

**XXXV Jubileuszowy Zjazd
Termodynamików**

11–14 września 2023 r., Gdańsk

Książka referatów

Gdańsk 2023

PRZEWODNICZĄCY KOMITETU REDAKCYJNEGO
WYDAWNICTWA POLITECHNIKI GDAŃSKIEJ

Dariusz Mikielwicz

SKŁAD I PROJEKT OKŁADKI

Ireneusz Jelonek

Prace zrecenzowane przez członków
Komitetu naukowego i Komitetu programowego

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Gdańskiej

Utwór nie może być powielany i rozpowszechniany, w jakiegokolwiek formie
i w jakiegokolwiek sposób, bez pisemnej zgody wydawcy.

© Copyright by Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej,
Gdańsk 2023

ISBN 978-83-7348-895-3

Spis treści

Komitet naukowy	9
Komitet programowy	10
Komitet organizacyjny	11
Andrzejczyk Rafał, Rogowski Michał Badania teoretyczne i eksperymentalne topnienia oleju kokosowego z zastosowaniem metodologii pomiaru zmiany zawartości fazy opartej na analizie obrazu	13
Andrzejczyk Rafał, Saqib Muhammad Modelowanie analityczne frontu międzyfazowego podczas krzepnięcia materiału zmiennofazowego RT18HC przy użyciu algorytmów uczenia maszynowego	17
Badyda Krzysztof, Harutyanyan Artur, Wołowicz Marcin Analiza możliwości repoweringu bloków siłowni parowych z wykorzystaniem turbin gazowych	21
Bańkowski Michał, Wiśniewski Sławomir Analiza efektywności pracy binarnej siłowni ORC z zeotropowym czynnikiem organicznym	25
Borcuch Marcin, Milaniak Marek, Pięta Kamil Analiza numeryczna i eksperymentalna akumulatora chłodu wykorzystującego zjawiska przemian fazowych	29
Brodzik Łukasz Rozkład temperatury gazu w parownicy silnika turbodoładowanego GTM400	33
Bury Tomasz, Hanuszkiewicz-Drapała Małgorzata Intensyfikacja transportu ciepła w wymienniku krzyżowoprądowym poprzez sterowanie dopływem powietrza	36
Butrymowicz Dariusz Postępy w chłodnictwie i technice niskich temperatur	40
Chmielarczyk Kamil, Młynarczyk Przemysław Innowacyjna metoda tłumienia pulsacji ciśnienia i drgań w instalacji sprężarek wyporowych	44
Chwieduk Dorota Osiedla dodatnie energetycznie – możliwości realizacji w kraju	48
Cieślakiewicz Łukasz, Dietrich Fabian, Latko-Durałek Paulina, Sałasińska Kamila, Durałek Paweł, Boczkowska Anna, Łapka Piotr Badanie jednorodności cieplnej kompozytów z wykorzystaniem termografii w podczewieni	52
Ciupek Bartosz Wpływ doprowadzenia wodnego roztworu mocznika do procesu spalania kotła grzewczego na paliwa stałe na emisję substancji szkodliwych	56
Cyklis Piotr Procesy sorpcyjne w obiegach lewobieźnych – problemy i możliwości	60
Dadas Norbert, Pastuszko Robert, Kaniowski Robert Wrzenie na powierzchni z minikanalami wypełnionymi częściowo pianą miedzianą	64
Dietrich Fabian, Cieślakiewicz Łukasz, Furmański Piotr, Łapka Piotr Eksperymentalne badanie potencjału stężonych roztworów NaCl do wykorzystania w procesie ciśnieniowo powstrzymywanej osmozy	68
Domarński Roman Modularne reaktory jądrowe – stan wiedzy i perspektywy	72
Duda Piotr, Konieczny Mariusz Identyfikacja stanu ciepło-wytrzymałościowego w elemencie ciśnieniowym o złożonej geometrii	76
Dutkowski Krzysztof, Kruzel Marcin, Kochanowska Martyna Badania eksperymentalne wpływu stanu skupienia materiału zmiennofazowego w mikrokapsułce na krytyczną liczbę Reynoldsa w przepływie zawiesiny	80
Fabrykiewicz Maciej, Cieśliński Janusz T. Badania eksperymentalne magazynowania energii cieplnej z zastosowaniem nanoPCM	84

Gagan Jerzy, Pawluczuk Andrzej, Łukaszuk Michał, Śmierciew Kamil, Butrymowicz Dariusz, Madej Marek, Mastrowski Mikołaj Badania chłodniczych układów strumienicowych pracujących w warunkach przemysłowych	88
Gluch Stanisław, Mikieliewicz Dariusz Modelowanie wymiany ciepła podczas kondensacji czynników naturalnych w przepływie w warunkach podwyższonego ciśnienia nasycenia	92
Gołębiewski Michał, Galant-Gołębiewska Marta Studium adaptacji alternatywnych systemów zasilania w energię dla obiektów przemysłowych	96
Gurgul Sebastian, Fornalik-Wajs Elżbieta Numerical benchmark-like analysis of round impinging jet – summary	100
Homa Dorota, Kosman Wojciech, Bartela Łukasz Współpraca wyspy turbinowej z reaktorem jądrowym czwartej generacji	104
Hożejowska Sylwia, Piasecka Magdalena, Wołak Wojciech Badanie wymiany ciepła i oporów przepływu przy wrzeniu proekologicznych czynników w minikanalach	108
Janusz Szymon, Borcuch Marcin, Cyklis Piotr Badanie wpływu wybranych parametrów geometrii złoża na procesy adsorpcji i desorpcji w urządzeniach chłodniczych przy użyciu symulacji numerycznej	112
Janusz Szymon, Borcuch Marcin, Cyklis Piotr Symulacja procesu adsorpcji z użyciem programu FLUENT	116
Janusz Szymon, Cyklis Piotr, Borcuch Marcin Badanie procesów adsorpcji i desorpcji za pomocą autorskiego stanowiska eksperymentalnego	120
Jerzak Wojciech, Magdziarz Aneta Piroliza zużytych opon – analiza wybranych problemów badawczych	124
Kaczmarek Dominika, Hałon Tomasz, Szulc Piotr, Zajączkowski Bartosz Numerical investigation of pool boiling on flat surface in atmospheric and subatmospheric pressure	128
Kaniowski Robert Wrzenie wody na powierzchniach miedzianych z mikrokanalami pochylonymi	132
Kaniowski Robert, Pastuszko Robert, Dadas Norbert Wizualizacja wrzenia FC-72 na miedzianych mikrokanalach otwartych	136
Kardaś Dariusz, Rusanov Andrij, Polesek-Karczewska Sylwia, Rusanov Roman, Wardach-Święcicka Izabela, Turzyński Tomasz Optymalizacja warunków pracy małego układu kogeneracji ciepła i prądu z piecem powietrznym i turbiną gazową	140
Kijo-Kleczkowska Agnieszka, Gnatowski Adam, Gajek Marcin, Szumera Magdalena, Knaś Krzysztof Badania termiczne wybranych odpadów tworzyw sztucznych, węgla i biomasy	144
Kindracki Jan, Siatkowski Stanisław, Wacko Krzysztof Biogaz jako niskoemisyjne, alternatywne źródło energii – badania wielkości komórki detonacji mieszanin biogaz–tlen	148
Kindracki Jan, Wacko Krzysztof, Chmielarek Michał, Mężyk Łukasz, Woźniak Przemysław, Kozłowska Sylwia, Kołodziej Maciej Przesiewowe badania eksperymentalne stałych materiałów pędnych pod kątem zastosowania w małych silnikach rakietowych	152
Klugmann-Radziemska Ewa Spadek sprawności modułu fotowoltaicznego wskutek wzrostu temperatury ogniw oraz osadzania się zanieczyszczeń na powierzchni pokrycia przedniego modułu fotowoltaicznego	156
Kobyłecki Rafał, Zarzycki Robert, Damasiewicz Mariusz Kontrola erozji w układzie CFB poprzez dobór materiału sypkiego	160
Kotowicz Janusz, Szykowska Kamila Analiza różnych aspektów energetycznego wykorzystania zielonego wodoru	163
Koulali Aimad, Ziółkowski Paweł, Radomski Piotr, De Sio Luciano, Zieliński Jacek, Mikieliewicz Dariusz Single-phase CFD approach for investigating bacterial inactivation and heat transfer in a microchamber	167
Kuczyński Waldemar, Borowska Anna Analiza egergetyczna hybrydowych układów wykorzystujących systemy fotowoltaiczne i pompy ciepła	171
Kuczyński Waldemar, Chliszcz Katarzyna Badanie procesu skraplania izomerów R1234 w kompaktowych wymiennikach ciepła wytworzonych metodą wydruku 3D z proszków metali	175

Kuś Tomasz, Madejski Paweł	
Numeryczne badania procesów ciepło-przepływowych w skraplaczu strumienicowym dla wybranych parametrów geometrycznych	179
Kwapisz Elżbieta, Fornalik-Wajs Elżbieta	
Numerical analysis of energy transfer in the human eye as a result of electro-magnetic radiation exposure	183
Lepszy Sebastian, Rulik Sebastian, Jędrzejewski Julian	
Uproszczony model matematyczny z określeniem zakresów warunków brzegowych parametrów ogniwa paliwowego	187
Maciejewska Beata, Piasecka Magdalena	
Wyznaczanie współczynnika przejmowania ciepła podczas przepływu płynu HFE-7200 przez układ minikanalów poziomych z wykorzystaniem funkcji Trefftza	191
Madejski Paweł, Karch Michał	
Wykorzystanie metod optycznych w badaniach zjawisk przepływowych w strumienicy dwufazowej	195
Madejski Paweł, Subramanian Navaneethan, Banaś Marian, Różycki Sławomir, Turlej Tymoteusz	
Koncepcja układu energetycznego o ujemnej emisji CO ₂ integrującego elektrociepłownię gazowo-parową z instalacją zgazowania biomasy i instalacją wychwytu CO ₂	199
Magdziarz Aneta, Kozirski Janusz, Mlonka-Mędrala Agata, Jerzak Wojciech	
Analiza energetycznego i materiałowego potencjału biowęgla otrzymanych w procesie pirolizy biomasy odpadowej	203
Matysko Robert	
NH ₃ -H ₂ O absorption refrigeration systems	207
Mikielewicz Dariusz	
Dyssypacja energii w modelowaniu przepływów konwekcyjnych	211
Mikielewicz Jarosław, Mikielewicz Dariusz	
Wpływ termodynamiki na rozwój techniki i nauki	215
Mikos-Nuszkiewicz Natalia, Furmański Piotr	
Numerical modelling of the low-temperature thermochemical energy storage reactor using salt hydrates – analysis of the charging and discharging processes	219
Mosdorf Romuald, Rafałko Gabriela, Zaborowska Iwona	
Analiza złożoności dynamiki przepływów dwufazowych	223
Mrózek Michał, Wajs Jan	
Modułowy, hybrydowy węzeł cieplny	227
Nowakowska Aleksandra, Ziegler Bartosz	
Porównanie strat ciśnienia przy zastosowaniu parametrów płynu newtonowskiego i nienewtonowskiego w przepływie przez kanał okrągły	231
Ochmann Jakub, Bartela Łukasz	
Eksperymentalno-numeryczna analiza cyklu pracy systemu magazynowania ciepła w złożu skalnym	235
Ochmann Jakub, Łukowicz Henryk, Bartela Łukasz	
Analiza wpływu parametrów pracy zespołu turbiny parowej determinowanych przez warunki lokalizacyjne na jej charakterystyki pracy	239
Ostrowski Ziemowit	
Dydaktyka przedmiotów (nie tylko) związanych z techniką cieplną – gdzie jesteśmy teraz i czy jest coś ciekawszego niż tradycyjny styl nauczania? ...	243
Panowski Marcin	
Zastosowanie OZE do zabezpieczenia produkcji kielków warzywnych o podwyższonych parametrach jakościowych doświetlanych światłem LED	247
Pawińska Anna, Grabowski Mirosław, Hożejowska Sylwia, Poniewski Mieczysław E.	
Metoda Trefftza w wymianie ciepła przy wrzeniu w przepływie przez prostokątny minikanal	251
Pawłowski Mateusz, Gagan Jerzy	
Analiza pracy pośredniego propanowego układu chłodniczego wyposażonego w pętlę cyrkulacyjną z dwutlenkiem węgla	255
Petronella Francesca, de Biase Daniela, Zaccagnini Federica, Sforza Maria Laura, Avitabile Arianna, De Sio Luciano	
Gold nanoparticles for photothermal water disinfection	259
Piasecka Magdalena	
Wybrane zagadnienia towarzyszące wrzeniu podczas przepływu przez minikanaly o przekroju prostokątnym	263

Piasecka Magdalena, Strąk Kinga	
Badania wymiany ciepła przy wrzeniu podczas przepływu płynu FC-770 przez zespół minikanalów o różnej orientacji przestrzennej	267
Piątkowski Piotr	
Analiza i badania efektywności ruchu samochodu bateryjno-elektrycznego oraz zasilanego wodorem w odniesieniu do rzeczywistych warunków ruchu	271
Pleskacz Łukasz, Fornalik-Wajs Elżbieta	
On the Nusselt number correlation for weakly magnetic fluids in the strong magnetic field: a numerical study	275
Polesek-Karczewska Sylwia, Kardaś Dariusz	
Aspekty numerycznego modelowania procesów transportu w granularnych ośrodkach reaktywnych z relaksacyjnym opisem przepływu ciepła	279
Pysz Michał, Mikielawicz Dariusz	
Wpływ ciśnienia zredukowanego na wrzenie w przepływie niskowrzącego czynnika roboczego R1233zd(E)	283
Pysz Michał, Rulliere Romuald, Revellin Rémi, Mikielawicz Dariusz	
Badania eksperymentalne i analiza struktur przepływu przy wrzeniu w przepływie czynnika R1234ze w warunkach podwyższonego ciśnienia zredukowanego	287
Rafałko Gabriela, Mosdorf Romuald, Grzybowski Hubert, Dzienis Paweł, Górski Grzegorz	
Zastosowanie entropii wieloskalowej w badaniach złożoności przepływów dwufazowych	291
Rosko Aleksandra, Fornalik-Wajs Elżbieta	
Proposal of the Nusselt number correlation to predict thermal effect of Ag and CuO nanofluids thermo-magnetic convection	295
Rutczyk Bartłomiej, Szczygieł Ireneusz, Buliński Zbigniew	
Experimental investigation of internal heat transfer in Stirling engine heat exchangers	299
Ryfa Arkadiusz	
Przychodzi klient . . . czyli realizacja nauczania termodynamiki i wymiany ciepła przez praktykę	303
Ryfa Arkadiusz, Ostrowski Ziemowit, Śladek Sławomir, Melka Bartłomiej, Klimanek Adam, Czarnowska Lucyna, Widuch Agata, Nowak Andrzej J., Morkisz Paweł, Myöhänen Kari, Ritvanen Jouni, Kettunen Ari, Klajny Marcin, Budnik Michał, Adamczyk Wojciech P.	
Cyfrowy bliźniak kotła CFB bloku energetycznego Elektrowni Łagisza oraz jego model zredukowany w predykcyjno-preskrypcyjnym modułowym systemie sterowania pracą bloku	307
Sikora Małgorzata, Bohdal Tadeusz, Witczak Stanisław, Ligus Grzegorz	
Mapy struktur w przepływach wielofazowych	311
Sinek Aleksander, Mesek Mateusz, Rojczyk Marek, Juszczyk Jan, Adamczyk Wojciech P., Sturdy Jacob, Melka Bartłomiej, Golda Adam, Nowok Michał, Ostrowski Ziemowit, Białecki Ryszard	
Pomiary przemieszczeń ścian fantomu tętnic podczas cyklu sercowego za pomocą ultradźwięków	315
StąsiekJan	
LCT wspierane przez PIV i DII jako nowoczesne i unikatowe narzędzie do badań i diagnostyki naukowo-technicznej i biomedycznej	319
Subramanian Navaneethan, Madejski Paweł	
Carbon dioxide capture in large-scale CCGT power plant from flue gases obtained from various fuel mixtures	323
Szaflik Władysław	
Wpływ parametrów ściany z barierą termiczną na sprawność bariery	327
Szczygieł Ireneusz, Buliński Zbigniew, Rutczyk Bartłomiej	
Zastosowanie odwróconego obiegu Braytona do wykorzystania kriogenicznej egzergii skroplonego gazu ziemnego LNG	331
Szłęk Andrzej	
Amoniak jako sposób na długookresowe magazynowanie energii	335
Szymborski Jakub, Kardaś Dariusz	
Modelowanie układu zbiornika i wtryskiwacza wrzącego podtlenku azotu jako elementów silnika raketowego	339
Trojan Marcin, Dzierwa Piotr, Taler Jan, Taler Dawid, Kaczmarski Karol, Granda Mariusz	
Układ do odzyskiwania, magazynowania i wykorzystania ciepła odpadowego z wydobywanej masy formierskiej	343
Tychanicz-Kwiecień Maria, Rybiński Witold	
Badania eksperymentalne i analiza statystyczna minikanalowych wymienników ciepła z przepływami o małej liczbie Reynoldsa	347

