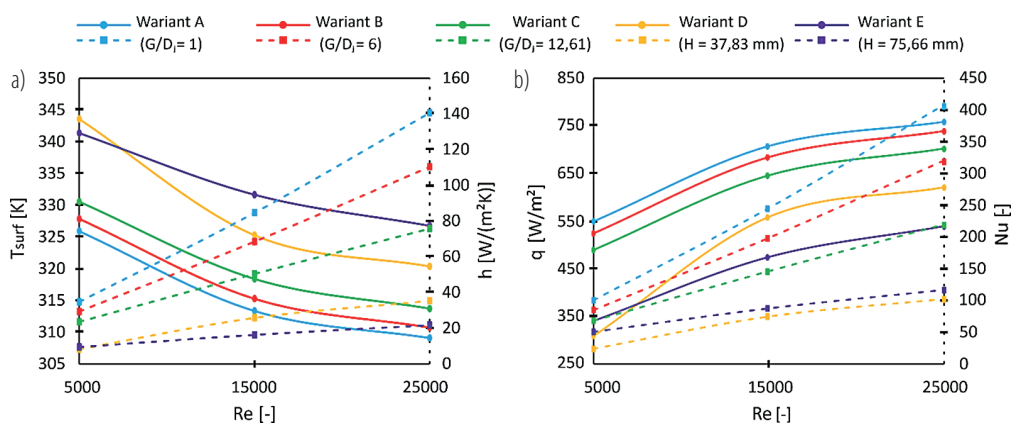
gdzie λ jest współczynnikiem przewodzenia ciepła powietrza [W/(m·K)].

Do obliczeń przyjęto stałe wartości właściwości termofizycznych wykorzystanych materiałów, zaczerpnięte z literatury [5]. Zastosowano konforemną siatkę wielościenną. Dla wariantu A ($G/D_j = 1$) i wariantu D przeprowadzono analizę wrażliwości wybranych wielkości wyjściowych modelu na liczbę elementów siatki. W wariancie A testowano siatki z liczbą komórek w zakresie od 3,299 mln do 7,973 mln, z krokiem co ok. 1,2 mln, a w wariancie D od 214 tys. do 1,283 mln, z krokiem co ok. 200 tys. Za warunek kończący testy przyjęto koniunkcję zdarzeń, określoną jako względną różnicą wartości liczby Nusselta pomiędzy wynikiem poprzednim a bieżącym mniejsza niż 1% oraz względną różnicą wartości gęstości strumienia ciepła odbieranego przez powietrze pomiędzy wynikiem poprzednim a obecnym mniejsza niż 1%. Ostatecznie zaadaptowane siatki, zapewniające kompromis pomiędzy dokładnością wyników a czasem obliczeń, składały się z ok. 5,473 mln komórek przy współczynniku $y^+ = 0,983$ dla wariantu A oraz ok. 878 tys. komórek przy współczynniku $y^+ = 0,828$ dla wariantu D. W symulacjach wykorzystano model turbulencji SST $k-\omega$ i model radiacji *Discrete Ordinates* z zaimplementowanym modułem *Solar Load*. Założono, że promieniowanie pada na powierzchnię czołową dachówki na kierunku normalnym, a promieniowanie odbite nie występuje. Wszystkie ściany zewnętrzne układu, oprócz powierzchni czołowej modułu, uznano za adiabatyczne. W obliczeniach wykorzystano solver typu *coupled*, podwójną precyzję i schemat dyskretyzacji drugiego rzędu.

3. Wyniki

Na rys. 2a przedstawiono profile średniej temperatury na powierzchni czołowej modułu (T_{surf}) oraz uzyskane wartości współczynnika przejmowania ciepła na powierzchni absorbera. Rys. 2b prezentuje natomiast profile gęstości strumienia ciepła odbieranego przez powietrze chłodzące oraz wartości uzyskanych liczb Nusselta. Wszystkie wyniki wykreślono w funkcji liczby Reynoldsa.

W aspekcie termicznym najlepsze rezultaty w całym zakresie badanych wartości liczb Reynoldsa osiągnięto dla wariantu A z czołem dyszy znajdującym się najbliżej absorbera ($G/D_j = 1$). Uzyskany spadek temperatury na powierzchni modułu względem referencyjnego wariantu chłodzenia z kanałem prostym o wysokości 37,83 mm wyniósł 17,7 K i 11,3 K, odpowiednio dla liczb Reynoldsa 5000 i 25 000. Wartość jednostkowego strumienia odbieranego ciepła wzrosła odpowiednio o 240,9 (78,1%) i 137,6 (22,2%) W/m², a liczba Nusselta o 76,5 (320,7%) i 303,8 (298,1%).



Rys. 2. Profile średniej temperatury na powierzchni czołowej modułu i średniego współczynnika przejmowania ciepła od powierzchni absorbera (a); profile jednostkowego strumienia ciepła odbieranego przez powietrze chłodzące i średniej wartości liczby Nusselta (b)

W tabeli 2 przedstawiono spadki ciśnienia uzyskane dla badanych konfiguracji kanałów przepływowych. Zgodnie z oczekiwaniami, największymi oporami hydraulicznymi cechuje się wariant A.

Tabela 2. Spadki ciśnienia w kanale przepływowym

Re [-]	Wariant A [Pa]	Wariant B [Pa]	Wariant C [Pa]	Wariant D [Pa]	Wariant E [Pa]
5000	29,14	26,33	21,51	0,37	0,1
15 000	251,39	230,44	202,86	5,45	0,82
25 000	683,28	629,00	558,55	12,94	1,93

Podsumowanie

Na obecnym etapie badań opracowano ciepło-przepływowy model numeryczny proponowanego systemu chłodzenia dachówki fotowoltaicznej. Symulacje jednoznacznie potwierdzają wysoką skuteczność intensyfikacji wymiany ciepła przy zastosowaniu techniki strugowej i powietrza uderzającego w absorber modułu. W kolejnych krokach planowane jest rozszerzenie analiz o ocenę wpływu warunków chłodzenia na parametry elektryczne dachówki fotowoltaicznej, a także przeprowadzenie optymalizacji parametrów geometrycznych układu chłodzenia w celu maksymalizacji korzyści energetycznych.

Literatura

- [1] Ewe W.E. et al. Jet impingement cooling applications in solar energy technologies: systematic literature review. Therm. Sci. Eng. Prog. 2022; 34: 101445.
- [2] Pazarlıoğlu H.K. et al. Effect of new design of elongated jet hole on thermal efficiency of solar air heater. Therm. Sci. Eng. Prog. 2022; 36: 101483.
- [3] Das S. et al. Parametric investigation on the thermo-hydraulic performance of a novel solar air heater design with conical protruded nozzle jet impingement. Appl. Therm. Eng. 2023; 219: 119583.
- [4] McAdams W.H. Heat transmission, 3rd ed. McGraw-Hill, New York 1954.
- [5] Hernandez-Perez J.G. Thermal performance of a discontinuous finned heatsink profile for PV passive cooling. Appl. Therm. Eng. 2021; 184: 116238.