Wajs Jan, Boroń Paulina, Abucewicz Krzysztof	
Analiza eksperymentalna intensyfikacji transportu ciepła w płaszczowo-rurowym wymienniku ciepła z generatorami strug gazu	351
Wajs Jan, Łukasik Jakub	
Ocena wpływu zastosowania techniki strugowej na wydajność energetyczną modułów BIPV/T chłodzonych powietrzem	355
Wantuła Michał, Kardaś Dariusz	
Redukcja emisji kotła biomasowego przy zastosowaniu filtrów ceramicznych	359
Wardach-Święcicka Izabela, Kardaś Dariusz	
Modelowanie komory spalania hybrydowego silnika raketowego	363
Wasik Michał, Łapka Piotr, Galiński Rafał	
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	367
Wendołowicz Mateusz, Mikos-Nuszkiewicz Natalia, Cieślakiewicz Łukasz, Łapka Piotr	
Badanie właściwości biokompozytowych materiałów budowlanych z materiałem zmiennofazowym	371
Wilk Joanna, Gałek Rafał	
Badania ciepła właściwego materiałów niejednorodnych	375
Wiśniewski Sławomir, Kujawa Tomasz	
Wstępna analiza pracy elektrociepłowni z obiegiem ORC współpracującym z wymiennikiem typu Field	379
Wiśniewski Tomasz S., Jaworski Maciej	
Termodynamika i wymiana ciepła – jak nauczać i w jakim zakresie?	383
Zarzycki Robert, Wiński Mateusz, Kobyłecki Rafał	
Kocioł rusztowy opalany biomasą – kilka uwag na temat możliwości kontroli i sterowania procesem spalania	387
Zima Wiesław, Grądziel Sławomir, Cebula Artur, Rerak Monika, Kozak-Jagieta Ewa, Pawłowski Adam, Blom Richard, Nord Lars O., Skjervold Vidar T., Mondino Giorgia	
Wychwytywanie CO ₂ ze spalin w zmiennotemperaturowym ruchomym złożu	390
Zwarycz-Makles Katarzyna, Majorkowska-Mech Dorota	
Wpływ izoterm adsorpcji na temperaturę i stężenie w modelu numerycznym złoża adsorbenta	394
Indeks autorów	399

Komitet naukowy

- prof. dr hab. inż. Krzysztof Badyda
prof. dr hab. inż. Jerzy Banaszek
prof. dr hab. inż. Ryszard Białecki, czł. koresp. PAN
prof. dr hab. inż. Tadeusz Bohdal
prof. dr hab. inż. Dariusz Butrymowicz
prof. dr hab. inż. Tadeusz Chmielniak, czł. rzecz. PAN
prof. dr hab. inż. Dorota Chwieduk
prof. dr hab. inż. Janusz T. Ciesliński
prof. dr hab. inż. Piotr Furmański
prof. dr hab. inż. Zbigniew Gnutek
prof. dr hab. inż. Janusz Kotowicz
prof. dr hab. inż. Waldemar Kuczyński
prof. dr hab. inż. Janusz Lewandowski
dr hab. Aneta Magdziarz, prof. AGH
prof. dr hab. inż. Dariusz Mikieliewicz, czł. koresp. PAN
prof. dr hab. inż. Jarosław Mikieliewicz, czł. rzecz. PAN
prof. dr hab. inż. Andrzej J. Nowak
prof. dr hab. inż. Wojciech Nowak
prof. dr hab. inż. Andrzej J. Panas
prof. dr hab. inż. Magdalena Piasecka
prof. dr hab. inż. Mieczysław Poniewski
prof. dr hab. inż. Andrzej Rusin
dr hab. inż. Małgorzata Sikora, prof. PK
prof. dr hab. inż. Aleksander Stachel
prof. dr hab. inż. Wojciech Stanek
prof. dr hab. inż. Andrzej Szlęk
prof. dr hab. inż. Janusz S. Szmyd
prof. dr hab. inż. Dawid Taler
prof. dr hab. inż. Jan Taler, czł. koresp. PAN
prof. dr hab. inż. Andrzej Teodorczyk
prof. dr hab. inż. Janusz Terpiłowski
dr hab. inż. Jan Wajs, prof. PG
prof. dr hab. inż. Bohdan Węglowski
dr hab. inż. Joanna Wilk, prof. PRz
dr hab. inż. Zbigniew Zapałowicz, prof. ZUT
- Politechnika Warszawska
– Politechnika Warszawska
– Politechnika Śląska
– Politechnika Koszalińska
– Politechnika Białostocka
– Politechnika Śląska
– Politechnika Warszawska
– Politechnika Gdańska
– Politechnika Warszawska
– Politechnika Wrocławska
– Politechnika Śląska
– Politechnika Koszalińska
– Politechnika Warszawska
– Akademia Górniczo-Hutnicza
– Politechnika Gdańska
– Instytut Maszyn Przepływowych PAN
– Politechnika Śląska
– Akademia Górniczo-Hutnicza
– Wojskowa Akademia Techniczna
– Politechnika Świętokrzyska,
– Politechnika Warszawska, Filia w Płocku
– Politechnika Śląska
– Politechnika Koszalińska
– Akademia im. Jakuba z Paradyża w Gorzowie Wielkopolskim
– Politechnika Śląska
– Politechnika Śląska
– Akademia Górniczo-Hutnicza
– Politechnika Krakowska
– Politechnika Krakowska
– Politechnika Warszawska
– Wojskowa Akademia Techniczna
– Politechnika Gdańska
– Politechnika Krakowska
– Politechnika Rzeszowska
– Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny

Komitet programowy

- dr hab. inż. Rafał Andrzejczyk, prof. PG
prof. dr hab. inż. Janusz Badur
dr hab. inż. Jacek Barański, prof. PG
dr hab. inż. Łukasz Bartela, prof. PŚ
dr hab. inż. Artur Błaszczuk, prof. PCz
dr hab. inż. Wojciech Bujalski, prof. PW
prof. dr hab. inż. Maciej Chorowski
prof. dr hab. inż. Piotr Cyklis
Ireneusz Ćwirko
prof. dr hab. inż. Piotr Doerffer
prof. dr hab. inż. Piotr Duda
prof. dr hab. inż. Sławomir Dykas
prof. dr hab. inż. Roman Domański
dr hab. inż. Krzysztof Dutkowski, prof. PK
prof. dr hab. inż. Jacek Elias
dr hab. inż. Elżbieta Fornalik-Wajs, prof. AGH
prof. dr hab. inż. Andrzej Frąckowiak
dr hab. inż. Jerzy Głuch, prof. PG
dr hab. inż. Sylwia Hożejowska, prof. PŚk
prof. dr hab. inż. Krzysztof Józwiak
prof. dr hab. inż. Waldemar Kamrat
prof. dr hab. inż. Dariusz Kardaś
prof. dr hab. inż. Ewa Klugmann-Radziemska
dr hab. inż. Jacek Kalina, prof. PŚ
dr hab. inż. Agnieszka Kijo-Kleczkowska, prof. PCz
dr hab. inż. Rafał Kobyłecki, prof. PCz
prof. dr hab. inż. Piotr Kolański
dr hab. inż. Wojciech Kosman, prof. PŚ
prof. dr hab. inż. Krzysztof Kosowski
Bartosz Krawsz
dr hab. inż. Jacek Kropiwnicki, prof. PG
prof. dr hab. inż. Zbigniew Królicki
Krzysztof Kulczycki
dr hab. inż. Marcin Lackowski, prof. IMP PAN
dr hab. inż. Piotr Lampart, prof. IMP PAN
dr inż. Marcin Lemański
Marcin Lewandowski
dr hab. inż. Beata Maciejewska, prof. PŚk
dr hab. inż. Paweł Madejski, prof. AGH
prof. dr hab. inż. Izabela Majchrzak-Kuceba
dr hab. inż. Łukasz Mika, prof. AGH
prof. dr hab. inż. Jarosław Milewski
prof. dr hab. inż. Romuald Mosdorf
prof. dr hab. inż. Beata Niegoda-Żelasko
Daniel Obajtek
prof. dr hab. inż. Paweł Ochoń
dr hab. inż. Robert Pastuszko, prof. PŚk
prof. dr hab. inż. Halina Pawlak-Kruczek
dr hab. inż. Sławomir Pietrowicz, prof. PWR
dr hab. inż. Piotr Piątkowski, prof. PK
- Politechnika Gdańska
 - Instytut Maszyn Przepływowych PAN
 - Politechnika Gdańska
 - Politechnika Śląska
 - Politechnika Częstochowska
 - Politechnika Warszawska
 - Politechnika Wroclawska
 - Politechnika Krakowska
 - Prezes CRIST SA
 - Politechnika Gdańska
 - Politechnika Krakowska
 - Politechnika Śląska
 - Instytut Lotnictwa, Sieć Badawcza Łukasiewicz
 - Politechnika Koszalińska
 - Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny
 - Akademia Górniczo-Hutnicza
 - Politechnika Poznańska
 - Politechnika Gdańska
 - Politechnika Świętokrzyska
 - Politechnika Łódzka
 - Politechnika Gdańska
 - Instytut Maszyn Przepływowych PAN
 - Politechnika Gdańska
 - Politechnika Śląska
 - Politechnika Częstochowska
 - Politechnika Częstochowska
 - Politechnika Wroclawska
 - Politechnika Śląska
 - Politechnika Gdańska
 - Biuro Targów Bałtyk
 - Politechnika Gdańska
 - Politechnika Wroclawska
 - Prezes CRIST SA
 - Instytut Maszyn Przepływowych PAN
 - Instytut Maszyn Przepływowych PAN
 - Anwil SA
 - Prezes Zarządu GPEC SA
 - Politechnika Świętokrzyska
 - Akademia Górniczo-Hutnicza
 - Politechnika Częstochowska
 - Akademia Górniczo-Hutnicza
 - Politechnika Warszawska
 - Politechnika Białostocka
 - Politechnika Krakowska
 - Prezes Zarządu PKN ORLEN
 - Politechnika Krakowska
 - Politechnika Świętokrzyska
 - Politechnika Wroclawska
 - Politechnika Wroclawska
 - Politechnika Koszalińska

dr hab. inż. Marian Piwowarski, prof. PG
prof. dr hab. inż. Jacek Pozorski
dr hab. inż. Grzegorz Przybyła, prof. PŚ
prof. dr hab. inż. Robert Sekret
dr hab. inż. Robert Smusz, prof. PRz
prof. dr hab. inż. Marcin Szega
prof. dr hab. inż. Jacek Smółka
prof. dr hab. inż. Ireneusz Szczygieł
dr hab. inż. Piotr Szulc, prof. PWR
dr hab. inż. Kamil Śmierciew, prof. PB
prof. dr hab. inż. Konrad Świrski
prof. dr hab. inż. Krzysztof Tesch
prof. dr hab. inż. Artur Tyliczszak
prof. dr hab. inż. Sebastian Werle
prof. dr hab. inż. Tomasz S. Wiśniewski
Bogusław Witkowski
dr hab. inż. Agnieszka Wróblewska, prof. PP
dr hab. inż. Bartosz Zajączkowski, prof. PWR
prof. dr hab. inż. Wiesław Zima

– Politechnika Gdańska
– Instytut Maszyn Przepływowych PAN
– Politechnika Śląska
– Politechnika Częstochowska
– Politechnika Rzeszowska
– Politechnika Śląska
– Politechnika Śląska
– Politechnika Śląska
– Politechnika Wroclawska
– Politechnika Białostocka
– Politechnika Warszawska
– Politechnika Gdańska
– Politechnika Częstochowska
– Politechnika Śląska
– Politechnika Warszawska
– Prezes VBW Engineering Sp. z o.o.
– Politechnika Poznańska
– Politechnika Wroclawska
– Politechnika Krakowska

Komitet organizacyjny

Przewodniczący

prof. dr hab. inż. Dariusz Mikieliewicz, czł. koresp. PAN

Wiceprzewodniczący

prof. dr hab. inż. Janusz T. Ciesliński
dr hab. inż. Jan Wajs, prof. PG

Członkowie

dr hab. inż. Michał Klugmann, prof. PG
dr inż. Paweł Dąbrowski
dr inż. Marcin Jewartowski – sekretarz
mgr inż. Karolina Samociuk – sekretariat
mgr inż. Jakub Łukasik
mgr inż. Michał Mrózek
mgr inż. Michał Pysz
mgr inż. Piotr Radomski
mgr inż. Kamil Stasiak
inż. Wojciech Połubok

Badania teoretyczne i eksperymentalne topnienia oleju kokosowego z zastosowaniem metodologii pomiaru zmiany zawartości fazy opartej na analizie obrazu

Rafał Andrzejczyk, Michał Rogowski

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

e-mail: rafal.andrzejczyk@pg.edu.pl; michal.rogowski@pg.edu.pl

Streszczenie

W pracy zaprezentowano badania eksperymentalne procesu topnienia oleju kokosowego w modułowym magazynie termalnym z wykorzystaniem techniki analizy obrazu, którą zastosowano do wyznaczenia zawartości fazy ciekłej w objętości materiału zmiennofazowego (PCM). Przedstawiono komputerowe podejście obliczeniowe wykorzystujące analizę obrazu. Polega ono na obliczaniu globalnej wartości zmiany zawartości faz w objętości zasobnika przy użyciu algorytmu napisanego w programie MATLAB. Wyniki zaprezentowano w postaci procentowej zmiany udziału fazy ciekłej w objętości PCM. Dotąd tylko nieliczne badania dotyczyły wpływu geometrii frontu topnienia/krzepnięcia na przebieg procesu zmiany fazy. Dostępne wyniki dotyczą modelowania warstwy krzepnięcia dla wody jako substancji zmiennofazowej [1, 2].

Słowa kluczowe: topnienie, materiał zmiennofazowy, analiza obrazu, zmiana zawartości fazy

1. Wprowadzenie

Energia w każdej możliwej formie ma krytyczne znaczenie dla współczesnego świata. Obecne uzależnienie od paliw kopalnych wywiera szkodliwy wpływ na środowisko naturalne i przyczynia się do powstawania globalnego ocieplenia. Jedną z prób przeciwdziałania nadmiernemu zużyciu energii w postaci ciepła jest magazynowanie go w PCM-ach. W ostatnich latach w środowiskach naukowych i ośrodkach badawczych obserwuje się wzrost zainteresowania PCM-ami [3]. Do ich zalet jako substancji magazynujących ciepło zalicza się ich niemalże izotermiczne przejście fazowe oraz stosunkowo wysoką objętościową pojemność cieplną [4, 5]. Z uwagi na niską przewodność cieplną PCM-ów oraz problematyczność wyznaczania stopnia naładowania magazynu nadal jest to technologia wymagająca badań rozwojowych. Ponadto podejście eksperymentalne w przypadku płaszczowo-wężownicowych magazynów ciepła nadal wymaga większej uwagi [6]. W tym celu przeprowadzono teoretyczne i eksperymentalne badania procesu topnienia oleju kokosowego, będącego organicznym i biodegradowalnym PCM-em o temperaturze topnienia bliskiej temperaturze otoczenia. Właściwości termofizyczne oleju kokosowego podano w tabeli 1.