Redukcja emisji kotła biomasowego przy zastosowaniu filtrów ceramicznych

Michał Wantuła¹, Dariusz Kardaś²

¹ Trójmiejska Szkoła Doktorska PAN, ul. gen. J. Fiszer 14, 80-231 Gdańsk

² Instytut Maszyn Przepływowych PAN, ul. gen. J. Fiszer 14, 80-231 Gdańsk

e-mail: wantula.michal@gmail.com; dk@imp.gda.pl

Streszczenie

W niniejszej pracy przedstawiono wpływ filtrów ceramicznych wykorzystywanych w odlewnictwie na emisję pyłów i zawartość CO i NO_x w spalinach kotła centralnego ogrzewania. Inspiracją do przeprowadzenia badań były próby wykonane przez naukowców hiszpańskich [1]. Własne badania przeprowadzono w firmie Klimosz Sp. z o.o. z wykorzystaniem kotła tego producenta. Kocioł wyposażony był w automatyczny palnik peletowy opalany peletem o grubości 6 mm. W czasie pracy kotła z mocą nominalną wykonano rejestrację parametrów spalania w kilku konfiguracjach ułożenia płytek ceramicznych. Pomiary zapylenia i zawartości CO i NO_x w spalinach pokazują, że zastosowanie filtrów znacząco zmniejsza emisję pyłów oraz wpływa na udziały obu tlenków. Wybór miejsca położenia filtrów istotnie oddziałuje na uzyskane wyniki. Badania wykazały, że najlepszy rezultat ograniczający emisję pyłów uzyskano, gdy filtry ceramiczne znajdowały się najbliżej palnika peletowego, gdzie były częściowo obmywane przez płomień.

Słowa kluczowe: pelet, biomasa, spalanie, redukcja pyłów, filtry ceramiczne

1. Wprowadzenie

Rygorystyczne przepisy, wymagania oraz ciągle nowelizacje obecnych uchwał dotyczących emisji, jakości i ilości cząstek emitowanych do atmosfery stawiają producentów kotłów centralnego ogrzewania w bardzo trudnej sytuacji. Coraz większa świadomość ekologiczna społeczeństwa i promowanie odnawialnych źródeł energii również nie sprzyjają branży kotlarskiej. Ten stan rzeczy zmusza producentów kotłów do tworzenia nowych „ekologicznych” konstrukcji. Obecnie na rynku oferowanych jest wiele kotłów, które nie spełniają obowiązujących wymagań programów dofinansowań – głównie w zakresie emisji pyłu. Doposażenie istniejących konstrukcji w elementy redukujące emisję zanieczyszczeń może poprawić ten stan rzeczy. Niestety większość zmian wiąże się z ingerencją w konstrukcję kotła. Ciekawym, nieinwazyjnym rozwiązaniem mogą być ceramiczne filtry odlewnicze. Taka żaroodporna ceramika znajduje szerokie zastosowanie w innych dziedzinach przemysłu, np. w filtrowaniu płynów o wysokiej temperaturze lub jako powłoki termoizolacyjne. Grupa naukowców hiszpańskiej uczelni w Vigo sprawdziła m.in. wpływ osadzenia płytek ceramicznych na proces spalania w przeznaczony do tego celu komorze [1]. Ich badania polegały na monitorowaniu i porównaniu uzyskanych danych emisji pyłów w zależności od odległości miejsca zamontowania ceramicznych filtrów odlewniczych od paleniska. Do prób wykorzystywano filtry wykonane z tlenku cyrkonu o porowatości 10 porów na cal. Szczegółowy opis stanowiska oraz zastosowanej aparatury pomiarowej przedstawiono w innej publikacji tych autorów [2]. Uzyskane przez nich wyniki pokazały, że użycie ceramicznych filtrów odlewniczych w większości badanych przypadków w znaczący sposób redukuje emisję pyłów w porównaniu z pomiarem referencyjnym. W dwóch przypadkach redukcja zapylenia przekroczyła 60%.

2. Badania w firmie Klimosz Sp. z o.o.

W odniesieniu do powyższego doświadczenia w wewnątrzzakładowym laboratorium firmy Klimosz Sp. z o.o. przeprowadzono podobne badania z wykorzystaniem standardowego kotła. W doświadczeniu użyto oferowanego przez producenta kotła Frontal z automatycznym podawaniem paliwa i palnikiem w drzwiach [3].

2.1. Paliwo

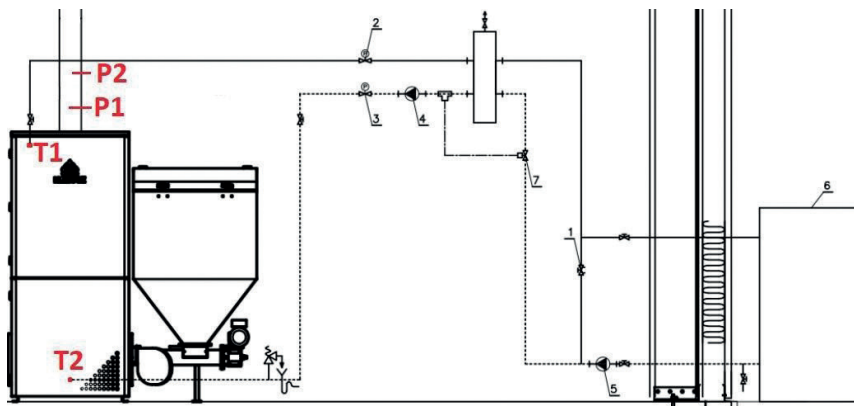
W badaniach wykorzystano ogólnodostępny na rynku pelet, posiadający certyfikat jakości zgodnie z normą ISO 17225-2 i klasę „EN plus-A1”. Pelet drzewny o średnicy 6 mm i długości 4–40 mm został wyprodukowany ze świerku i modrzewia. Jego skład i główne parametry przedstawiono w tabeli 1. Badanie paliwa wykonano w akredytowanym laboratorium badawczym CLP-B Sp. z o.o.