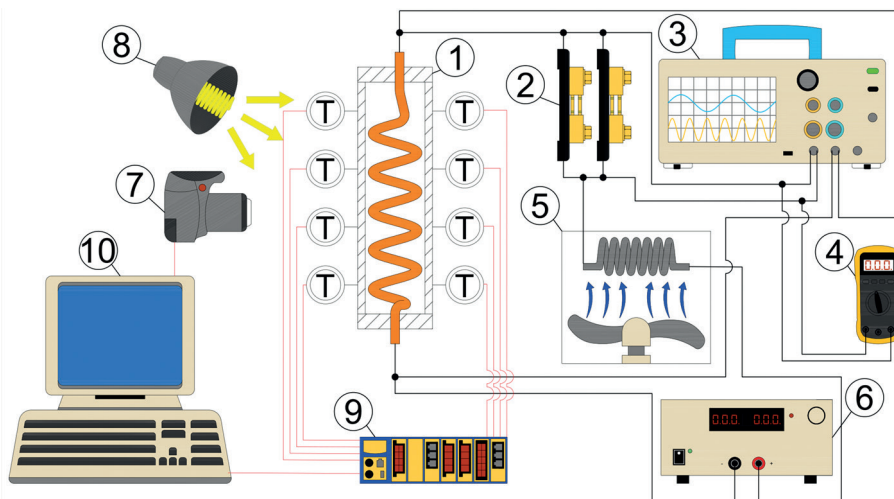
Tabela 1. Właściwości termofizyczne oleju kokosowego [9]

Właściwość termofizyczna	Jednostka	Wartość
Temperatura topnienia, T_m	°C	25,5
Przewodność cieplna, λ	W/(mK)	0,329
Gęstość, ρ	kg/m ³	$-0,7761 \cdot [K] + 1149,97$
Ciepło właściwe, c_p	kJ/(kgK)	3,870 (faza stała); 2,070 (faza ciekła)
Ciepło utajone, h_f	kJ/kg	178
Lepkość dynamiczna, μ	kg/(ms)	$2,3323 \cdot 10^{-5} \cdot T[K]^2 - 1,5604 \cdot 10^{-2} T[K] + 2,6283$

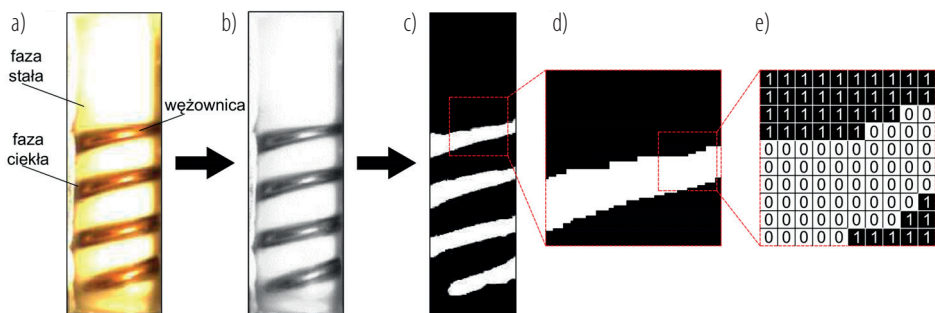
Badania przeprowadzono przy wykorzystaniu warunku stałej gęstości strumienia ciepła dostarczanego poprzez zasilanie stałym prądem elektrycznym. W odniesieniu do problemu wyznaczania stopnia naładowania magazynu zastosowano nową metodę opartą na analizie obrazu. Podobną metodologię zaprezentowali w swoich pracach Azad i in. [7, 8], lecz w ich publikacjach obróbkę zdjęć przeprowadzono manualnie w programie Adobe Photoshop CC, a następnie zdjęcia te importowane były do programu MATLAB w celu wyznaczania odpowiednio fazy ciekłej i stałej. W niniejszej pracy cała procedura została zautomatyzowana przy użyciu programu MATLAB.

2. Stanowisko i procedura

W celu przeprowadzenia badań stworzono stanowisko badawcze, które przedstawiono schematycznie na rys. 1. Podłączenie elementu grzejnego w postaci spiralnego elementu grzewczego w formie cienkościennej rury wykonanej z miedzi (1) do zasilacza (6) umożliwiło dostarczenie do magazynu strumienia ciepła poprzez zasilanie prądem stałym (DC). Z racji małego oporu miedzianego elementu grzewczego (1), aby zapewnić pracę zasilacza (2) w pełnym zakresie parametrów, szeregowo podłączono układ dodatkowego obciążenia zasilacza (6) w postaci drutu oporowego stale chłodzonego wentylatorem (5). Kolejnym elementem, także podłączonym szeregowo w układ zasilania, jest zestaw boczników (2). Są to dwa elementy o znanym spadku napięcia przy danym natężeniu prądu (150 mV, 150 A). Znając spadek napięcia, jaki wystąpi na zestawie boczników przy danym natężeniu prądu, można z dużą dokładnością określić wartość natężenia prądu płynącego w układzie dla innego urządzenia. Boczniki zostały podłączone do jednego z kanałów oscyloskopu (3) umożliwiającego zmierzenie niewielkich spadków napięcia. Do drugiego kanału podłączone zostały końce elementu grzejnego w celu zmierzenia spadku napięcia na tym elemencie. Ponadto zastosowano multimetr (4) podłączony do wejścia i wyjścia grupy boczników, pełniący funkcję kontrolną. Temperatury w objętości PCM-u w module eksperymentalnym (1) mierzone były przy użyciu termopar typu T podłączonych do systemu akwizycji danych NI CompactDAQ (9), który był podłączony do komputera laboratoryjnego (10). Zdjęcia użyte do analizy obrazu, wykonywane kamerą do szybkich zdjęć (7), posłużyły do późniejszego wyznaczenia fazy ciekłej PCM-u. W tej metodzie piksele odpowiadające fazie stałej zostały przedstawione kolorem białym, a fazie ciekłej – kolorem czarnym. Schematycznie metodę przygotowania zdjęć zilustrowano na rys. 2. Zdjęcia modułu wykonywano co pół sekundy, lecz w związku z długotrwałością procesu topnienia (ponad 1 godz. od rozpoczęcia do zakończenia) do wyznaczenia fazy ciekłej wykorzystano zdjęcia robione co 150 sekund.

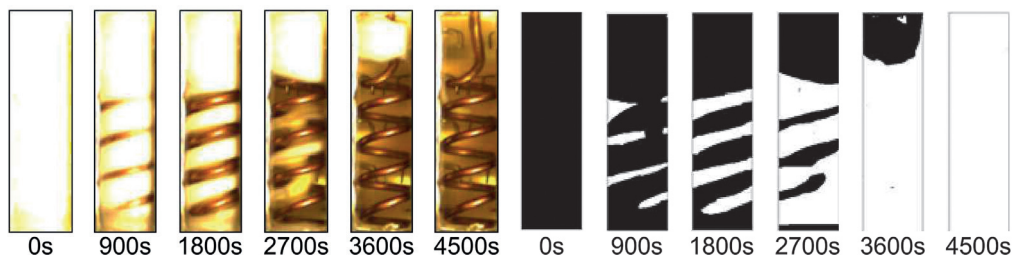


Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego: 1 – moduł eksperymentalny z elementem grzejnym, 2 – zestaw boczników, 3 – oscyloskop, 4 – multimetr, 5 – chłodzony drut oporowy, 6 – zasilacz laboratoryjny (DC), 7 – kamera do szybkich zdjęć, 8 – lampa oświetleniowa, 9 – CompactDAQ, 10 – komputer laboratoryjny



Rys. 2. Schematyczne przedstawienie przygotowania zdjęć procesu topnienia dla celów wykorzystania metody wyznaczania zawartości fazy ciekłej: a) zdjęcie RGB; b) zdjęcie w skali szarości; c) zdjęcie binarne; d) zbliżenie 1; e) zbliżenie na macierz wartości poszczególnych pikseli (zdjęcie binarne)

Porównanie zdjęć kolorowych i binarnych wykonywanych w odstępie 15 minut przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Porównanie zdjęć kolorowych (po lewej) i binarnych (po prawej) użytych w metodzie wyznaczania fazy ciekłej PCM-u

Po binaryzacji zdjęć pikselom czarnym oraz białym przypisano wartości, odpowiednio 1 i 0. Następnie w celu wyznaczenia zawartości fazy ciekłej w momencie i w kodzie napisanym w programie MATLAB sumowano wartości przypisane pikselom:

$$\varphi_i = \sum_{\tau=i} (P_w + P_b), \quad (1)$$

gdzie: P_w – wartość przypisana pikselom białym [–], P_b – wartość przypisana pikselom czarnym [–].

W czasie $\tau = 0$, tj. w chwili rozpoczęcia procesu topnienia, cała objętość modułu wypełniona była fazą stałą.

$$\varphi_0 = \sum_{\tau=0} (P_w + P_b) \quad (2)$$

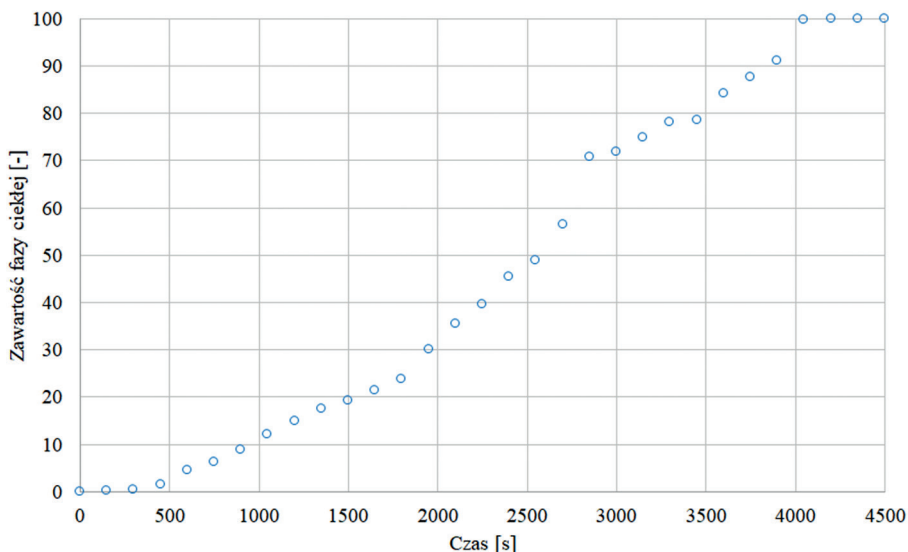
Zawartość fazy ciekłej obliczano w następujący sposób:

$$\varphi = \frac{(\varphi_i - \varphi_0)}{\varphi_0} \cdot 100\% \quad (3)$$

Wyniki i wnioski

Zawartość fazy ciekłej, obliczoną przy użyciu nowej metody, w funkcji czasu ukazano na rys. 4. Analizując ten wykres, można odnieść wrażenie, że zawartość fazy ciekłej nie zmienia się w ciągu pierwszych 450 sekund, lecz jest to spowodowane ograniczoną możliwością obserwacji frontu topnienia wewnątrz cylindrycznego modułu. Przedstawiona metoda określania zawartości fazy ciekłej oleju kokosowego, oparta na analizie obrazu, została zastosowana w programie MATLAB. Zawartość fazy ciekłej jest jedną z kluczowych wielkości w zagadnieniach dotyczących magazynów ciepła opartych na PCM-ach, ponieważ wprost informuje o ilości zmagazynowanego ciepła. Opisaną analizę przeprowadzono w płaszczywnym magazynie ciepła ze spiralnym elementem grzejnym wykonanym z miedzi. Zastosowana nowa metoda

pozwoili określić zarówno zawartość fazy ciekłej, jak i front topnienia. Metoda ta, mimo że nadal znajduje się w fazie rozwoju, jest obiecująca i planuje się dostosować ją w taki sposób, aby określenie procentowej zawartości fazy ciekłej w magazynie mogło być przeprowadzone w czasie rzeczywistym podczas topnienia. W przyszłych badaniach planuje się zastosowanie panoramicznej projekcji magazynu o cylindrycznym kształcie w celu dokładniejszej analizy wpływu kształtu spiralnego elementu grzejnego.



Rys. 4. Zawartość fazy ciekłej w funkcji czasu oszacowana przy użyciu metody wykorzystującej analizę obrazu

Podziękowania

Niniejsza praca badawcza została wsparta przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju (Projekt LIDER/4/0008/L-9/17/NCBR/2018).

Literatura

- [1] Gortych M. et al. An experimental and theoretical study of the solidification process of phase change materials in a horizontal annular enclosure. *Appl. Therm. Eng.* 2019; 161: 114140.
- [2] Weigand B., Lipnicki Z. Development of the contact layer and its role in the phase change process. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2016; 93: 1082–1088.
- [3] Saqib M., Andrzejczyk R. A review of phase change materials and heat enhancement methodologies. *Wiley Interdiscip. Rev.: Energy Environ* 2022; 12: e467.
- [4] Dinçer I., Rosen M.A. *Thermal energy storage, systems and applications*, 3rd ed. Wiley 2021.
- [5] Farid M. et al. (eds.). *Thermal energy storage with phase change materials*. CRC Press, Boca Raton 2021.
- [6] Rogowski M., Andrzejczyk R. Recent advances of selected passive heat transfer intensification methods for phase change material-based latent heat energy storage units: a review. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 2023; 144: 106795.
- [7] Azad M. et al. Natural convection onset during melting of phase change materials. Part I – effects of the geometry, Stefan number, and degree of subcooling. *Int. J. Therm. Sci.* 2021; 170: 107180.
- [8] Azad M. et al. Solidification of phase change materials in horizontal annuli. *J. Energy Storage* 2023; 57: 106308.
- [9] Andrzejczyk R. et al. Experimental and numerical investigation on shell and coil storage unit with biodegradable PCM for modular thermal battery applications. *Int. J. Therm. Sci.* 2023; 185: 108076.

Modelowanie analityczne frontu międzyfazowego podczas krzepnięcia materiału zmiennofazowego RT18HC przy użyciu algorytmów uczenia maszynowego

Rafał Andrzejczyk, Muhammad Saqib

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

e-mail: rafal.andrzejczyk@pg.edu.pl; muhammad.saqib@pg.edu.pl

Streszczenie

Niniejsza praca prezentuje analityczny model frontu międzyfazowego podczas krzepnięcia materiału zmiennofazowego (*phase-change material*, PCM) RT18HC. Modelowanie zostało zweryfikowane na podstawie badań eksperymentalnych w cylindrycznym module typu rura w ruchu. Proponowane podejście bazuje na wykorzystaniu algorytmów uczenia maszynowego. Obszary krzepnięcia zostały oznaczone przy użyciu technik analizy obrazu, a zawartość fazy stałej obliczona za pomocą funkcji statystycznych. Danych tych użyto później do wyznaczenia nieznanymi współczynników modelu analitycznego w celu obliczenia grubości frontu krzepnięcia. Przeprowadzone badania sugerują, że dane te mogą służyć uogólnieniu współczynników dla RT18HC. W celu uogólnienia współczynników dla innych PCM-ów zaleca się przeprowadzenie większej liczby badań.

Słowa kluczowe: krzepnięcie, materiał zmiennofazowy, zmiana zawartości fazy, algorytm uczenia maszynowego

1. Wprowadzenie

Procesy topnienia i krzepnięcia zachodzą podczas wymiany ciepła ze zmienną fazą. Zjawiska te nie ograniczają się wyłącznie do występowania w naturze, jak w przypadku zamarzania i topnienia wody, lecz znajdują również zastosowania w przemyśle, np. w jednostkach magazynujących ciepło. Ich naukowe podstawy ukazują publikacje Viskanty [1] oraz Cheunga i Epsteina [2]. Wymienione prace dostarczają podstaw dla zastosowania PCM-ów jako kluczowych materiałów w takich dziedzinach, jak magazynowanie ciepła z kolektorów słonecznych i jednostek przemysłowych [3, 4]. Ponadto, z uwagi na wzrost wykorzystania energii pierwotnej oraz czynniki środowiskowe, sektor magazynowania ciepła zyskał w poprzednich latach szczególną uwagę [3]. Przebiegi procesów topnienia i krzepnięcia mają kluczowe znaczenie dla poprawnego i efektywnego funkcjonowania magazynów ciepła. W celu poszerzenia wiedzy na temat procesów topnienia i krzepnięcia PCM-ów w magazynach ciepła przeprowadzono liczne badania eksperymentalne, numeryczne i analityczne pod kątem różnego zakresu temperatur i konfiguracji geometrycznych [3]. W niewielu badaniach poświęconych wpływowi grubości frontu krzepnięcia zaproponowano teoretyczny model zjawiska. Tylko nieliczne analizy [5, 6] zajęły się tą problematyką. Te obserwacje skłoniły autorów do zbadania procesu krzepnięcia przy użyciu unikatowego, uproszczonego modelu semi-empirycznego wspieranego techniką analizy obrazu. Według wiedzy autorów tylko jedno – szczególne – badanie przeprowadzone przez Azada i in. [7] skupiło się na obliczeniu fazy stałej przy wykorzystaniu techniki analizy obrazu.

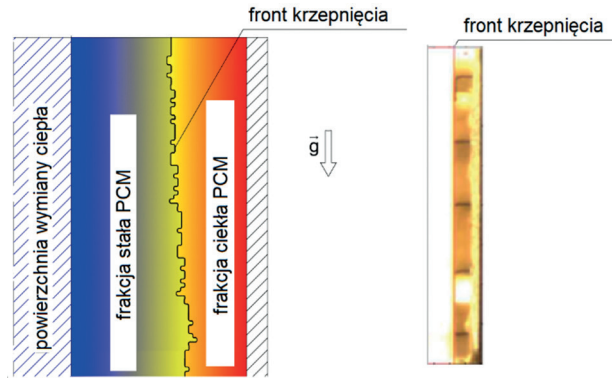
2. Model semi-teoretyczny

Magazyn typu rura w ruchu jest jednym z najbardziej rozpowszechnionych typów w zagadnieniach magazynowania ciepła przy wykorzystaniu PCM-ów. Kluczową rolę odgrywa poprawne zmierzenie grubości obszaru efektywnej zmiany fazy w celu otrzymania najlepszej konfiguracji pod względem wydajności. Grubość warstwy podczas krzepnięcia PCM-u dla konkretnej konfiguracji magazynu ciepła opisywana jest jako efektywna grubość frontu krzepnięcia δ .

Semi-teoretyczny model autorów używany przy wyznaczaniu efektywnej grubości frontu krzepnięcia δ przedstawia się niniejszym wzorem:

$$\delta = \frac{C \cdot Ra^n \cdot Fo^m \cdot Ste_s^l}{\pi \cdot \ln\left(\frac{D_s}{d_r}\right) \cdot (D_s - d_r) \cdot (Ste_s + 1)^k} \cdot H \quad (1)$$

gdzie C , n , m , l oraz k są nieznanymi i zdefiniowanymi jako współczynniki dopasowania, Ra to liczba Rayleigha, Ste – liczba Stefana, Fo – liczba Fouriera.



Rys. 1. Model fizyczny procesu krzepnięcia (lewa strona), rzeczywiste zdjęcie modułu podczas procesu krzepnięcia materiału RT18HC (prawa strona)

3. Wyznaczanie grubości krzepnięcia przy wykorzystaniu analizy obrazu

Jak wcześniej wspomniano, brak adekwatnej literatury lub danych eksperymentalnych dla grubości frontu krzepnięcia był czynnikiem motywującym do obliczenia grubości frontu przy użyciu analizy obrazu. Ponadto wykorzystano dane eksperymentalne do obliczenia nieznanymi współczynników dopasowania w modelu semi-empirycznym. Szczegółowe dane dotyczące stanowiska badawczego przedstawiono w innej pracy [8]. W niniejszym badaniu jako PCM użyto RT18HC (rys. 1).

3.1. Stanowisko eksperymentalne

Konstrukcję magazynu ciepła ukazano na rys. 2. Magazyn został skonstruowany przede wszystkim w celu zbadania frontu krzepnięcia podczas badań nad PCM-em. W tym celu elementy płaszcza zostały wykonane ze szkła akrylowego, które charakteryzuje się dobrą przezroczystością oraz jest dobrym izolatorem cieplnym.

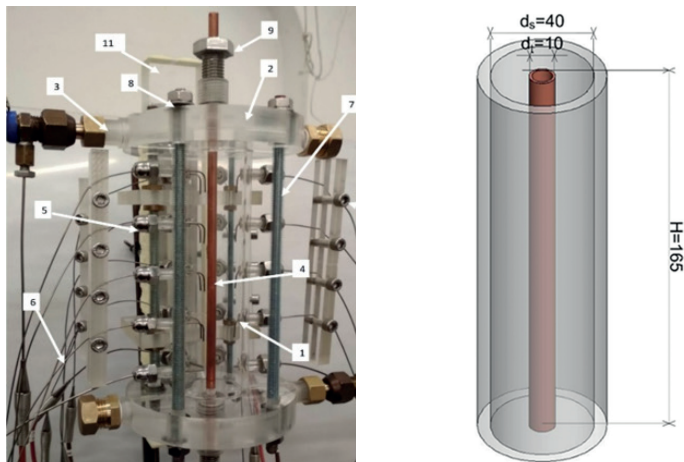
3.2. Obliczenia grubości frontu i dopasowanie modelu

Algorytm ma na celu oznaczenie obszaru krzepnięcia przy użyciu binarnych pikseli (białych i czarnych) oraz zastosowanie funkcji statystycznych w celu wyznaczenia grubości frontu krzepnięcia w czasie. Szerokość oznaczonych obszarów w (rys. 3) obliczono przy użyciu kodu napisanego w programie MATLAB [9]. Szerokość oznaczonych obszarów w została wyznaczona poprzez odjęcie i -tego obrazu od pierwszego obrazu. W związku z występowaniem zacienionego obszaru (związanego z wprowadzeniem do objętości PCM-u termopar) program oznaczył więcej niż jeden obszar frontu krzepnięcia. Dodatkowo grubość wzdłuż osi rurki nie jest rozmieszczona symetrycznie (rys. 3). Podczas analizy pominięto wpływ tzw. *mushy zone* z uwagi na korzystanie ze zdjęć binarnych z przypisaniem wartości 0 dla pikseli fazy stałej i wartości 1 dla pikseli fazy ciekłej PCM-u. W związku z tym przy obliczeniach grubości frontu wykorzystano medianę wartości parametru w :

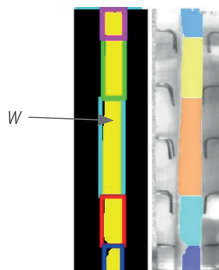
$$\delta = w_i - w_0 \quad (2)$$

$$w = \text{mediana}(w_1 : \text{end}) \quad (3)$$

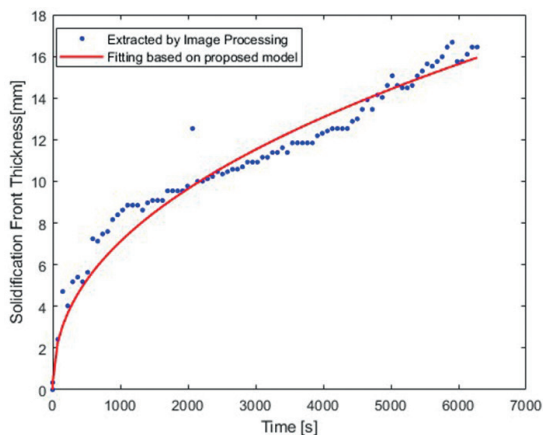
Po procesie analizy zdjęć i obliczeń statystycznych użyto danych frontu krzepnięcia jako danych referencyjnych w celu obliczenia nieznanych współczynników dopasowania przy wykorzystaniu metody najmniejszych kwadratów. Dopasowaną krzywą ukazano na rys. 4, obliczone współczynniki modelu wynoszą zaś odpowiednio: $C = 0,217722$, $n = 0,363073$, $m = 0,439694$, $l = 0,710398$ oraz $k = 0,272131$.



Rys. 2. Moduł eksperymentalny (lewa strona): 1 – płaszcz, 2 – kołnierze, 3 – przyłącza, 4 – element grzewczy (rurka miedziana), 5 – dławnice czujników temperatury, 6 – czujniki temperatury, 7 – szpilka mocująca, 8 – podkładka kompensująca, 9 – dławnica elementu grzewczego, 10 – mocowanie czujników temperatury, 11 – mocowanie magazynu; wymiary magazynu (prawa strona)



Rys. 3. Obrazy z zaznaczonymi obszarami fazy stałej; obraz binarny (lewa strona); obraz w skali szarości (prawa strona)



Rys. 4. Dopasowana krzywa na podstawie zaproponowanego modelu w celu wyznaczenia nieznanych współczynników

Technika zaprezentowana w niniejszym artykule jest nowa i wciąż rozwijana, co prowadzi do nieliniowego zachowania krzywej grubości frontu krzepnięcia. Ponadto w celu uogólnienia modelu należy dostarczyć algorytmowi więcej danych eksperymentalnych oraz zastosować bardziej wyrafinowane stanowisko badawcze.

Wnioski

Niniejszy artykuł prezentuje semi-teoretyczny model oraz nowe podejście oparte na analizie obrazu w celu wyznaczenia grubości frontu krzepnięcia RT18HC w symetrycznym magazynie ciepła typu rura w rurze. W celu wyznaczenia grubości frontu krzepnięcia w funkcji czasu zaprezentowano również uproszczony model semi-teoretyczny. Nieznane współczynniki w przedstawionym modelu zostały obliczone na podstawie dopasowania krzywej przy użyciu danych eksperymentalnych obliczonych techniką analizy obrazu, w której obszary krzepnięcia były oznaczane przy użyciu algorytmu przygotowanego w programie MATLAB. Grubość frontu krzepnięcia wyznaczono za pomocą funkcji statystycznych. Ostatecznie otrzymane dane posłużyły do dostrojenia modelu. Uogólnienie modelu nie jest możliwe z uwagi na brak danych eksperymentalnych, które mogłyby zostać uzyskane przy użyciu zmodyfikowanej aparatury badawczej. Przeprowadzone badania sugerują, że dane te mogą służyć uogólnieniu współczynników dla RT18HC.

Podziękowania

Niniejsza praca badawcza została wsparta przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju (Projekt LIDER/4/0008/L-9/17/NCBR/2018). Autorzy kierują specjalne podziękowania do Przemysława Kozaka oraz dr. inż. Macieja Fabrykiewicza, członków zespołu badawczego projektu LIDER.

Literatura

- [1] Viskanta R. Phase-change heat transfer. In: Lane G.E. (ed). Solar heat storage: latent heat material. Vol. I: Background and scientific principles. CRC Press, Boca Raton 1983.
- [2] Cheung F.B., Epstein M. Solidification and melting in fluid flow. *Advances in Transport Processes* 1984; 3: 35–117.
- [3] Saqib M., Andrzejczyk R. A review of phase change materials and heat enhancement methodologies. *WIREs Energy and Environment* 2022; 12: e467.
- [4] Kenisarin M., Mahkamov K. Solar energy storage using phase change materials. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2007; 11: 1913–1965.
- [5] Weigand B., Lipnicki Z. Development of the contact layer and its role in the phase change process. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2016; 93: 1082–1088.
- [6] Gortych M. et al. An experimental and theoretical study of the solidification process of phase change materials in a horizontal annular enclosure. *Applied Thermal Engineering* 2019; 161: 114140.
- [7] Azad M. et al. Solidification of phase change materials in horizontal annuli. *Journal of Energy Storage* 2023; 57: 106308.
- [8] Andrzejczyk R. et al. Experimental and theoretical study of a vertical tube in shell storage unit with biodegradable PCM for low temperature thermal energy storage applications. *Applied Thermal Engineering* 2021; 183: 116216.
- [9] MathWorks. Image Processing Toolbox™ Reference 2022.

Analiza możliwości repoweringu bloków siłowni parowych z wykorzystaniem turbin gazowych

Krzysztof Badyda, Artur Harutyunyan, Marcin Wołowicz

Politechnika Warszawska, Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa, ul. Nowowiejska 21/25, 00-665 Warszawa

e-mail: krzysztof.badyda@pw.edu.pl; arturharutyunyan1983@gmail.com; marcin.wołowicz@pw.edu.pl

1. Wprowadzenie

W infrastrukturze energetyki w Polsce dominującą pozycję wśród źródeł energii zajmują wciąż bloki siłowni parowych opalanych węglem. Nacisk na odejście od spalania węgla w celu wytwarzania energii elektrycznej jest w społeczności międzynarodowej niezwykle silny. W miksie energii pierwotnej dla energetyki bardzo intensywnie rośnie udział źródeł odnawialnych, przede wszystkim tych, które charakteryzują się dynamicznymi zmianami możliwości generacyjnych. Zgodnie z danymi publikowanymi na stronie internetowej Polskich Sieci Elektroenergetycznych w 2022 r. łączny udział energii wygenerowanej przez elektrownie wiatrowe oraz fotowoltaiczne osiągnął średniorocznie poziom 16,4% krajowego zużycia. Maksymalna średniogodzinowa moc tych źródeł osiągnęła 10610 MW, minimalna zaś była równa 33,7 MW. Tak silna zmienność generacji OZE skutkuje koniecznością kompensowania obciążenia pracą źródeł określanych w energetyce mianem sterowalnych. Bloki węglowe cechują się ograniczoną elastycznością zmian obciążenia, znacznie lepsze pod tym względem są instalacje wyposażone w turbiny gazowe. Warunkiem uzyskiwania wysokiej, konkurencyjnej w stosunku do współczesnych jednostek węglowych sprawności termodynamicznej jest rozwiązanie polegające na budowie układów gazowo-parowych. W Polsce realizuje się szereg inwestycji w nowe jednostki tej kategorii. Alternatywą, zwykle nieco tańszą inwestycyjnie od budowy nowej instalacji, jest repowering jednostek istniejących, zawierający się również w planach dla niektórych bloków krajowych, możliwy do realizacji w kilku wariantach. Prezentowaną w niniejszej pracy pulę możliwości przedstawiono w publikacjach [1–3].

Słowa kluczowe: modelowanie własności termodynamicznych, repowering, turbina gazowa, układ gazowo-parowy

2. Koncepcje repoweringu

W praktyce realizowane są cztery zasadnicze koncepcje repoweringu bloków siłowni parowej na blok gazowo-parowy: repowering całkowity (*complete repowering*), repowering z podgrzewem wody zasilającej (*feed water heating repowering*), repowering *hot windbox* oraz zabudowa kotła uzupełniającego (*supplementary boiler repowering*).

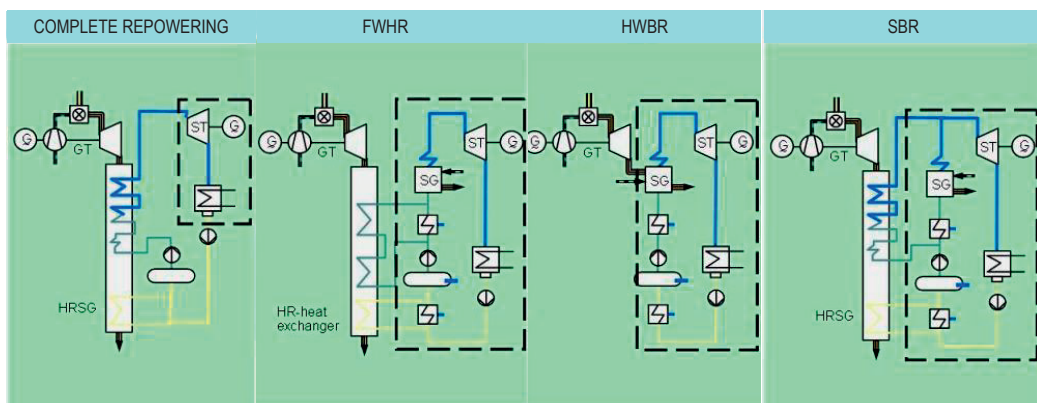
Pierwsza koncepcja bywa stosowana w przypadku starych bloków parowych pod koniec okresu ich eksploatacji. Repowering całkowity oznacza wymianę kotła na kombinację jednej lub większej liczby turbin gazowych (GT) i kotłów odzysknicowych. Projekty repoweringowe obejmują w tym przypadku zazwyczaj również modyfikację turbozespołu parowego, polegającą na dostosowaniu jego możliwości wytwórczych do wydajności i konfiguracji (w tym konfiguracji wielopiętnej) kotła odzysknicowego, oraz modernizację AKPiA. W grę wchodzi także możliwość zastosowania dopalania za kotłem odzysknicowym. Taki sposób repoweringu (bez dopalania) jest obecnie przedmiotem rozważań dla bloków klasy 200 MW w Elektrowni Koźnice.

Koncepcja druga była niegdyś często stosowana przy nadbudowie bloków parowych w celu ich przystosowania do pokrywania obciążeń szczytowych. Rozwiązanie to, znane także pod nazwą układu równoległego, polega na dobudowie turbiny gazowej do istniejącego bloku parowego. Sprzężenie ma miejsce po stronie układu regeneracji części parowej, gdzie spaliny opuszczające turbinę gazową kierowane są do podgrzewania wody zasilającej [2, 4]. Ten sposób rozważany był od strony bilansowej w pracy [2] dla nadbudowy opalanego węglem brunatnym bloku klasy 800 MW w Elektrowni Bełchatów.

W systemie *hot windbox* spaliny odlotowe z turbiny gazowej kierowane są w miejsce powietrza do spalania w istniejącym kotle. Ten sposób sprzężenia znany jest także pod nazwą układu ze zrzutem spalin do kotła albo układu szeregowego. Jego zastosowanie wymaga modyfikacji powierzchni ogrzewalnych kotła z uwagi na wprowadzenie gorących, ale jeszcze bogatych w tlen spalin z turbiny gazowej w miejsce zasysanego z otoczenia powietrza. Tego typu modyfikacja krajowego bloku klasy 200 MW była przedmiotem rozważań w pracy [3].

W ostatniej ze wskazanych koncepcji mamy do czynienia z dobudowaniem turbiny gazowej do istniejącego bloku siłowni parowej, gdzie zasilany spalinami z tej turbiny kocioł odzysknicowy stanowi dodatkowe źródło pary dla części parowej. Kocioł odzysknicowy jest w tym układzie źródłem dodatkowej pary w warunkach obciążenia szczytowego, przy czym istnieje możliwość dostarczania jej do turbiny parowej na więcej niż jednym poziomie ciśnienia.

Sposoby powiązania części parowej oraz gazowej odpowiadające omówionym koncepcjom repoweringu przedstawiono w sposób uproszczony według [1] na rys. 1.