Tabela 1. Parametry paliwa wykorzystanego w testach

Cecha	Symbol	Wartość	Jednostka
Zawartość wilgoci	W_{ℓ}^r	7,3	%
Zawartość popiołu	A^r	0,2	%
Zawartość części lotnych	V^{daf}	84,66	%
Ciepło spalania	Q_s^a	18710	kJ/kg
Wartość opałowa	Q_i^r	16586	kJ/kg
Zawartość C; H; N	$C_{\ell}^a; H_{\ell}^a; N_a$	50,2; 6,21; 0,14	%

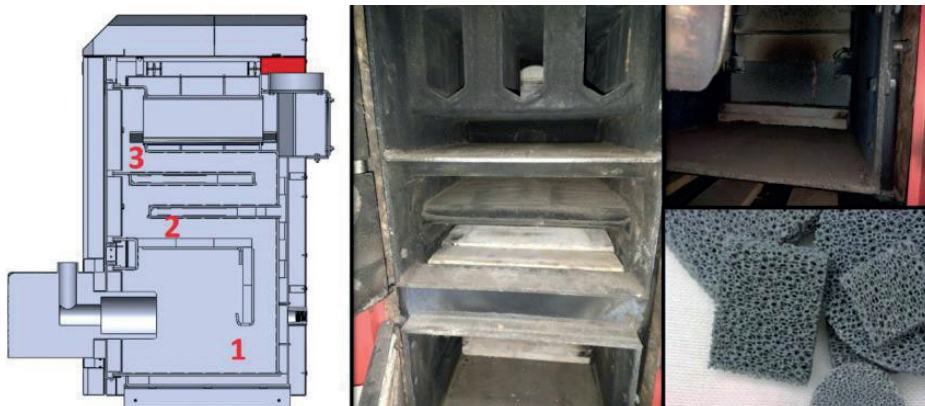
2.2. Stanowisko badawcze i badania

Kocioł został podłączony pod układ hydrauliczny w laboratorium zakładowym firmy. Ideowy schemat układu hydraulicznego i odcinka badawczego przedstawia rys. 1. Sterowanie kotłem odbywało się przez sprzężony z palnikiem sterownik automatyczny. We wszystkich rozpatrzonych przypadkach zachowane były te same ustawienia pracy kotła. W badaniach wykorzystano ceramiczne filtry odlewnicze wytworzone z: SiC, Al₂O₃ oraz SiO₂. Gabaryt płytki odlewniczej wynosił 125 × 125 × 22 mm z gęstością 10 porów/cal.



Rys. 1. Schemat stanowiska laboratoryjnego: 1 – zawór nadmiarowy różnicy ciśnień, 2 – przepływomierz ultradźwiękowy, 4–5 – pompa obiegowa, 6 – wentylatorowa chłodnia wody, 7 – zawór termostatyczny, T1 – czujnik wody wychodzącej z kotła, T2 – czujnik wody powrotnej kotła, P1 – miejsce montażu sondy analizatora spalin, P2 – miejsce montażu pyłomierza

Przeprowadzone badania zostały podzielone na dwa etapy. Poszczególne etapy odbywały się w innych dniach. Pierwszy etap dotyczył badań bez filtrów i z filtrami w komorze popielnika (położenie 1 na rys. 2). Drugi etap polegał na badaniach wpływu lokalizacji płytek w kotle na emisję produktów spalania. Umieszczenie płytek zostało zobrazowane na rys. 2 za pomocą cyfr. Dla każdego przypadku wykonano po kilka pomiarów.



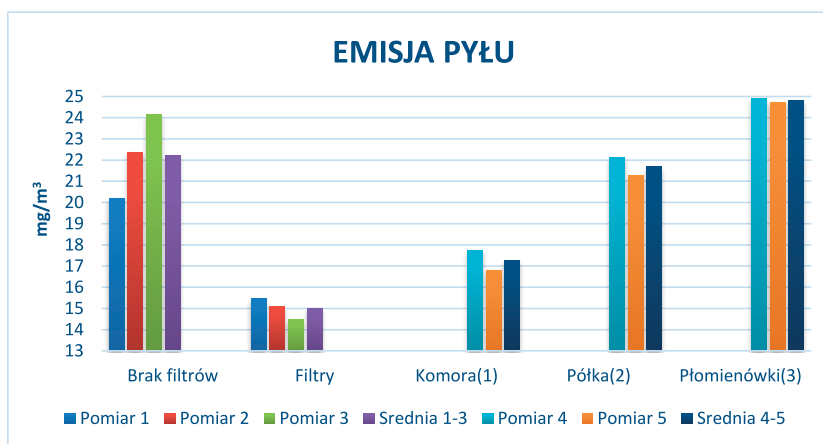
Rys. 2. Przekrój kotła z miejscem położenia filtrów; zdjęcie komory kotła; zdjęcie komory kotła z zamontowanymi filtrami; filtry ceramiczne

3.4. Wyniki

W celu dokładnego i rzetelnego porównania zarejestrowanych danych wszystkie wartości koncentracji produktów spalania zostały przekonwertowane do 10-procentowego udziału tlenu w spalinach. Przeliczenie wykonano zgodnie z wzorem:

$$A = A_{\text{pomiar}} \times \frac{21 - O_2 \text{ oczekiwane}}{21 - O_2 \text{ pomiar}} \quad (1)$$

Uzyskane wyniki emisji przedstawiono na rys. 3 oraz w tabeli 2.



Rys. 3. Emisja pyłu kotła Klimosz Frontal w zależności położenia filtrów ceramicznych

Zastosowanie filtrów ceramicznych w komorze kotła redukuje gęstość pyłów w gazach wylotowych z kotła, co widać na rys. 3. W przypadku pomiarów oznaczonych jako „brak filtrów” każdy kolejny pomiar wykazywał wzrost emisji pyłu. Sytuacja ta mogła być spowodowana złym doborem ustawień sterownika – nieodpowiednim stosunkiem powietrza do paliwa. Zupełnie odwrotną tendencję wykazały pomiary pyłu („filtry”) w kotle z ceramiką porowatą. Z każdą kolejną próbą emisje pyłu nieznacznie malały. Powodem tej sytuacji może być fakt nagrzewania się filtrów ceramicznych. Przeprowadzone doświadczenie wykazało, że średnia wartość pyłów została zredukowana z 22,24 mg/m³ („brak filtrów”) do 15,01 mg/m³, co oznacza zmniejszenie emisji o ponad 32 punkty procentowe. Badania wykazały też, że umiejscowienie

filtrów w kotle ma ogromne znaczenie. Zbyt dalekie ułożenie („półka (2)”, „płomieniówki (3)”) zmienia istotę działania filtra ceramicznego. W takim przypadku filtr działa tylko jak przegroda mechaniczna, zamiast jako dodatkowy katalizator dopalający pyły. Wraz ze wzrostem odległości od źródła ciepła zanotowano wzrost emisji pyłu.