Rys. 1. Uproszczone schematy omawianych koncepcji repoweringu, kolejność od lewej jest zgodna z przyjętą w tekście; G – generator, GT – turbina gazowa, HRSG – kocioł odzysknicowy, SG – kocioł parowy, ST – turbina parowa

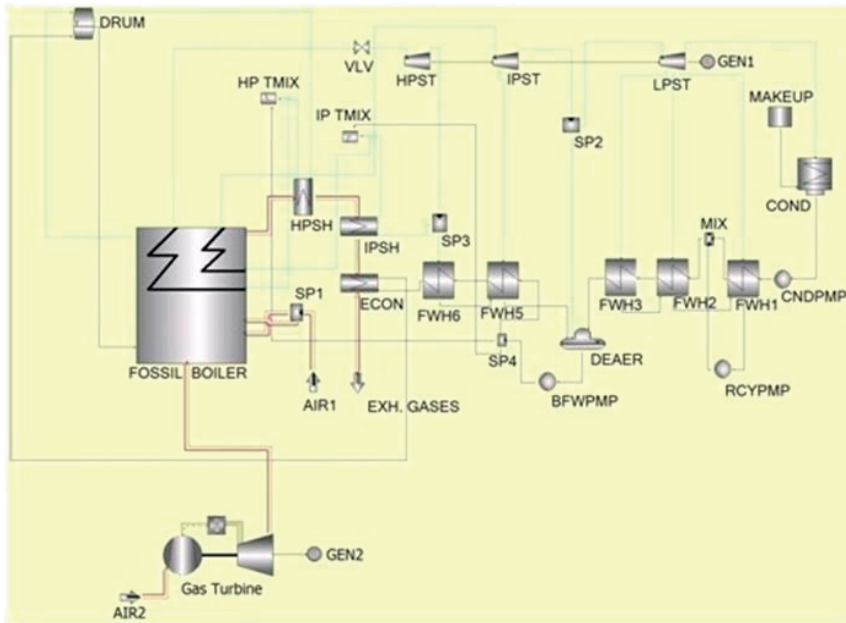
Repowering może prowadzić do konwersji stosowanego paliwa, np. z węgla na gaz ziemny, lub układu dwupaliwowego (np. gaz i węgiel w zmodyfikowanej instalacji). Ze względu na dostępność paliw i aktualną sytuację na rynku energii, zużycie energii elektrycznej oraz ograniczenia środowiskowe w krajach rozwiniętych, a zwłaszcza w Europie, główny nacisk kładzie się na efektywność układu. Najczęściej wybierane koncepcje to repowering całkowity oraz repowering z podgrzewem wody zasilającej.

W krajach rozwijających się, w krajach poradzieckich, na Bliskim Wschodzie, w tym w Iranie, gdzie istnieją ogromne zasoby gazu ziemnego, a jednocześnie ograniczenia środowiskowe nie są tak restrykcyjne, główny nacisk kładzie się na wzrost mocy osiągalnej. Istniejące instalacje modyfikowane są tu zwykle przy minimalizacji kosztów inwestycyjnych. W tych regionach najczęściej wybieranymi koncepcjami są repowering *hot windbox* i repowering całkowity z dodatkowym dopalaniem [1].

3. Analiza parametrów termodynamicznych oraz osiągnięć na przykładzie układu HOT WINDBOX

Zestaw analiz dotyczących przygotowania projektu repoweringowego obejmuje szereg aspektów technicznych, finansowych, środowiskowych uwzględniających zbiór uwarunkowań lokalnych. Jednym z elementów jest dobór szczegółowego wariantu koncepcji, zazwyczaj drogą analizy wariantowej, następnie prowadzone są szczegółowe rozważania dotyczące koncepcji uznanej za najbardziej odpowiednią. Wynik stanowi podstawę do sformułowania warunków postępowania przetargowego. W jego rezultacie wybierane jest rozwiązanie przyjmowane do realizacji.

Poniżej ograniczono się do wybranego przykładu obejmującego analizę nadbudowy bloku klasy 200 MW zgodnie z koncepcją *hot windbox*. Jako narzędzie do obliczeń wybrano komercyjne oprogramowanie GateCycle umożliwiające dobór parametrów układu z wykorzystaniem bibliotek zawierających charakterystyki turbin gazowych i analizę współpracy części gazowej oraz parowej w warunkach nominalnych oraz przy zmienionym obciążeniu (*off-design*). W tym celu rozważono pułk wchodzących w grę modeli turbin gazowych, dla których przyjęto bezpośrednie wykorzystanie opuszczających je spalin w kotle parowym, bez rozcieńczania spalin dodatkowym powietrzem, alternatywnie z ich rozcieńczeniem. Przedmiotem analiz było 9 modeli turbin gazowych, z czego dla 5 przyjęto wariant z rozcieńczeniem spalin. Schemat cieplny analizowanego układu zilustrowany w interfejsie użytkownika programu GateCycle przedstawiono dla przypadku bez rozcieńczania spalin na rys. 2.



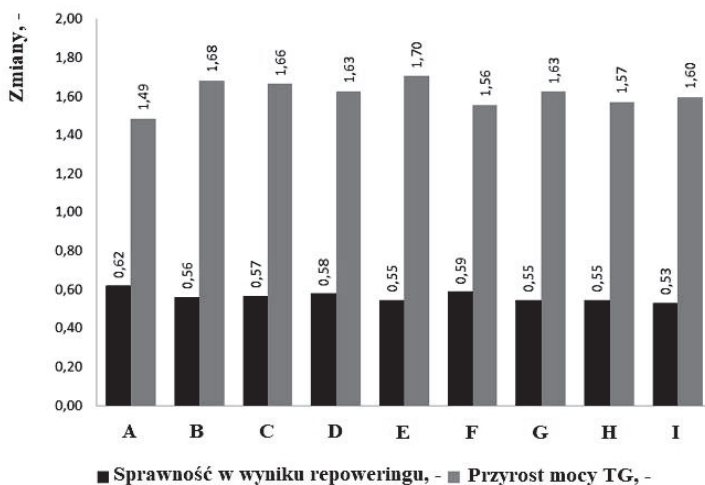
Rys. 2. Analizowany schemat rozważanego bloku klasy 200 MW z nadbudową turbiny gazowej; HPST – część WP turbiny parowej, IPST – część średnioprężna turbiny parowej, LPST – część niskoprężna turbiny parowej, COND – kondensator, CNDPMP – pompa kondensatu, RCYPMP – pompa recyrkulacyjna, MIX – węzeł mieszania, FWH – podgrzewacz regeneracyjny, DEAER – odgazowywacz, BFWPMP – pompa wody zasilającej, SP – splitter, ECON – ekonomizer, HPSH – przegrzewacz WP, IPSH – podgrzewacz SP, HP TMIX, IP TMIX – węzeł mieszania regulatora temperatury pary WP/SP, GEN – generator, AIR – doprowadzenie powietrza, EXH. GASES – wyprowadzenie spalin

Uzyskaną dla rozważanych modeli turbin poprawę względną sprawności w wyniku repoweringu, zdefiniowaną zgodnie z zależnością (1), przedstawiono na rys. 3, na którym dodatkowo, na podstawie obliczeń osiągow, zilustrowano względny przyrost mocy turbiny gazowej, zdefiniowany zgodnie z zależnością (2).

$$\eta_{RP} = \frac{P_{AR} - P_{BR}}{Q_{inAR} - Q_{inBR}} \quad (1)$$

$$\lambda_{GT} = \frac{\Delta P_{el}}{P_{elGT}} = \frac{P_{AR} - P_{BR}}{P_{elGT}} \quad (2)$$

gdzie: P oznacza moc na zaciskach generatora, Q_{in} – ciepło doprowadzone do obiegu, indeksy AR oraz BR dotyczą odpowiednio osiągow przed repoweringiem i po nim, GT – turbiny gazowej.



Rys. 3. Względna poprawa sprawności układu i względny przyrost mocy turbiny gazowej dla 9 wybranych do obliczeń modeli turbin: A – Trent 60 DLE Centrax; B – GT8C2 Alstom; C – PG6101 (FA) Hitachi; D – V64.3A Ansaldo; E – PG7121 EA GE; F – Westinghouse 401; G – V84.2 Siemens; H – M501 DA Mitsubishi; I – MS9001E General Electric

Najwyższą względną poprawę sprawności (0,62) uzyskano dla przypadku oznaczonego na rys. 3 indeksem A (Trent 60 DLE – 50,6 MW), najniższą (0,53) dla przypadku oznaczonego indeksem I – turbiny MS9001E (123 MW). Najwyższy względny przyrost mocy turbiny gazowej (1,70) uzyskano dla przypadku oznaczonego indeksem E (Westinghouse 401 – maszyna starszej generacji – 82,8 MW). Powyższe wyniki stanowią istotny, ale nie jedyny potrzebny rezultat analiz. Szerszy zestaw wyników można znaleźć w pracach [1] oraz [3].

Literatura

- [1] Harutyunyan A. Analyses of thermodynamic parameters FF gas turbines and combined cycle power plants after repowering working high above sea level. Rozprawa doktorska. Politechnika Warszawska 2021.
- [2] Wołowicz M. et al. Feedwater repowering of 800 MW supercritical power plant. *Journal of Power Technologies* 2012; 2: 127–134.
- [3] Harutyunyan A. et al. Gas turbine selection for hot windbox repowering on 200 MW fossil fuel power plant. *Journal of Power Technologies* 2019; 2: 142–151.
- [4] Badyda K., Miller A. Energetyczne turbiny gazowe oraz układy z ich wykorzystaniem. Kaprint, Lublin 2014.

Analiza efektywności pracy binarnej siłowni ORC z zeotropowym czynnikiem organicznym

Michał Bańkowski, Sławomir Wiśniewski

Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki, al. Piastów 70, 70-310 Szczecin

e-mail: michał_bankowski@wp.pl; slawomir.wisniewski@zut.edu.pl

Streszczenie

W proponowanym układzie siłowni binarnej w górnym organicznym obiegu ORC zastosowano czynnik obiegowy w postaci mieszaniny zeotropowej, natomiast w obiegu dolnym jednorodny czynnik niskowrzący. Zastosowanie mieszaniny zeotropowej w obiegu górnym pozwala na uzyskanie poślizgu temperaturowego w trakcie przemian fazowych (parowania i skraplania). Jak wykazała analiza, przy odpowiednio dobranych parametrach pracy układu siłowni binarnej, tzn. przy odpowiednim doborze ciśnienia w trakcie przemiany parowania w obiegach górnym i dolnym, uzyskiwana w niej moc jest większa niż moc uzyskiwana w siłowni jednoobiegowej w tym samym zakresie temperatur (dla tego samego źródła ciepła i tej samej temperatury skraplania). Zwiększenie mocy układu siłowni binarnej można uzyskać także poprzez wykorzystanie ciepła zawartego w strumieniu wody do wstępnego podgrzewu czynnika w obiegu dolnym. Takie rozwiązanie powoduje wzrost mocy obiegu dolnego o kilka kW i pozwala na większe wychłodzenie wody, co w konsekwencji zwiększa stopień wykorzystania energii ze źródła ciepła odpadowego.

Słowa kluczowe: obieg ORC, siłownia binarna, obieg górny, obieg dolny, mieszaniny zeotropowe

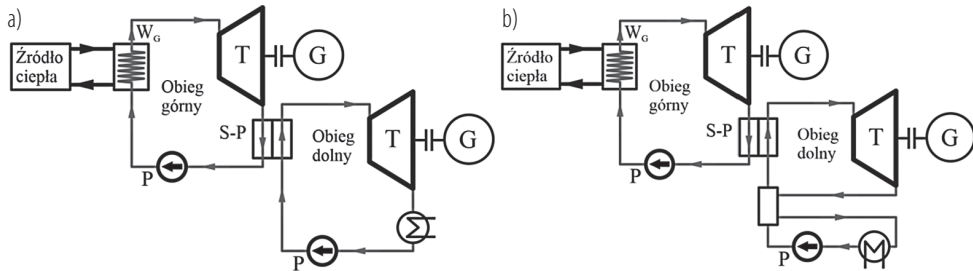
1. Wprowadzenie

Drastyczny wzrost cen energii spowodowany aktualną sytuacją geopolityczną, koszty związane z prawami do emisji CO₂ oraz konieczność ochrony środowiska naturalnego dają silny impuls do działań nakierowanych na poszukiwanie nowych instalacji pozwalających na generowanie energii elektrycznej ze źródeł innych niż paliwa kopalne. Do tego celu doskonale nadają się instalacje wykorzystujące organiczny obieg Clausiusa–Rankine’a (ORC). Siłownie tego typu umożliwiają zagospodarowanie nisko- i średnitemperaturowych nośników energii (energii cieplnej), co pozwala na zastosowanie do zasilania tych układów odpadowych strumieni energii. Takie rozwiązanie poprawia efektywność energetyczną poszczególnych procesów technologicznych, a tym samym zmniejsza energochłonność gospodarki. Z uwagi na niskie parametry termiczne źródeł ciepła w układach siłowni ORC zasilanych odpadowymi strumieniami energii osiągnąć są niskie sprawności. Jednak w przypadku wykorzystywania odpadowych strumieni energii powinno się dążyć do maksymalizacji mocy. Z tego względu autorzy w niniejszej pracy poddali analizie siłownię binarną w rozumieniu siłowni dwuobiegowej, w której ciepło skraplania z obiegu górnego wykorzystywane jest do zasilania obiegu dolnego.

W większości przypadków w obiegach siłowni ORC, w tym w siłowniach binarnych, stosowane są jednorodne substancje obiegowo [1]. Ważnym aspektem stosowania tych substancji jest ich wpływ na globalne ocieplenie. Wpływ ten jest określany poprzez wskaźnik GWP. Warto zaznaczyć, że w świetle obecnych przepisów prawnych [2] można wykorzystywać częściowo grupę czynników HFC, których wskaźnik GWP nie przekracza wartości 2500. Stosowanie czynników z GWP >2500 od roku 2020 jest zakazane. Wykorzystanie czynników o bardzo dobrych własnościach termodynamicznych, które są bezpieczne w użytkowaniu (np. niepalne), ale mają wskaźnik GWP >2500, jest możliwe dzięki zmieszaniu ich z innym czynnikiem o mniejszym GWP, przez co wypadkowy wskaźnik mieszaniny nie przekracza wartości dopuszczalnej.

2. Opis układu

W pracy przedstawiono analizę efektywności pracy binarnej siłowni ORC ze zotropowym czynnikiem niskowrzącym. Poglądowy schemat analizowanego układu przedstawiono na rys. 1. Dla binarnej siłowni ORC przyjęto założenie, że w obiegu górnym czynnikiem roboczym jest zotropowa mieszanina czynników organicznych, a w obiegu dolnym czynnik organiczny z grupy czynników suchych. Obieg górny jest sprzężony cieplnie z obiegiem dolnym za pomocą wymiennika typu skraplacz–parowacz, S-P. Takie sprzężenie pozwala na wykorzystanie ciepła skraplania z obiegu górnego do podgrzania, odparowania i przegrzania czynnika w obiegu dolnym. Z uwagi na zastosowanie w obiegu dolnym czynnika obiegowego z grupy czynników suchych w analizie uwzględniono dwa warianty siłowni binarnej: pierwszy z obiegiem dolnym bez zastosowania regeneracji ciepła (rys. 1a) i drugi z wymiennikiem ciepła umożliwiającym odzysk ciepła z pary opuszczającej turbinę obiegu dolnego (rys. 1b). Zastosowanie tego wymiennika jest możliwe z uwagi na fakt, że dla czynnika suchego para po rozprężeniu w turbinie jest nadal parą przegrzaną o temperaturze wyższej od temperatury skraplania w obiegu dolnym.

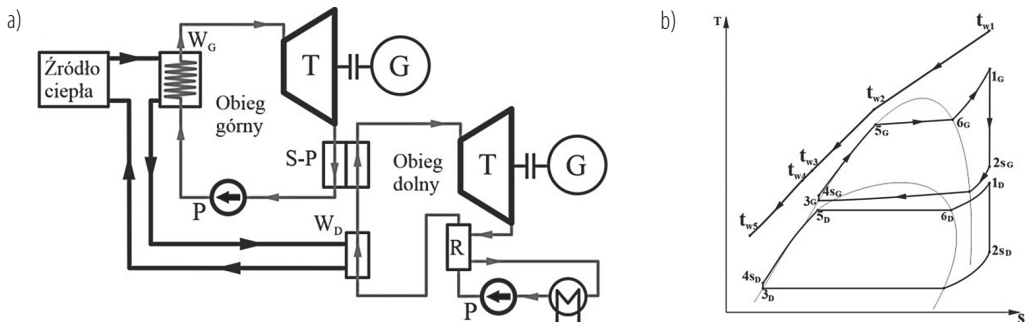


Rys. 1. Poglądowe schematy binarnej siłowni ORC: a) bez regeneracji ciepła w obiegu dolnym; b) z regeneracją ciepła w obiegu dolnym

Na podstawie wcześniejszych analiz [3] przyjęto, że w górnym obiegu przeanalizowane zostaną wybrane czynniki zeotropowe z serii 400, takie jak: R413A, R423A, R426A, R429A, R430A, R435A oraz R437A. Zastosowanie czynnika zeotropowego powoduje, że przemiany parowania i skraplania w obiegu górnym odbywają się z poślizgiem temperaturowym. Przykładowy wykres przemian termodynamicznych zachodzących w obiegach siłowni binarnej oraz rozkład temperatur dla nośnika ciepła przedstawiono na rys. 2b.

W obiegu dolnym analizowanej siłowni binarnej założono, że odparowanie czynnika niskowrzącego odbywa się w obszarze blisko-krytycznym, co oznacza, że temperatura tej przemiany jest o kilka K niższa od temperatury w punkcie krytycznym. Wcześniejsze prace wykazały, że takie rozwiązanie jest korzystne z punktu widzenia efektywności pracy układu ORC [4].