Tabela 2. Uzyskane emisje gazów w odniesieniu do 10% O₂

Parametr	Brak filtrów	Filtry	Komorą (1)	Półka (2)	Płomieniówki (3)	Jednostka
CO	69,23	67,03	71,57	48,15	38,11	ppm
NO _x	31,47	68,75	74,07	67,89	67,83	ppm
Temp. spalin	114,47	104,55	108,10	117,16	116,26	°C

Analizując dane z tabeli 2 w relacji „brak filtrów” – „filtry”, można dostrzec ponad dwukrotny wzrost emisji tlenków azotu oraz spadek temperatury spalin. Nagrzewające się elementy ceramiczne w komorze kotła spowodowały wzrost temperatury w jej wnętrzu, co odbiło się na emisji NO_x. Taką samą zależność widać w przypadku oddalania filtrów ceramicznych od komory z palnikiem na wyższe partie wymiennika. Zupełnie inne wyniki uzyskano, porównując emisję CO. W relacji „brak filtrów” – „filtry” emisja CO pozostała na zbliżonym poziomie. Spadek emisji CO był zauważalny dopiero podczas zmiany położenia filtrów w kotle („półka (2)”, „płomieniówki (3)”).

Podsumowanie

Przeprowadzone doświadczenia przyniosły wyniki zbliżone do rezultatów Rico i in. [1]. Bardzo istotne jest jednak odpowiednie ulokowanie ceramiki w kotle, co wykazały badania. Ceramiczne filtry odlewnicze mogą być świetną alternatywą dla innych metod poprawy emisyjności kotła centralnego ogrzewania. Ogromną przewagą płytek nad powszechnie stosowanymi cyklonami oraz elektrofiltrami stanowią brak ingerencji w konstrukcję kotła oraz niski koszt. Wprowadzenie takiego rozwiązania do obecnych kotłów z podwyższoną emisją pyłu dostosuje te konstrukcje do aktualnych wymogów programów niskoemisyjnych. Nasuwa się jednak pytanie o trwałość tego rozwiązania. Podczas kilkudziesięciu godzin testów nie zauważono żadnych ubytków materiałowych i deformacji płytek. Nie zaobserwowano również problemów z drożnością przepływu gazów przez ceramikę. Z pewnością kilkugodzinny czas użytkowania płytki był zbyt krótki, aby nadmierne ilości cząstek ciał stałych mogły się osadzić w porach płytki. Obecnie realizowany jest kolejny cykl badań, który ma na celu określenie wytrzymałości oraz czasu drożności płytek w biomasowym kotle centralnego ogrzewania.

Podziękowania

Badania uzyskały wsparcie w ramach VI edycji Programu Ministerstwa Edukacji i Nauki pt. „Doktorat wdrożeniowy” – DWD/6/0429/2022.

Literatura

- [1] Rico J.J. et al. PM reduction and flame confinement in biomass combustion using a porous inert material. *Fuel* 2020; 280: 118496.
- [2] Regueiro A. et al. Effect on the burning rate and emission in a underfeed fixed-bed biomass combustor. *Energies* 2016; 9: 940.
- [3] www.klimosz.pl/kotly-na-pelet/frontal.php.

Modelowanie komory spalania hybrydowego silnika raketowego

Izabela Wardach-Święcicka, Dariusz Kardaś

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

e-mail: izabela.wardach@imp.gda.pl; dariusz.kardas@imp.gda.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono quasi-stacjonarny model matematyczny komory spalania hybrydowego silnika raketowego. Model bazuje na stacjonarnych równaniach bilansowych, uwzględniających zmienne w czasie parametry wejściowe. Umożliwia on szybkie oszacowanie zmienności parametrów takich, jak ciśnienie, prędkość czy temperatura gazów wewnątrz komory podczas pracy silnika. Ponadto założenie globalnej reakcji utleniania parafiny w podtlenku azotu pozwala na wyznaczenie składu gazów wylotowych. Wyniki symulacji są zbieżne z danymi numerycznymi innych badaczy dostępnymi w literaturze przedmiotu.

Słowa kluczowe: rakietka hybrydowa, modelowanie matematyczne, utlenianie, parafina, podtlenek azotu

1. Wprowadzenie

Konwencjonalne paliwa raketowe to paliwa płynne lub stałe. Obecnie coraz więcej prac w literaturze lotniczej dotyczy eksperymentalnych i teoretycznych badań nad możliwością poprawy efektywności i obniżenia kosztów lotów raketowych poprzez zastosowanie systemów hybrydowych, w których paliwo i utleniacz występują w dwóch różnych fazach (stała i ciekała) [1–4]. Podstawowymi kryteriami zastosowania tego typu napędu raketowego są prostota samego układu i związane z tym niższe koszty oraz bezpieczeństwo eksploatacji całego urządzenia. O przewadze silników hybrydowych nad silnikami na paliwo stałe stanowią łatwiejsza regulacja pracy, łatwiejszy transport i bezpieczniejsze przechowywanie niewybuchowego paliwa. Wadą natomiast jest mniejszy ciąg spowodowany słabszym mieszanym produktów spalania.

Celem pracy jest przedstawienie metody numerycznego modelowania komory spalania hybrydowego silnika raketowego jako prostego narzędzia do wstępnego etapu projektowania, poprawiającego efektywność i jakość procesu spalania paliwa w silniku raketowym podczas lotu.

2. Model matematyczny

Ogólnym założeniem modelu jest to, że dla każdego kroku czasowego symulowanego procesu lotu zjawiska zachodzące w komorze spalania traktowane są stacjonarnie. Z uwagi na prostotę budowy silnika raketowego (rura wypełniona zarówno po stronie zewnętrznej, jak i w rdzeniu paliwem stałym) model matematyczny można uprościć do przypadku jednowymiarowego, w którym uprzywilejowanym kierunkiem jest kierunek przepływu gazów wzdłuż rakiety. Model ten bazuje zatem na jednowymiarowych równaniach bilansu masy, pędu i energii gazów [5]:

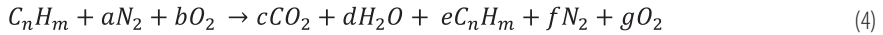
$$\frac{1}{A} \frac{d}{dz} (\rho w A) = \dot{\Omega} \quad (1)$$

$$\frac{1}{v_A} \frac{d}{dz} (\rho w w A) + \frac{dp}{dz} = -\tau_w \frac{C}{A} + \rho g \quad (2)$$

$$\frac{1}{A} \frac{d}{dz} (\rho w u A) = -\frac{p}{A} \frac{d(wA)}{dz} + \dot{q}_{rad} \frac{C}{A} + \tau_w \frac{C}{A} w + \dot{Q}_{v,comb} \quad (3)$$

gdzie ρ jest gęstością gazów [m^3/kg], w ich prędkością [m/s], p ciśnieniem [Pa], u energią wewnętrzną właściwą [J/kg], z położeniem wzdłuż przepływu [m], A polem przekroju poprzecznego komory [m^2], C obwodem zwilżonym [m], τ_w stratą ciśnienia na skutek tarcia [Pa], g przyspieszeniem ziemskim [m^2/s], $\dot{Q}_{v,comb}$ objętościowym strumieniem ciepła dostarczonemu do układu na skutek spalania [W/m^3].