Analiza układów siłowni binarnych przedstawionych na rys. 1 wykazała, że możliwa jest pewna modyfikacja układu, polegająca na wstępnym dogrzewaniu czynnika w obiegu dolnym siłowni binarnej z wykorzystaniem wymiennika regeneracyjnego R oraz wymiennika W_D . Wymiennik W_D w obiegu dolnym zasilany jest wodą opuszczającą wymiennik obiegu górnego W_G . Schemat siłowni binarnej pracującej według tego opisu przedstawiono na rys. 2a.



Rys. 2. Poglądowy schemat binarnej siłowni ORC z regeneracją ciepła i wstępnym podgrzewem czynnika roboczego w obiegu dolnym (a) oraz wykres przemian termodynamicznych dla czynników siłowni binarnej wraz z rozkładem temperatury nośnika ciepła (b)

3. Metodyka i wyniki obliczeń

Dokładną metodykę obliczeń siłowni binarnych można znaleźć m.in. w pracach [1, 3], a wszystkie parametry termiczne i kaloryczne czynników obiegowych oraz wody jako nośnika ciepła określono z wykorzystaniem bazy czynników niskowrzących RefProp [5].

W obliczeniach przyjęto uproszczenia polegające na zaniechaniu strat ciepła do otoczenia przy bilansowaniu wymienników ciepła oraz przyjęciu przemian izentropowych w turbinach i pompach obiegowych siłowni binarnej. Wyniki uzyskane dla siłowni binarnej odnoszone były do wyników uzyskanych dla siłowni jednoobiegowej pracującej w tym samym zakresie temperatur. Poniżej przedstawiono wybrane wyniki obliczeń.

Obliczenia przeprowadzono przy założeniu, że strumień masowy wody o temperaturze $t_{w1} = 120^{\circ}\text{C}$ doprowadzanej ze źródła ciepła do siłowni binarnej lub siłowni jednoobiegowej wynosi 1 kg/s.

Temperatura pary przegrzanej dla czynnika w obiegu górnym wynosi $t_{1G} = 110^{\circ}\text{C}$ (taką samą wartość temperatury przyjęto dla siłowni jednoobiegowej), a temperatura skraplania dla siłowni referencyjnej i obiegu dolnego siłowni binarnej $t_{3D} = 30^{\circ}\text{C}$, dla obiegu górnego zaś $t_{3G} = 68^{\circ}\text{C}$.

W tabeli 1 przedstawiono wyniki obliczeń dotyczących mocy siłowni referencyjnej (jednoobiegowej) oraz siłowni binarnej, w której w obiegu dolnym zastosowano czynnik R218. Temperatura czynnika na końcu procesu odparowania w obiegu górnym wynosiła $t_{6G} = 93^{\circ}\text{C}$, natomiast temperatura przegrzewu w obiegu dolnym $t_{1D} = 68^{\circ}\text{C}$. W zestawieniu uwzględniono także zmienność temperatury odparowania czynnika w obiegu dolnym $t_{5D} = t_{6D}$ w granicach 58–66°C. Z przedstawionych obliczeń wynika, że dla każdego z analizowanych czynników w obiegu górnym w siłowni binarnej uzyskano większą moc w stosunku do siłowni referencyjnej.

Tabela 1. Moc siłowni jednoobiegowej (1) i siłowni binarnej(2) dla analizowanych czynników obiegu górnego dla $t_{1G} = 110^{\circ}\text{C}$, $t_{6G} = 93^{\circ}\text{C}$, $t_{1D} = 68^{\circ}\text{C}$

	Moc [kW]													
	R413A		R423A		R426A		R429A		R430A		R435A		R437a	
t_{5D} [$^{\circ}\text{C}$]	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
66		27,1		25,4		25,1		22,2		22,9		21,4		27,2
64		24,1		22,5		22,3		19,7		20,4		19,0		24,1
62	21,8	21,9	20,4	20,5	20,3	20,3	17,3	17,9	12,1	18,6	16,8	17,3	21,9	21,9
60		20,2		18,9		18,7		16,5		17,1		16,0		20,2
58		18,7		17,5		17,4		15,3		15,9		14,9		18,7

Z danych zestawionych w tabeli 1 wynika, że największe moce uzyskano dla siłowni z czynnikami R413a i R437a. Analiza wyników dotyczących osiągniętej mocy dla siłowni binarnej (2) wskazuje, że wraz ze wzrostem temperatury odparowania czynnika w obiegu dolnym wzrasta jego moc, co powoduje wzrost mocy całej siłowni binarnej (dla niższych temperatur parowania w obiegu dolnym moc siłowni binarnej jest mniejsza niż moc siłowni referencyjnej).

Analiza pracy zmodyfikowanego układu siłowni binarnej (rys. 2a) wykazała, że wykorzystując wodę opuszczającą wymiennik ciepła obiegu górnego WG, można przeprowadzić proces podgrzania i częściowego odparowania czynnika w obiegu dolnym. Obliczenia tego wariantu przeprowadzono metodą iteracyjną, zachowując odpowiednie różnice temperatur w wymienniku WD. Przykładowo dla czynnika R413a moc siłowni binarnej dla tego wariantu (rys. 2a), wzrosła z 27,1 kW do 31,4 kW. Dla pozostałych czynników również uzyskano wzrost mocy siłowni binarnej, stosując ten zabieg.

Podsumowanie

Przeprowadzona analiza wykazała, że odpowiednio dobierając parametry pracy obiegów w siłowni binarnej, można bez zmiany źródła ciepła uzyskać większą moc niż w przypadku siłowni jednoobiegowej pracującej w tym samym zakresie temperaturowym.

Dodatkowo wykazano, że przeprowadzenie procesu odparowania czynnika roboczego obiegu dolnego w obszarze bliskopodkrytycznym powoduje wzrost mocy siłowni binarnej. Stąd wynika, że temperaturę skraplania w obiegu górnym należy dostosować do czynnika obiegu dolnego w taki sposób, aby temperatura skraplania w obiegu górnym była wyższa od temperatury krytycznej czynnika w obiegu dolnym (pozwoli to odpowiednio dobrać temperaturę parowania w obiegu dolnym).

Analiza wpływu temperatury przegrzania w obiegu dolnym wykazała, że jej wzrost negatywnie wpływa na moc siłowni binarnej. Przykładowo dla czynnika R413a dla temperatury przegrzewu w obiegu dolnym $t_{10} = 68^{\circ}\text{C}$ moc siłowni wynosiła 27,1 kW, a po wzroście temperatury do $t_{10} = 70^{\circ}\text{C}$ moc spadła do 26,2 kW (dalszy wzrost tej temperatury powodował dalszy spadek mocy).

Literatura

- [1] Stachel A., Wiśniewski S. Influence of the type of working fluid in the lower cycle and superheated steam parameters in the upper cycle on effectiveness of operation of binary power plant. *Archives of Thermodynamics* 2015; 36: 111–123,
- [2] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady w sprawie fluorowanych gazów cieplarnianych zmieniające dyrektywę (UE) 2019/1937 i uchylające rozporządzenie (UE) nr 517/2014. COM(2022) 150 final 2022/0099(COD); <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PL/TXT/HTML/?uri=CELEX:52022PC0150&from=EN> (dostęp: 10.05.2022).
- [3] Bańkowski M., Borsukiewicz A. Analiza wybranych parametrów termodynamicznych substancji zeotropowych pod kątem zastosowania ich jako płynów roboczych w układach ORC. In: Pikoń K., Bogacka M. (eds.). *Współczesne problemy energetyki IV*. Katedra Technologii i Urządzeń Zagospodarowania Odpadów, Gliwice 2017: 217–228.
- [4] Nowak W. et al. Influence of working fluid evaporation temperature in the near-critical point region on the effectiveness of ORC power plant operation. *Archives of Thermodynamics* 2012; 33: 77–87.
- [5] NIST. RefProp 9.0, Standard Reference Database 23, Version 9.0, 2010, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, USA.

Analiza numeryczna i eksperymentalna akumulatora chłodu wykorzystującego zjawiska przemian fazowych

Marcin Borcuch¹, Marek Milaniak¹, Kamil Pięta²

¹ M.A.S. Sp. z o.o., Dział Badawczo-Rozwojowy, ul. Składowa 34, 27-200 Starachowice

² WEiP, Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

e-mail: marcin.borcuch@mas-sp.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono metodykę modelowania numerycznego zjawisk krzepnięcia wody oraz topnienia lodu przy wykorzystaniu oprogramowania ANSYS Fluent w celu opracowania konstrukcji wymiennika ciepła będącego głównym elementem składowym rozwijanego akumulatora chłodu bazującego na zjawisku przemiany fazowej. Stworzono model laminarny sprzężony z autorskim algorytmem obliczającym wielkości kroku czasowego, zapewniający stabilność obliczeń, dzięki któremu zredukowano czas obliczeń przy jednoczesnym spełnieniu kryterium dla bezwymiarowego parametru, jakim jest liczba Couranta.

Wykorzystując opracowane metody, przeprowadzono obliczenia w odniesieniu do pełnowymiarowego magazynu ciepła wykorzystującego zjawisko przemiany fazowej wody w celu zapewnienia 15 kWh pojemności cieplnej.

W dalszej części projektu prowadzono badania eksperymentalne na magazynie o konstrukcji bazującej na opracowanym modelu, w trakcie których dla określonych parametrów zasilania uzyskano całkowite wymrożenie objętości wodnej badanego zasobnika.

Słowa kluczowe: chłodnictwo, magazynowanie energii, modelowanie CFD, akumulacja chłodu

1. Wstęp

Wzrost zapotrzebowania na energię elektryczną w ostatnich latach związany jest m.in. ze zwiększającą się liczbą urządzeń chłodniczych i klimatyzacyjnych, w tym sprężarkowych. Jeśli w tym segmencie rynku nie nastąpią większe zmiany, zapotrzebowanie na energię zasilającą układy klimatyzacyjne w 2050 r. będzie trzykrotnie większe niż obecnie, co odpowiada obecnemu zapotrzebowaniu Chin na energię elektryczną [1]. Analizuje się i rozwija liczne działania pozwalające na zmniejszenie energochłonności tego typu urządzeń, jak np.: stosowanie komponentów o zwiększonych efektywnościach, wykorzystywanie wydajniejszych czynników roboczych, rozbudowa układów o systemy odzysku ciepła, wykorzystywanie płynnego sterowania z zastosowaniem falowników. Zwiększony koszt energii elektrycznej w chłodnictwie wynikać może również z niedopasowania profilu zapotrzebowania na chłód z niższą energią w taryfach nocnych lub z profilem podaży generacji własnej w instalacjach fotowoltaicznych. Jednym z proponowanych rozwiązań jest magazynowanie energii, w tym magazynowanie ciepła i chłodu [2, 3]. Analizowane są różne sposoby akumulacji [4], wykorzystanie ciepła utajonego przemiany fazowej, a także różne rozwiązania konstrukcyjne magazynów chłodu. Widoczny jest dalszy potencjał w zakresie intensyfikacji wymiany ciepła na granicy ciało stałe–materiał zmiennofazowy, a także optymalizacji współpracy akumulatora chłodu ze źródłem i odbiornikiem.

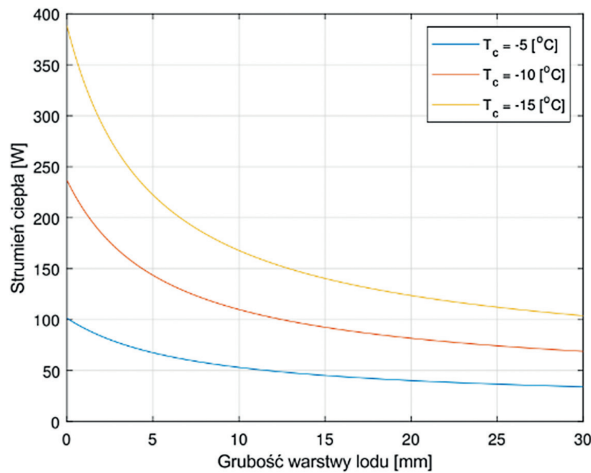
Niniejsza praca podejmuje zagadnienie opracowania modelu numerycznego akumulacji chłodu w zjawisku przemiany fazowej wody. Opracowany model stanowi narzędzie pozwalające na rozwój zasobników chłodu stanowiących element instalacji wody lodowej, przeznaczonych dla odbiorców przemysłowych.

2. Model akumulacji

2.1. Model analityczny

W celu określenia formuły wyznaczającej energię przekazywaną między materiałem zmiennofazowym PCM (woda) a medium roboczym (roztwór glikolu) wykorzystano definicję oporu cieplnego. Opracowany model [5] uwzględnia w sobie cztery składowe oporu cieplnego występujące podczas procesu ładowania magazynu chłodu między medium roboczym a materiałem PCM: opór konwekcyjny na granicy faz: ciecz chłodząca–powierzchnia wewnętrzna rury wymiennika, opór przewodzenia rury wymiennika, opór przewodzenia frakcji stanu stałego materiału zmiennofazowego, opór konwekcyjny na granicy faz: frakcja stała PCM–frakcja ciekła PCM.

W trakcie pracy magazynu chłodu wartość oporu cieplnego nieustannie się zmienia ze względu na zachodzenie przemiany fazowej, która wpływa na ruch ciekłej frakcji PCM oraz zmiany grubości frakcji stałej PCM tworzącej warstwę izolacyjną. Znając temperaturę medium roboczego oraz temperaturę przemiany fazowej PCM, można wyznaczyć strumień ciepła (rys. 1). Opis ten nie uwzględnia tempa przyrostu grubości warstwy lodu oraz ciepła przemiany fazowej, stąd w celu dokładniejszej analizy podjęto prace nad modelem numerycznym.

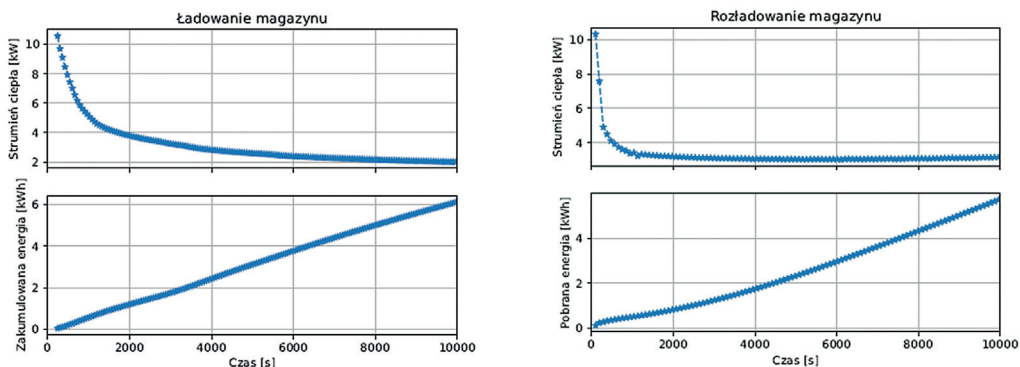


Rys. 1. Strumień ciepła w funkcji grubości warstwy lodu odkładającego się na powierzchni rury wymiennika podczas ładowania magazynu chłodu

2.2. Model numeryczny

Do obliczeń numerycznych został wykorzystany model Solidification & Melting w programie ANSYS Fluent. Obliczenia przypadków z przemianą fazową wymagają bardzo małego kroku dyskretyzacji czasowej w momencie najbardziej gwałtownych zmian (początek przemiany fazowej lub intensyfikacja wymiany ciepła przez konwekcję naturalną). W celu automatycznej detekcji takich momentów do modelu został wprowadzony autorski program [5] badający maksymalną liczbę Couranta występującą w domenie fazy ciekłej PCM i na jej podstawie wyznaczony zostaje optymalny krok czasowy zapewniający utrzymanie maksymalnej wartości liczby Couranta poniżej progu zadanego przez użytkownika. Parametry siatki wykorzystanej do obliczeń: siatka 2D, liczba węzłów: 15 998, liczba komórek: 15 561, min. parametr $QQ: 9.99916e-01$. Parametr *mushy zone*: $1E+08$, dobrany na podstawie [6].