Przejście fazowe ciało stałe–gaz modelowane jest za pomocą członu źródłowego $\dot{\Omega} = f(\dot{m}_{ox})$ [kg/m³s], zdefiniowanego tzw. funkcją regresji ubytku masy paliwa stałego na skutek reakcji z utleniaczem [6]. Na podstawie wcześniejszych prac [7, 8] można przyjąć, że po opuszczeniu zbiornika dwufazowa mieszanina (ciecz–para) utleniacza w postaci podtlenu azotu rozpręża się i finalnie wpływa do komory spalania w postaci gazowej. W związku z tym reakcję utleniania parafiny (gaz) w atmosferze N₂O (gaz) można zapisać jako:



przy czym dla uproszczenia zakłada się, że zachodzi ona natychmiastowo, tzn. w obliczeniach nie uwzględnia się kinetyki reakcji chemicznej. Ciepło dostarczone do komory na skutek utleniania wyznacza się na podstawie funkcji regresji ubytku paliwa jako:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{fuel} h_{comb} \quad (5)$$

przy czym entalpia spalania paliwa stałego wynosi tutaj $h_{comb} = 42$ MJ/kg. Analizując układ pod względem chemicznym, uwzględnia się dodatkowo bilanse masy poszczególnych składników:

$$\frac{1}{A} \frac{d}{dz} (\rho w A Y_k) = \dot{\Omega}_k, \quad \dot{\Omega} = \sum_{k=1}^{ns} \dot{\Omega}_k \quad (6)$$

gdzie Y_k jest udziałem masowym k -tego składnika w mieszaninie, ns jest liczbą rozważanych składników chemicznych. Człony źródłowe dla poszczególnych składników $\dot{\Omega}_k$ wyznacza się na podstawie globalnej reakcji utleniania parafiny (C₃₀H₆₂). Do wyznaczenia pozostają inne źródła ciepła występujące w równaniu bilansu energii (3). Pomija się ciepło pobierane z zewnątrz, natomiast ciepło tracone na skutek radiacji (\dot{Q}_{rad} [W/m²]) wyznacza się za pomocą wzoru Stefana–Boltzmana [9]:

$$\dot{Q}_{rad} = -\sigma \varepsilon (T^4 - T_{wall}^4) \quad (7)$$

gdzie σ jest stałą Stefana–Boltzmana [W/m²K⁴], ε jest emisyjnością.

Traktując gazy jako gaz doskonały opisany równaniem stanu $\rho = \rho(p, T)$ oraz stosując definicję entalpii właściwej $h = u + p/\rho$ [J/kg], można łatwo przejść z układu równań bilansowych ((1)–(3), (6)) z wektorem niewiadomych $\mathbf{X}^T = [p, T, w, Y_1, \dots, Y_{ns}]$ na układ równań liniowych z niewiadomymi pochodnymi:

$$\mathbf{A} \frac{d\mathbf{X}}{dz} = \mathbf{B} \quad (8)$$

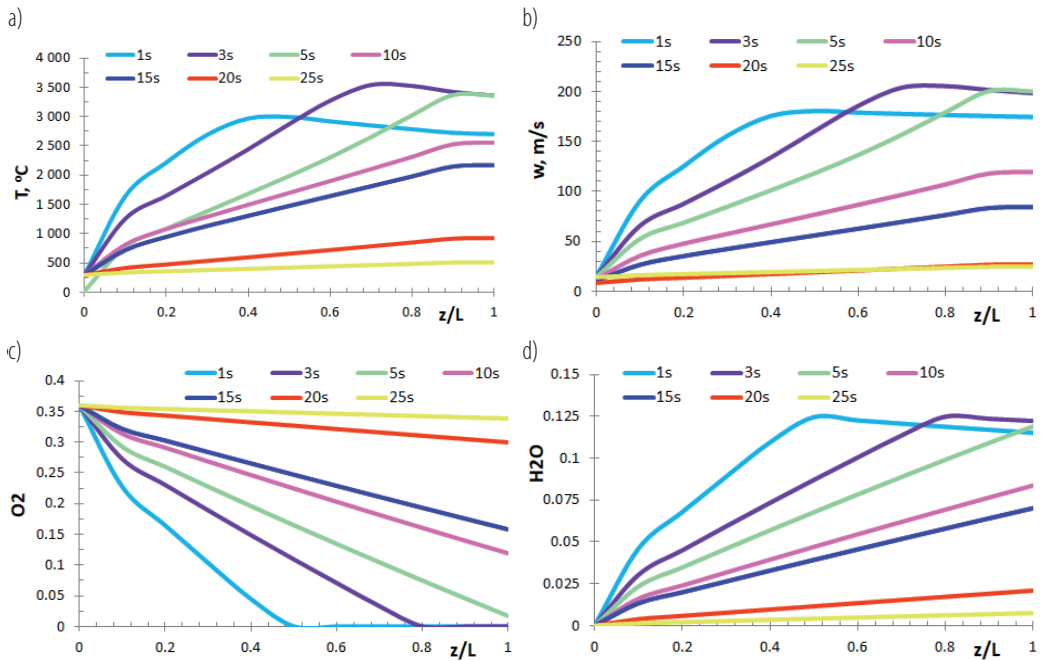
przy czym ciepło tracone na skutek radiacji traktuje się w sposób jawny. Do obliczenia pozostaje wektor niewiadomych \mathbf{X} , który wyznacza się metodą Rungego–Kutty do rozwiązywania układu równań różniczkowych zwyczajnych [10].

Dla zadanych zmieniających się w czasie profili wejściowych prędkości, ciśnienia i temperatury oblicza się rozkład tych parametrów wzdłuż komory spalania. Dodatkowo otrzymuje się rozkład i zmianę w czasie koncentracji związków chemicznych.

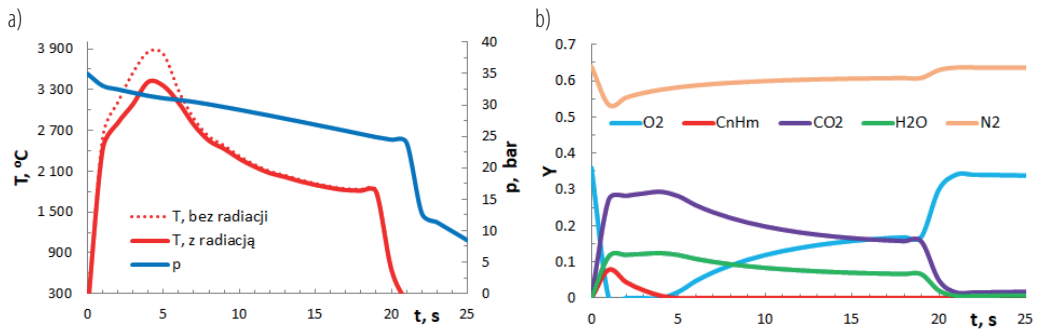
Odpowiednie procedury przygotowano w języku FORTRAN90 i zaimplementowano do własnego kodu numerycznego.

3. Wyniki

Dla zadanych zmieniających się profili ciśnienia i wypływu masy utleniacza ze zbiornika [7, 8] uzyskano rozkład parametrów mieszaniny gazów w komorze spalania. Na rys. 1 przedstawiono zmienność wybranych parametrów w czasie i przestrzeni (wzdłuż osi silnika raketowego). Jak można zauważyć, maksymalna temperatura gazów w komorze wynosi ok. 3500°C i występuje w 3. sekundzie procesu (rys. 1a), w tym też czasie maksymalna prędkość gazów wynosi ok. 200 m/s (rys. 1b). Można zatem, bazując na przyjętych założeniach, przyjąć, że odpowiada to najintensywniejszemu procesowi spalania paliwa raketowego. Objawia się to również w postaci maksymalnej zawartości pary wodnej w spalinach – ok. 12,5% wag. dla 3. sekundy (rys. 1d). Wraz z upływem czasu wartości wspomnianych parametrów się zmniejszają, co wiąże się z wypaleniem rdzenia paliwowego. Zwiększa się natomiast udział tlenu w mieszaninie (rys. 1c), co także potwierdza fakt postępu procesu spalania.



Rys. 1. Rozkład wybranych parametrów w czasie w komorze spalania hybrydowego silnika raketowego: a) temperatura; b) prędkość, c) udział masowy tlenu; d) udział masowy pary wodnej



Rys. 2. Rozkład wybranych parametrów w czasie na wylocie z komory spalania hybrydowego silnika raketowego: a) temperatura i ciśnienie; b) udział masowy poszczególnych składników gazowych

Na rys. 2 przedstawiono zmienność wybranych parametrów w czasie na wylocie z komory spalania. Jak można zauważyć, wprowadzenie do obliczeń nawet najprostszego modelu radiacji obniża temperaturę gazów o ok. 600°C (maks. wartość 3900°C vs 3300°C – rys. 2a). Z rozkładu zarówno temperatury, jak i zawartości poszczególnych składników gazowych (rys. 2b) można wywnioskować, że proces spalania do ok. 5. sekundy jest podstechiometryczny (nadmiar C_nH_m w mieszaninie), w 5. sekundzie jest najintensywniejszy (temperatura jest maksymalna, co wiąże się z procesem okołostechiometrycznym), a po upływie ok. 21 sekund paliwo się wypala, udział O_2 w mieszaninie osiąga zaś wartość początkową.

Uzyskane wyniki są zgodne z wynikami innych autorów analizujących modele bardziej skomplikowane. Uddanti i Crispin [11] stworzyli model 2D rakiety i z wykorzystaniem oprogramowania ANSYS FLUENT uzyskali w obliczeniach stacjonarnych maksymalną temperaturę gazów na poziomie 3400°C przy maksymalnej prędkości mieszanki ok. 200 m/s. Co więcej, te wartości pojawiają się również w obszarze

wylotowym komory. Z kolei Rampazzo i Barato [1] przy podobnych założeniach wykazali maksymalną temperaturę na poziomie 3100°C, a prędkość na poziomie ok. 150 m/s. Warto zaznaczyć, że autorzy korzystali z pełnych modeli przepływu 2D, uwzględniających modelowanie zarówno turbulencji, jak i kinetyki chemicznej przy stacjonarnych warunkach przepływu. Zaproponowany model 1D jest modelem quasi-stacjonarnym, który daje uśrednione parametry zbliżone do wyników innych autorów w znacznie krótszym czasie. Jest to niewątpliwie zaleta stosowania tego typu podejścia.

Podsumowanie

Przedstawiona analiza numeryczna pokazuje, że przyjęte podejście zmniejsza złożoność, a tym samym skraca czas analizy procesu spalania w hybrydowym silniku raketowym. Wybrana metoda numerycznego obliczania parametrów pracy komory spalania może być przydatnym narzędziem na wczesnym etapie projektowania rakiety i pozwala uniknąć czasochłonnych, niestabilnych i pełnowymiarowych szczegółowych obliczeń. W celu poprawy dokładności modelu w przyszłości można rozszerzyć go o bardziej szczegółową kinetykę utleniania parafiny w podtlenku azotu, uwzględniając procesy niepełnego spalania, oraz udoskonalić model obniżania temperatury na skutek radiacji.

Literatura

- [1] Rampazzo A., Barato F. Modeling and CFD simulation of regression rate in hybrid rocket motors. *Fire* 2023; 6: 100.
- [2] Gieras M., Gorgeri A. Numerical modelling of the hybrid rocket engine performance. *Propulsion and Power Research* 2021; 10: 15–22.
- [3] Heeg F. et al. Design and test of a student hybrid rocket engine with an external carbon fiber composite structure. *Aerospace* 2020; 7: 57.
- [4] Chelaru T.V., Mingireanu F. Hybrid rocket engine, theoretical model and experiment. *Acta Astronautica* 2011; 68: 1891–1902.
- [5] Puzyrewski R., Sawicki J. *Podstawy mechaniki płynów i hydrauliki*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2000.
- [6] Chen S. et al. Innovative methods to enhance the combustion properties of solid fuels for hybrid rocket propulsion. *Aerospace* 2019; 6: 47.
- [7] Kardaś D., Szymborski J. Development of a novel model for emptying of a self-pressurising nitrous oxide tank. *Journal of Physics: Conference Series* 2020; 1781: 012001.
- [8] Szymborski J., Kardaś D. Novel model for emptying of a self-pressurised nitrous oxide tank *Archives of Thermodynamics* 2022; 43: 141–173.
- [9] Kalinowski E. *Przekazywanie ciepła i wymienniki*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1995.
- [10] Kosma Z. *Metody numeryczne dla zastosowań inżynierskich*. Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom 1999.
- [11] Uddanti N.S., Crispin, Y. CFD modeling of a hybrid rocket using a generalized one-dimensional model of the flame temperature. *Conference Paper. AIAA Propulsion and Energy 2019 Forum*.