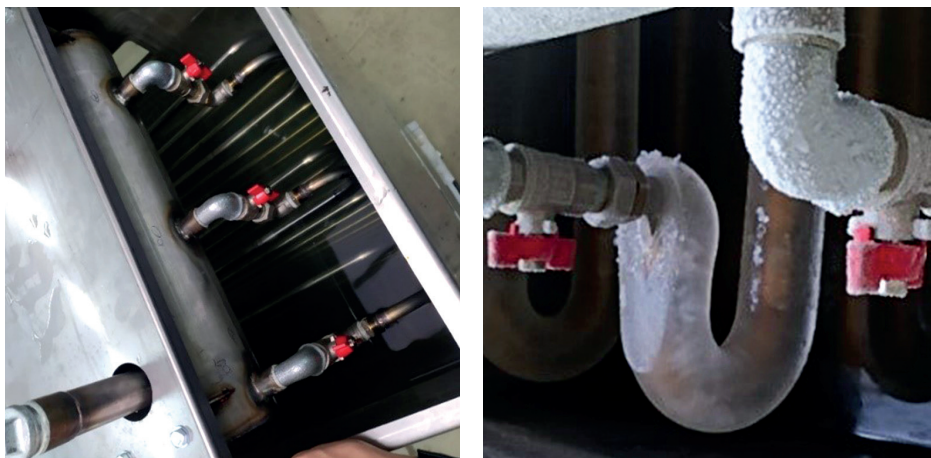
Wykorzystując przygotowany model, przeprowadzono symulacje procesów ładowania oraz rozładowywania magazynu (rys. 2) w celu określenia średniej mocy, co przekłada się na czas trwania tych procesów. Do analizy przyjęto model zasobnika o wymiarach $560 \times 580 \times 540$ mm z trzema podwójnymi węzownicami. Przyjęto natężenie przepływu roztworu glikolu $4 \text{ m}^3/\text{h}$, temperaturę ładowania równą -15°C , temperaturę rozładowania równą 15°C .



Rys. 2. Przebiegi strumienia ciepła oraz zakumulowanej/pobranej energii podczas procesów ładowania/rozładowywania magazynu chłodu uzyskane na drodze symulacji wykorzystującej niestacjonarny model numeryczny

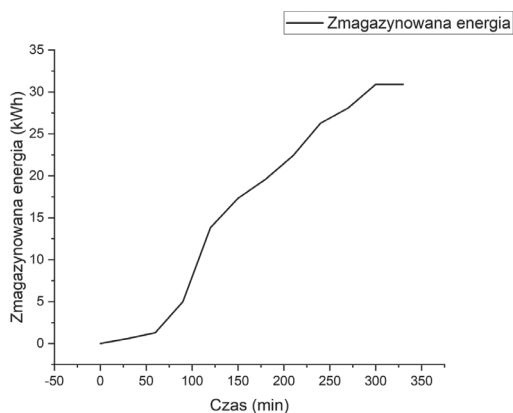
3. Badania eksperymentalne

Opracowany model numeryczny pozwolił na określenie zależności grubości warstwy lodu tworzonej na rurkach akumulatora w czasie jego ładowania. Na tej podstawie opracowano geometrię prototypowego zasobnika, który poddano wstępnym testom eksperymentalnym. Wykonano kilka charakterystyk przepływowych, a dalsze badania prowadzone będą z wykorzystaniem rozwijanej instalacji badawczej, która pozwoli na precyzyjną symulację różnych warunków pracy akumulatora. Wykonany zasobnik składa się ze zbiornika o wymiarach $1300 \times 650 \times 650$ mm, w którym umieszczono autorską węzownicę z rur nierdzewnych (rys. 3). Długość węzownicy jest 2,5 razy większa niż w modelu numerycznym w celu zwiększenia pojemności zasobnika.



Rys. 3. Akumulator chłodu podczas pracy. Na zdjęciu widoczny kolektor wlotowy do akumulatora, kolektor wylotowy stanowi odbicie lustrzane. Średnica węzownicy wynosi Φ 16 mm

Wykonane wstępne testy pozwoliły stwierdzić, że w trakcie mniej niż 8 godzin pracy zasobnik jest w stanie zakumulować ponad 30 kWh chłodu w lodzie. Okres pracy zasobnika w trakcie wstępnych testów dostosowano do jednozmiannowego czasu pracy zakładu. Przykładowy przebieg procesu akumulacji przedstawiono na rys. 4 (parametry w trakcie testów: $V_{\text{glikolu}} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$, $T_{\text{glikolu}} < -2^\circ\text{C}$; różnica względem modelu numerycznego wynikała z dotychczasowych ograniczeń stanowiska pomiarowego w zakresie minimalnej temperatury wytwarzanego medium).



Rys. 4. Ładowanie magazynu chłodu

Podsumowanie

Opracowane modele analityczny i numeryczny pozwalają na określenie zmian grubości narastającego lodu, a także wartości strumienia ciepła w czasie dla różnych parametrów medium roboczego. Wyniki symulacji w znaczący sposób zmniejszają nakłady pracy związane z wykonywaniem i testami prototypów. Wstępne badania zasobnika wskazują na wysoką wydajność akumulacji i możliwość wykorzystania konstrukcji o opracowanej geometrii w większej skali w zakładach charakteryzujących się jedno- lub dwuzmianowym czasem pracy. Planowana jest kontynuacja badań obejmujących dalsze testy zasobnika przy różnych parametrach cieplno-przepływowych medium roboczego, modyfikację geometrii wężownicy, analizę wpływu grubości izolacji na parametry pracy zasobnika, a także dodanie konwekcji wymuszonej w obrębie materiału zmiennofazowego.

Podziękowania

Badania wykonane w ramach projektu POIR.01.01.01-00-0628/19 pt. „Opracowanie innowacyjnej, wielomodułowej chłodni o zwiększonej efektywności energetycznej” realizowanego przez M.A.S. Sp. z o.o., dofinansowanego z Funduszy Europejskich z Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój 2014–2020, Działanie 1.1. Projekty B+R Przedsiębiorstw, Poddziałanie 1.1.1. Badania przemysłowe i prace rozwojowe realizowane przez przedsiębiorstwa.

Literatura

- [1] International Energy Agency. The Future of Cooling. Opportunities for energy efficient air conditioning, May 2018; <https://www.iea.org/reports/the-future-of-cooling>.
- [2] Tawalbeh M. et al. A comprehensive review on the recent advances in materials for thermal energy storage applications. *International Journal of Thermofluids* 2023; 18: 100326.
- [3] Selvnes H. et al. Review on cold thermal energy storage applied to refrigeration systems using phase change materials. *Thermal Science and Engineering Progress* 2021; 22: 100807.
- [4] Chytrzyńska K., Borcuch M. Analiza wpływu akumulatora chłodu wykorzystującego zjawisko przemiany fazowej na efektywność systemu generacji chłodu w instalacjach o działaniu okresowym. *Rynek Energii* 2/2022.
- [5] Pięta K. Analiza numeryczna i eksperymentalna akumulatora chłodu wykorzystującego zjawiska przemian fazowych. Praca magisterska. Akademia Górniczo-Hutnicza im. S. Staszica w Krakowie 2022.
- [6] Kumar M., Krishna D.J. Influence of mushy zone constant on thermohydraulics of a PCM. *Energy Procedia* 2017; 109: 314–321.

Łukasz Brodzik

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań

e-mail: lukasz.brodzik@put.poznan.pl

Streszczenie

W pracy zaprezentowano wyniki pomiarów przeprowadzonych w silniku turbodrzutowym GTM400 o zmienionej geometrii komory spalania. Przyczyną zmiany geometrii było zamontowanie dodatkowych punktów pomiarowych w parownicach, w których zbadano zmiany temperatury. Analiza pozwoliła na rejestrację temperatury w pełnym zakresie prędkości obrotowej silnika.

Słowa kluczowe: silnik turbodrzutowy, komora spalania

1. Wstęp

Miniaturowe silniki turbodrzutowe są źródłem coraz większego zainteresowania projektantów. Jest to spowodowane przede wszystkim ciągłym wzrostem produkcji samolotów bezałogowych, których napęd w większości stanowią silniki elektryczne oraz spalinowe silniki tłokowe [1, 2]. Mimo relatywnie dużego zużycia paliwa turbinowe silniki odrzutowe mają duży zapas ciągu, co czyni je atrakcyjnymi wszędzie tam, gdzie ten parametr jest ważny [3, 4]. Dodatkową zaletą przy miniaturyzacji tych silników jest upraszczanie ich konstrukcji w stosunku do ich pełnowymiarowych odpowiedników.

W pracy zbadano temperaturę w parownicy. Parownice występują w małych silnikach turbodrzutowych. Są one tą częścią silnika, do której wtryskiwane jest paliwo. Jest ono transportowane wraz z częścią powietrza do wnętrza komory spalania. Szczególna rola parownicy polega na tym, że dochodzi w nich do odparowywania paliwa, dzięki czemu na wylocie powstaje gazowa mieszanka powietrzno-paliwowa. Badanie temperatury w takich miejscach umożliwia wskazanie obszarów o niższych i wyższych temperaturach, które mogą informować o tym, czy proces odparowania paliwa jest prawidłowy albo który obszar silnika jest bardziej rozgrzany.

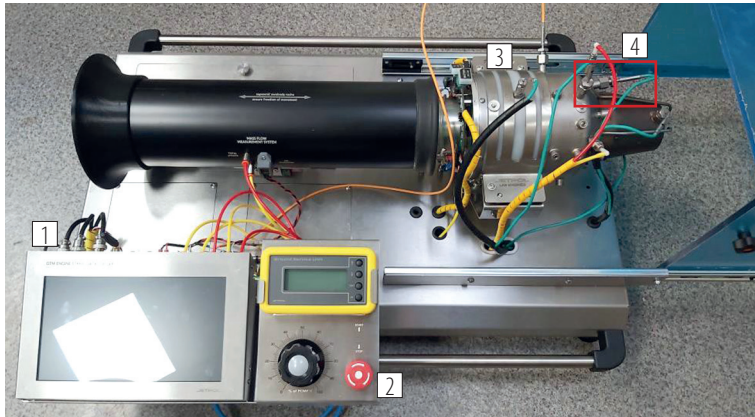
2. Stanowisko badawcze

Ważniejszymi podzespołami stanowiska, na którym realizowano badania, są: silnik GTM400 z automatycznym rozruchem na paliwo JET-A1, zębatkowa pompa paliwa, elektrozawór rozruchowy paliwa, elektrozawór główny paliwa. Silnik w trakcie pracy umieszczany jest pod osłoną z poliwęglanu. Stanowisko zawiera także wyposażenie do pomiaru ciągu statycznego, tj. czujnik tensometryczny, wzmacniacz do układów mostka pomiarowego MD11, belkę tensometryczną. Całość osadzona jest na stalowej podstawie, do której dołączone są aparatura kontrolno-pomiarowa z akwizycją danych, zbiornik paliwa i akumulator (rys. 1).

Silnik posiada króćce pomiarowe w różnych sekcjach, jak np. komora spalania, dysza wylotowa. W podstawowej wersji charakteryzuje się następującymi parametrami:

- ciąg: 15–400 N;
- prędkość obrotowa: 30 000–88 000 obr/min;
- masowy przepływ powietrza 470 g/s;
- zużycie paliwa 980 g/min.

Wymiary silnika są następujące: średnica 150 mm, długość 390 mm, masa całkowita 2900 g.

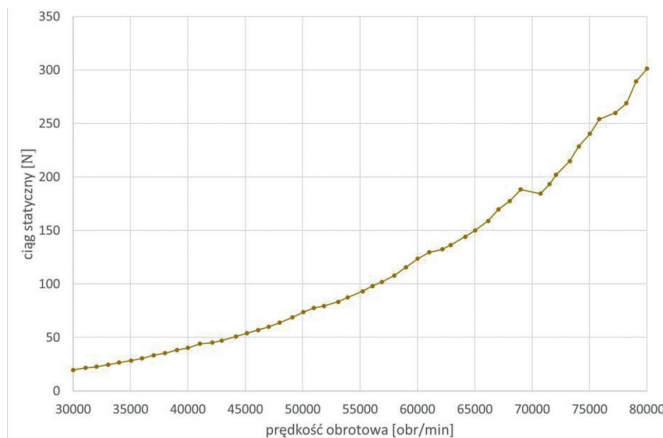


Rys. 1. Stanowisko pomiarowe silnika GTM400: 1 – monitor do odczytu danych w trakcie pracy silnika, 2 – pulpit sterowniczy z ustawieniami parametrów silnika, 3 – silnik GTM400, 4 – termopara umieszczona w parownicy

W silniku znajduje się dwanaście parownic. Termopara wsuwana była do parownicy na odległość 70 mm. Parownice mają kształt rurek, których oś symetrii nie jest równoległa w stosunku do osi symetrii komory spalania. W przypadku krótszych komór spalania stosuje się parownice wygięte w kierunku obwodowym lub o kształcie zbliżonym do litery s [5].

3. Analiza pomiarowa

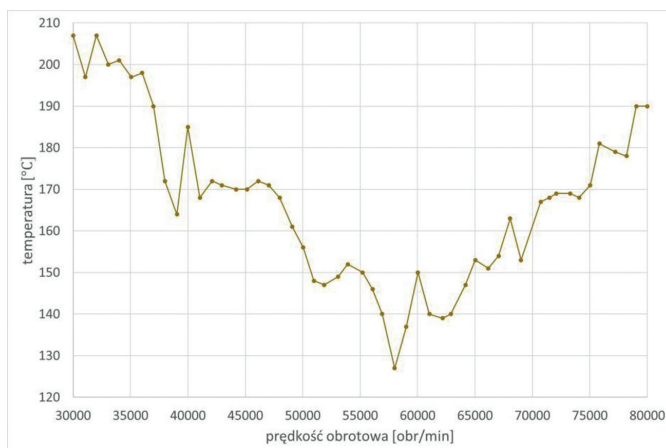
Badania przeprowadzono w temperaturze ok. 3°C dla zmiennej prędkości obrotowej. W odniesieniu do niej zarejestrowano zmiany ciągu statycznego (rys. 2).



Rys. 2. Ciąg statyczny w funkcji prędkości obrotowej

Dla prędkości ok. 70 tys. obr/min pojawił się błąd pomiaru, z uwagi na chwilowy spadek ciągu. Źródłem błędów mogą być zmiany prędkości w trakcie badania wymuszane tym, że silnik w przypadku wyższych wartości może pracować jedynie przez bardzo krótki czas. Rejestracja danych wiąże się zatem z istotną redukcją, a następnie istotnym wzrostem prędkości, co wpływa na bezwładność czasową rzutu na tempo zmian temperatury i w konsekwencji ciągu.

Wyniki rozkładu temperatury w parownicy zaprezentowano na rys. 3. Charakter zmian temperatury jest dynamiczny. Interesującą obserwacją stanowi to, że jej największe wartości występują przy najmniejszych prędkościach obrotowych.



Rys. 3. Rozkład temperatury w parownicy

Przyczyną wyżej opisanego zjawiska jest fakt, że termopara była usytuowana w dolnej części komory spalania. Wtryskiwane skropliny paliwa grawitacyjnie opadają na dno komory spalania. Skutkuje to szybszym wzrostem temperatury, jak również osiąganiem wyższych temperatur w tej części komory. Wzrost ciągu, a więc również strumienia masy gazów najpewniej przemieszcza pole wyższej temperatury w kierunku turbiny. W konsekwencji temperatura w punkcie pomiarowym się obniża. Po przekroczeniu 58 tys. obr./min obserwuje się wzrost temperatury, który wynika z powiększenia pola wysokiej temperatury w komorze spalania. Efekt ten występuje, ponieważ wraz ze wzrostem ciągu dostarczana jest większa ilość paliwa.

Wnioski

Analiza wykazała, że temperatury w parownicy, w zależności od rozwijanych prędkości obrotowych, mogą się różnić prawie dwukrotnie. Temperatury nie tylko zmieniają się dynamicznie, ale także osiągają stosunkowo wysokie wartości, przewyższające granicę pracy tradycyjnych stopów, np. stopów aluminium. Działanie miniaturowego silnika turbodozrutowego wymaga, jak w przypadku silników pełnowymiarowych, w chłodniejszych częściach komory spalania również materiałów żaroodpornych i żarowytrzymałych.

Rozwinięciem przedstawionych badań może być objęcie pomiarami większej liczby parownic. W ten sposób uzyska się informację, w których częściach komory spalania pojawiają się wyższe temperatury i jaki jest charakter ich przebiegu. Wyniki takiej analizy z dużym prawdopodobieństwem potwierdziłyby także słuszność wyjaśnienia zjawisk, na które zwrócono uwagę na etapie obecnych prac.

Podziękowania

Badania wykonywane przy użyciu stanowiska silnika GTM400 zostały wsparte z subwencji Ministerstwa Edukacji i Nauki.

Literatura

- [1] Leśnikowski W. Drony. Bezzałogowe aparaty latające od starożytności do współczesności. Wydawnictwo Adam Marszałek, Toruń 2016.
- [2] Kozakiewicz A., Zalewski P. Kryteria doboru zespołu napędowego do bezpilotowych statków powietrznych. Przegląd Wojsk Lotniczych i Obrony Powietrznej 2000, nr 12.
- [3] Kozakiewicz A. Analiza porównawcza osiągnięć turbinowych silników odrzutowych samolotów bojowych obecnie użytkowanych w RP. Biuletyn Wojskowej Akademii Technicznej 2009, vol. LVIII, nr 2.
- [4] Balicki W. et al. Historia i perspektywy rozwoju napędów lotniczych. Biblioteka Naukowa Instytutu Lotnictwa, nr 23. Warszawa 2005.
- [5] Czarniecki M., Orkisz M. Preliminary design of micro scale turbojet. Journal of KONES Powertrain and Transport 2008; 15: 83–87.