Numerical investigation of temporal variation of ground temperature and coefficient of performance of ground source heat pump with a vertical heat exchanger in a condition of ground regeneration by solar thermal collectors

Michał Wasik, Piotr Łapka, Rafał Galiński

Warsaw University of Technology, Faculty of Power and Aeronautical Engineering, ul. Nowowiejska 21/25, 00-665 Warszawa

e-mail: michal.wasik@pw.edu.pl; piotr.lapka@pw.edu.pl; rafal.galinski.stud@pw.edu.pl

Abstract

The paper presents a numerical investigation of temporal variation of ground temperature and coefficient of performance (COP) of ground source heat pump with vertical heat exchanger. The work of a ground heat pump results in a decrease in local ground temperature. In periods when a heat pump does not operate, especially during the summer, heat inflow to the ground restores local temperature to the undisturbed level. Nevertheless, extensive exploitation or too short heat exchangers may affect energy imbalance and cause a decrease in the ground temperature over the years. The result of lower ground temperature is lower COP and higher cost of heat pump operation. The regeneration of the ground could be performed to minimize this unfavorable effect. The regeneration, i.e., supplying extra heat to the ground, could be realized by solar thermal collectors, which may produce a high amount of heat during summer.

In the paper, a numerical simulation of the four vertical ground heat exchangers (100 m each) connected with the heat pump delivering heat to the house was conducted. The simulations were performed for several years of the system's operation. Cases without regeneration and with six solar thermal collectors supplying heat to the ground were analyzed. The in-house models, i.e., ground heat exchanger and solar thermal collector, were used to carry out simulations. COP of the heat pump was calculated by a fitting curve to the data supplied by the manufacturer. COP was a function of ground temperature.

The results showed the impact of the heat pump on the ground energy balance, which resulted in a decrease in ground temperature and seasonal COP (SCOP) over the years. The regeneration occurred to be insufficient, so ground temperature and SCOP also decreased, but the decrease was slighter than in the case without regeneration.

Keywords: vertical ground heat exchanger, heat pump, solar collectors, ground regeneration, numerical modeling

1. Introduction

Climate changes and rising energy prices in Europe turn society and politics into transforming power systems to renewable energy sources. Part of the transformation is the change to eco-friendly house heating systems, e.g., heat pumps that may utilize heat from the ground. The ground source heat pump operation is connected with heat imbalance in the ground, i.e., more heat is usually extracted by the heat pump than supplied from the surrounding ground. The imbalance leads to a decrease in annual average ground temperature and COP [1, 2]. Methods preventing and minimizing this adverse imbalance could be divided into solutions related to the modification of the ground exchanger, system, or operation [3].

One of the promising system modifications is the cooperation of solar thermal collectors with heat pumps. Transferring heat from solar thermal collectors into the ground, especially during summertime, is one of the ways of ground regeneration. The regeneration could prevent a decrease in average ground temperature and even increase the temperature in specific cases [4].

The paper simulated the change in the ground temperature over 20 years of heat pump operation by applying meteorological conditions in Warsaw (Poland). The impact of heat regeneration by solar thermal collectors on the ground temperature and seasonal COP (SCOP) was analyzed. The potential of energy saving due to regeneration was evaluated.

2. Concept description

A considered system consisting of four ground heat exchangers, a heat pump, six solar thermal collectors, and a house (Fig. 1). During the heating period (Fig. 1a) heat pump takes energy from the ground and supplies heat to the house. In the warm (i.e., not heating) period heat pump is switched off, and the collectors regenerate the ground (Fig. 1b). The heating season was assumed from the beginning of October to the end of April. Moreover, it was assumed that the heat pump starts operating when the outside temperature drops below $2,1^{\circ}\text{C}$. Solar thermal collectors can only supply heat at a temperature higher than the ground one; otherwise, they do not work. The location of the house was assumed to be Warsaw; hence the meteorological data was taken for Warsaw [5]. Two cases were computed, i.e., with and without regeneration.

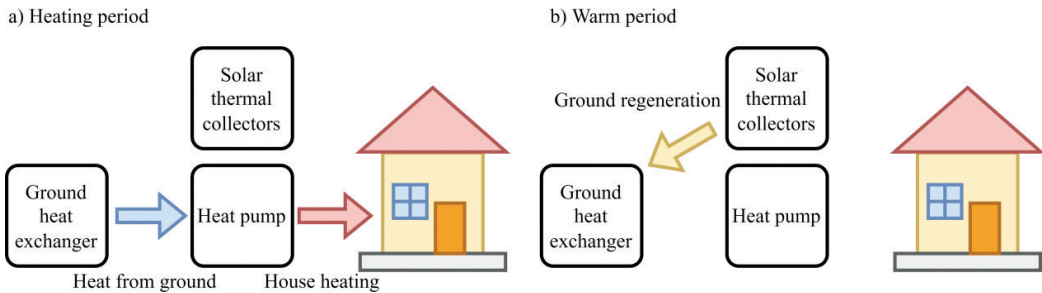


Fig. 1. The schematic of the analyzed system: a) during the heating period; b) during the warm period (no heating)

3. Computational model

The considered system was modeled using combined models of the ground heat exchanger, solar thermal collector, and heat pump. The heat demand of the house was assumed constant (about 13 MWh per year) and was not calculated separately. Models of the components were implemented in the in-house code in C language and were solved numerically by iterative, time marching method, with time discretization of 1 hour.

3.1. Ground heat exchanger

The ground heat exchanger was modeled by two combined transient models: a 1D model for heat transfer and fluid flow along the U-tube (heat exchanger) and a 3D heat conduction model in the ground. The thermal interactions (resistances) between tubes, tubes-ground, and fluid-tube wall were accounted for to connect the 1D model with the 3D one.

3.2. Solar thermal collector

The flat plate solar thermal collector model was described by Wasik et al. [6]. The model of solar thermal collector is based on the Hottel–Whillier–Bliss formula [6, 7]. The calculations of the heat loss coefficient considered heat radiation and convection between the plate and the collector's glass and radiation and convection from the glass [6, 7]. The convection from the bottom and sides of the collector was neglected. Only heat conduction through the insulation was considered [6].

3.3. Heat pump

The heat pump's upper heat source was assumed to be at a constant temperature of 35°C . COP and electrical power as a function of lower heat source temperature modeled the heat pump operation. The function was assumed as a square polynomial whose coefficients were found based on producer characteristics (i.e., for Vitocal 222-G type BWT 221.B06 heat pump [8]).

4. Results

The average ground temperature at 10 and 100 m depth (end of the heat exchanger) was monitored (Fig. 2). The temperature in both depths decreased below undisturbed ground temperature (approx. 9°C) due to heat pump operation and stabilized at a yearly average 4,1 and 6,5°C at 10 and 100 m depth, respectively for the case without regeneration and at 6,6 and 7,6°C at 10 and 100 m depth, respectively for the case with regeneration. The level of the temperature decrease was similar to the reported in the literature (about 3°C) [1]. The yearly average ground temperature at 10 m was lower than at 100 m depth. The annual amplitude of the ground temperature was higher at 10 than at 100 m depth (Fig. 2). The ground temperature in each year was the highest at the beginning of the heating period when the heat pump had not started. Moreover, the yearly maximum temperature was higher than the undisturbed temperature only in the regeneration case for 10 m depth (Fig. 2a). It is the combined effect of regeneration, i.e., a higher temperature difference between the fluid (in the tube) and ground at the beginning of the heat exchanger, and impact of meteorological conditions, i.e., shorter distance to the surface. Nevertheless, the regeneration allowed for increasing ground temperature, especially at the top part of the ground during summertime, and storing thermal energy for later utilization.

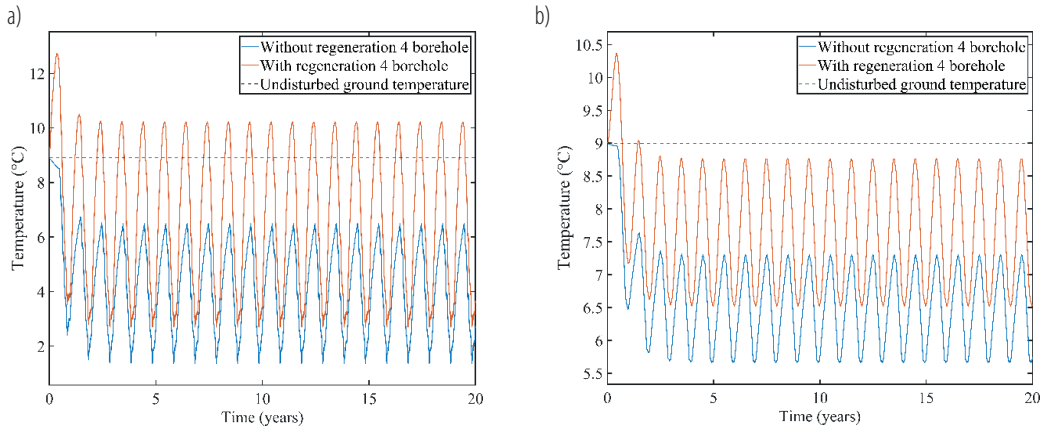


Fig. 2. Temporal variation of ground temperature at the depth of a) 10 m and b) 100 m

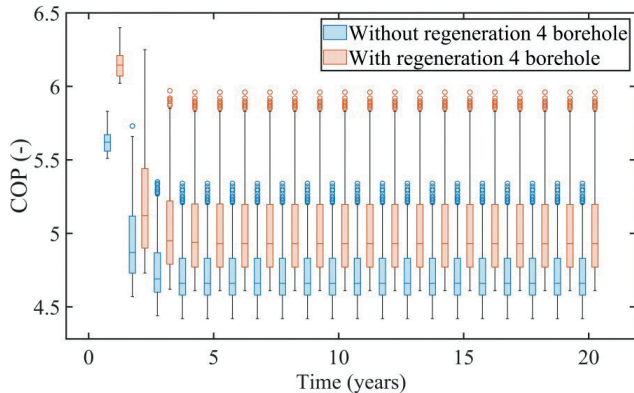


Fig. 3. Box charts of COP in each year of simulation

COP of the heat pump changed over the years due to ground temperature changes and stabilized after about five years (Fig. 3). The maximum values of COPs were archived at the beginning of heating periods due to the highest yearly temperature. The average value of yearly

COP (SCOP) was 4,72 and 5,02 for cases without and with regeneration, respectively. Worth noticing is the fact that the minimum yearly COP for regeneration cases is slightly lower (4,61) than SCOP (4,71) for cases without regeneration (Fig. 3).

The yearly energy consumption by the heat pump was about 2760 kWh and 2590 kWh for cases without and with regeneration, which resulted in a relative difference of 6%.

Conclusion

The ground temperature decreased over the years due to heat pump operation and affected COP. The regeneration of the ground by solar thermal collectors reduced this temperature decrease. In analyzed cases, the regeneration was not sufficient to prevent the temperature decrease. But the regeneration reduced heat pump energy consumption by about 6% due to higher SCOP. However, the saving potential could be nonsufficient to cover the investment costs of solar thermal collectors installation.

On the other hand, collectors installation could also work for house heating or domestic hot water increasing cost-effectiveness. The regeneration also could reduce the investment cost of ground heat exchangers, i.e., due to the increase in average ground temperature, shorter exchangers could be applied. However, the paper did not analyze the number of thermal collectors and length of the heat exchanger, which will be considered in future work.

Literature

- [1] Xi C. et al. Long term operation of a solar assisted ground coupled heat pump system for space heating and domestic hot water. *Energy Build.* 2011; 43: 1835–1844.
- [2] Retkowski W. et al. Evaluation of different heat extraction strategies for shallow vertical ground-source heat pump systems. *Appl. Energy* 2015; 149: 259–271.
- [3] You T. et al. An overview of the problems and solutions of soil thermal imbalance of ground-coupled heat pumps in cold regions. *Appl. Energy* 2016; 177: 515–536.
- [4] Georgiev A. et al. Investigation of a hybrid system with ground source heat pump and solar collectors: charging of thermal storages and space heating. *Renew. Energy* 2020; 147: 2774–2790.
- [5] Typowe lata meteorologiczne i statystyczne dane klimatyczne do obliczeń energetycznych budynków; <https://www.gov.pl/web/archiwum-inwestycje-rozwoj/dane-do-obliczen-energetycznych-budynkow> (accessed September 20, 2022).
- [6] Wasik M. et al. Mathematical model of flat plate solar thermal collector and its validation. *E3S Web Conf.* 2018; 70: 01019.
- [7] Duffie J.A., Beckman W.A. *Solar engineering of thermal processes.* Wiley 1982.
- [8] Viessmann, Dane techniczne VITOCAL, 2019.