Intensyfikacja transportu ciepła w wymienniku krzyżowoprądowym poprzez sterowanie dopływem powietrza

Tomasz Bury, Małgorzata Hanuszkiewicz-Drapała

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

e-mail: tomasz.bury@polsl.pl; malgorzata.hanuszkiewicz-drapala@polsl.pl

Streszczenie

Praca poświęcona jest analizom procesów nierównomiernego przepływu czynników w krzyżowoprądowym, ożebrowanym wymienniku ciepła. Przedmiotem badań jest jednorzędowy, ożebrowany wymiennik ciepła z eliptycznymi rurami. Na podstawie wyników wcześniejszych badań założono, że nierównomierny, ale kontrolowany dopływ gazu do rozważanego wymiennika może pozytywnie wpłynąć na jego wydajność cieplną, przy czym strumień gazu powinien być proporcjonalny do ilości wody przepływającej w poszczególnych rurach wymiennika. Analiza ma charakter numeryczno-eksperymentalny. Obliczeniowo wyznaczono strumienie masy wody płynącej w rurach wymiennika ciepła, eksperymentalnie zaś wydajności cieplne wymiennika w warunkach nierównomiernego, naturalnego przepływu powietrza oraz w przypadku sterowanego rozpyłu powietrza. Uzyskane wyniki wskazują na pozytywną wstępną weryfikację przyjętej hipotezy.

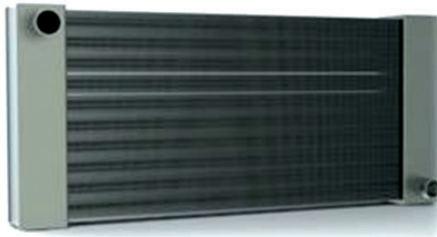
Słowa kluczowe: krzyżowoprądowy ożebrowany rurowy wymiennik ciepła, nierównomierność przepływu czynników

1. Wprowadzenie

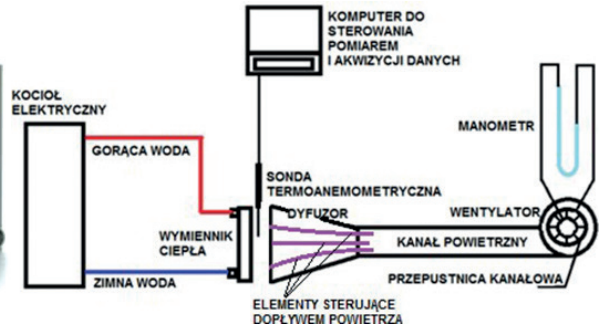
Nierównomierny przepływ czynników roboczych w krzyżowoprądowych wymiennikach ciepła jest problemem badanym od wielu lat. Wspólną konkluzją wcześniejszych badań o charakterze numerycznym i eksperymentalnym [1], prowadzonych dla różnych rodzajów wymienników ciepła powietrze–woda, jest stwierdzenie ogólnie negatywnego wpływu nierównomiernego przepływu mediów na efekty działania wymienników ciepła. Wyniki prac [2–4] wskazują jednak, że nierównomierny, ale sterowany dopływ czynników może powodować wzrost wydajności cieplnej wymiennika. W badaniach [3, 4] kierowano zwiększony strumień powietrza w obszar króćca dolotowego wody, tj. w miejsce występowania największej różnicy temperatur czynników. Proces ten realizowano przy wykorzystaniu metalowych, pionowych wkładek, badając wymiennik jednorzędowy [3] i dwurzędowy [4]. Analizy symulacyjne [5] wykazały ponadto, że strumienie wody przepływające przez poszczególne rury wymiennika nie są jednakowe, co wiąże się z oporami hydraulicznymi w układzie króćca dolotowego. Wyniki wspomnianych eksperymentów i obliczeń wskazują na zasadność zbadania działania wymiennika w warunkach sterowania strumieniem powietrza w układzie poziomym. Problem ten podjęto w niniejszej pracy, zakładając, że strumienie powietrza kierowanego w stronę poszczególnych grup rur są proporcjonalne do strumieni wody przepływających przez te rury. Przeprowadzone pomiary umożliwiają wyznaczenie zmian wydajności cieplnej wymiennika w przypadku sterowanego rozpyłu powietrza w stosunku do wydajności w przypadku rozpyłu nierównomiernego, naturalnego. Model numeryczny, opracowany wcześniej przy wykorzystaniu programu ANSYS FLUENT, posłużył do wyznaczenia rozpyłu strumienia wody pomiędzy poszczególne rury wymiennika, niezbędnego w procesie sterowania dopływem powietrza.

2. Pomiary referencyjne

Analizowany wymiennik ciepła to chłodnica wody, której rdzeń tworzy 10 eliptycznych rur umieszczonych w jednym rzędzie, ożebrowanych płaskimi, prostokątnymi żebrami. Widok oraz charakterystyczne wymiary wymiennika przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Widok analizowanego wymiennika ciepła



Rys. 2. Schemat stanowiska pomiarowego

Stanowisko pomiarowe (rys. 2) jest przeznaczone do badań krzyżowoprądowych wymienników ciepła. Główny cel pomiarów stanowi określenie postaci i zakresu nierównomierności przepływu powietrza, tj. rozkładu prędkości i temperatury powietrza przy dopływie i przy wypływie z wymiennika ciepła. Pomiaru te są realizowane przy wykorzystaniu przemieszczającej się sondy termooanemometrycznej. Oprócz wspomnianych wcześniej parametrów układ pomiarowy pozwala również określić całkowity strumień powietrza, strumień przepływającej wody oraz temperaturę wody przed i za urządzeniem.

Tabela 1. Wyniki pomiarów referencyjnych

Strumień powietrza [m ³ /s]	Strumień wody [m ³ /s]	Temperatura wody przy dopływie [°C]	Temperatura wody przy wypływie [°C]	Moc cieplna wymiennika [kW]	Niepewność pomiarowa [%]
1,32	4,383·10 ⁻⁴	49,5	46,1	6,16	3,1
1,32	4,417·10 ⁻⁴	70,2	65,7	8,16	2,9
1,32	4,417·10 ⁻⁴	88,1	81,4	12,07	2,8

Trzy serie pomiarów referencyjnych przeprowadzono dla strumienia powietrza wynoszącego 1,32 m³/s, strumienia wody 4,4·10⁻⁴ m³/s i temperatury wody 50°C, 70°C i 90°C. Wyniki pomiarów zestawiono w tabeli 1. Wydajność cieplną \dot{Q} wymiennika ciepła obliczono z oczywistej zależności wyrażającej spadek entalpii wody w wymienniku ciepła:

$$\dot{Q} = \dot{V}_w \rho_w c_w (t_{w,in} - t_{w,out}) \quad (1)$$

natomiast niepewność pomiarowa została wyznaczona na podstawie prawa propagacji niepewności dla mierzonych parametrów, tj. strumienia objętości wody \dot{V}_w i temperatury wody przy dopływie i odpływie (odpowiednio $t_{w,in}$ oraz $t_{w,out}$):

$$u(\dot{Q}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{V}_w}\right)^2 u^2(\dot{V}_w) + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial t_{w,in}}\right)^2 u^2(t_{w,in}) + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial t_{w,out}}\right)^2 u^2(t_{w,out})} \quad (2)$$

W równaniu (1) gęstość wody ρ_w określana jest dla temperatury wody przy wypływie z wymiennika, natomiast ciepło właściwe wody c_w dla średniej temperatury wody.

3. Analiza wpływu sterowania dopływem powietrza

Bazując na wynikach wcześniejszych badań [3, 4], założono, że skierowanie większego strumienia powietrza w obszar rur, przez który przepływa większy strumień wody, może mieć pozytywny wpływ na wydajność cieplną analizowanego urządzenia. Układ pomiarowy nie

pozwała jednak na określenie strumienia wody przepływającego przez poszczególne rury wymiennika ciepła i do tego celu wykorzystano opracowany wcześniej model hydrauliczny [5]. Wyniki obliczeń dotyczących rozpyłu wody zestawiono w tabeli 2. Hipoteza badawcza zakłada, że strumień powietrza omywający pojedynczą rurę powinien być proporcjonalny do strumienia wody przepływającej wewnątrz tej rury. W idealnym przypadku strumień powietrza powinien zostać podzielony pomiędzy obszary poszczególnych rur, tak jak wynika to z trzeciej kolumny tabeli 2. Technicznie jednak uzyskanie takiego rozpyłu powietrza okazało się niemożliwe z uwagi na ograniczenia układu pomiarowego, wobec tego cały obszar dopływu powietrza do wymiennika ciepła podzielono na cztery strefy poprzez umieszczenie trzech poziomych wkładek wykonanych z blachy. Mocowanie wkładek do bocznych ścian kanału doprowadzającego powietrze oraz dyfuzora umożliwiło kontrolę ich pozycji w kierunku pionowym, co w efekcie pozwoliło uzyskać pożądany rozpył powietrza z zadowalającą dokładnością.

Tabela 2. Wyniki obliczeń dotyczących rozpyłu wody oraz założenia i rezultaty odnośnie do sterowanego dopływu powietrza

Numer rury	Strumień wody [kg/s]	Udział w całkowitym strumieniu wody [%]	Numer strefy zasilania powietrzem	Żądany udział w całkowitym strumieniu powietrza [%]	Uzyskany udział w całkowitym strumieniu powietrza [%]
1	0,0462	10,89	1	33,33	32,12
2	0,0481	11,34			
3	0,0471	11,10			
4	0,0452	10,66	2	20,89	19,96
5	0,0434	10,23			
6	0,0415	9,78	3	28,22	29,04
7	0,0396	9,34			
8	0,0386	9,10			
9	0,0368	8,68	4	17,57	18,88
10	0,0377	8,89			

Wyniki pomiarów zasadniczych przedstawia tabela 3. W każdym z rozważanych przypadków zaobserwowano wzrost wydajności cieplnej urządzenia, który określa względną różnicę wydajności odniesiona do przypadku naturalnego, nierównomiernego przepływu powietrza (tab. 1).

Tabela 3. Wyniki pomiarów zasadniczych i analiza porównawcza

Strumień powietrza [m ³ /s]	Strumień wody [m ³ /s]	Temperatura wody przy dopływie [°C]	Temperatura wody przy wypływie [°C]	Moc cieplna wymiennika [kW]	Niepewność pomiarowa [%]	Różnica względna [%]
1,32	4,417·10 ⁻⁴	50,1	46,4	6,76	3,0	9,7
1,32	4,417·10 ⁻⁴	69,9	64,9	9,07	2,9	11,1
1,32	4,400·10 ⁻⁴	89,8	82,2	13,64	2,8	13,0

Średni przyrost wydajności cieplnej analizowanego wymiennika ciepła oscyluje wokół 11%, co nawet przy uwzględnieniu niepewności pomiarowych pozwala pozytywnie zweryfikować testowaną hipotezę. Należy zaznaczyć, że uzyskany w czasie pomiarów rozkład strumienia powietrza w poszczególnych strefach różni się od pożądanego, co pokazano w tabeli 2. W strefie 1 zasilania powietrzem różnica ta wynosi 1,21% w odniesieniu do udziału strumienia płynącego tą strefą w całkowitym strumieniu powietrza, ale stanowi to ponad 3,5% w wartości strumienia powietrza. Sytuacja ta niekorzystnie wpływa na końcowy rezultat, podobnie jak drgania wkładek oraz nieszczelności pomiędzy strefami zasilania.

Podsumowanie

Przedstawione w niniejszej pracy wybrane rezultaty pomiarów potwierdzają wcześniejsze obserwacje własne autorów oraz innych badaczy: nierównomierny, ale kontrolowany dopływ czynników roboczych do wymienników ciepła zwiększa wydajność cieplną urządzeń w porównaniu z przypadkami nierównomiernego i niekontrolowanego (naturalnego) dopływu mediów. Uzyskane wyniki są obiecujące i uzasadniają prowadzenie dalszych badań eksperymentalnych. Dodatkowo zmierzone pola prędkości powietrza przy dopływie do wymiennika mogą zostać wykorzystane do przeprowadzenia wielowariantowych symulacji numerycznych przy zastosowaniu opracowanego wcześniej modelu matematycznego [6].

W analizowanym przypadku powietrznej chłodnicy wody układ sterowania dopływem powietrza jest stosunkowo prosty technicznie i nie wymaga istotnych nakładów finansowych. Z pewnością jest to rozwiązanie prostsze w porównaniu z próbą doprowadzenia do ujednorodnienia dopływu czynników, mającego pozytywny wpływ na wydajność wymiennika ciepła, na co wskazują wcześniejsze analizy obliczeniowe.

Podziękowania

Praca finansowana w ramach subwencji badawczej Ministerstwa Edukacji i Nauki dla Wydziału Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej.

Literatura

- [1] Guo J. et al. The effects of nonuniform inlet fluid conditions on crossflow heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2017; 120: 807–817.
- [2] Hajabdollahi Z. et al. Estimating the non-uniform air velocity distribution for the optimal design of a heat exchanger. *Applied Thermal Engineering* 2019; 153: 704–714.
- [3] Bury T., Hanuszkiewicz-Drapała M. Numerical and experimental analysis of tube-and-fin crossflow heat exchanger with controlled non-uniform inflow of media. *E3S Web of Conferences* 2021; 323: 1–7.
- [4] Bury T., Hanuszkiewicz-Drapała M. Shaping a non-uniform inflow of mediums to enhance the performance of a double-row fin-and-tube crossflow heat exchanger. *Heat Transfer Engineering* 2023; 44: 912–925.
- [5] Bury T., Hanuszkiewicz-Drapała M. Analiza przepływu wody w krzyżowoprądowym wymienniku ciepła w oparciu o model CFD. In: *Książka abstraktów. Współczesne technologie i urządzenia energetyczne – WTUE 2016. IV Konferencja naukowo-techniczna, Kraków 12–14 października 2016*: 39–40.
- [6] Bury T. et al. The finite difference method and the numerical approach for modeling the maldistribution of the flow of media in tube-and-fin cross-flow heat exchangers. *Heat Transfer Engineering* 2018; 39: 1179–1191.

Postępy w chłodnictwie i technice niskich temperatur

Dariusz Butrymowicz

Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok

e-mail: d.butrymowicz@pb.edu.pl

Streszczenie

W pracy zaprezentowano aktualny stan techniki w chłodnictwie oraz w technice niskich temperatur. Szczególną uwagę zwrócono na aspekty rozwojowe związane z aktualnymi wymaganiami prawnymi w zakresie zastosowania proekologicznych płynów roboczych, poprawę efektywności energetycznej, a także rozwój nowych technologii w zastosowaniu do chłodnictwa i kriotechniki.

Słowa kluczowe: chłodnictwo, kriotechnika, termodynamika, wymiana ciepła, energetyka cieplna

1. Uwarunkowania rozwojowe chłodnictwa i kriotechniki

Zadanie układów chłodniczych polega na uzyskaniu i utrzymaniu temperatury określonego ośrodka niższej od temperatury otoczenia. Za domenę techniki niskich temperatur uznaje się technologie uzyskiwania temperatur ochładzanego ośrodka niższych od -160°C . Realizacja tych celów technologicznych może się odbywać z zastosowaniem różnych rozwiązań technicznych, wykorzystujących różnorodne zjawiska fizyczne. W zasadniczej jednak części aktualnych rozwiązań technicznych zastosowanie mają wciąż konwencjonalne technologie oparte na rozwiązaniach sprężarkowych obiegów chłodniczych bądź kriogenicznych, które rozwinięto w XX wieku.

Aktualne wyzwania rozwojowe dla tej dziedziny techniki wynikają nie tylko z samej potrzeby rozwoju technicznego i wykorzystywania nowych idei, lecz w znacznej mierze są uwarunkowane restrykcyjnymi regulacjami prawnymi przyjmowanymi w skali międzynarodowej, które dotyczą zwłaszcza obszaru ochrony środowiska w związku z zastosowaniem substancji roboczych w układach chłodniczych bądź kriotechnicznych, a także coraz ostrzejszymi wymaganiami w zakresie efektywności energetycznej oraz wykorzystywania do napędu tych układów proekologicznych źródeł energii. Sprawia to, że ta dziedzina techniki staje się coraz bardziej związana z obszarem właściwym energetyce cieplnej. Na wskazane impulsy rozwojowe nakłada się, rzecz jasna, chęć opracowywania coraz doskonalszych rozwiązań technicznych oraz zastosowania alternatywnych rozwiązań układów – właściwa każdemu obszarowi działalności w technice.

2. Postępy w chłodnictwie sprężarkowym

Jak wskazano wcześniej, zasadniczym uwarunkowaniem konwencjonalnych układów chłodniczych – opartych na zastosowaniu obiegów sprężarkowych Lindego – jest w Unii Europejskiej tzw. Dyrektywa F-gazowa (Regulation EU No 517/2014) nakładająca szereg restrykcji związanych z dotychczasowym zastosowaniem w tej dziedzinie techniki perfluorowęglowodorów, w tym również tych, które są bezpieczne dla warstwy ozonowej. Należy podkreślić, że wskaźnik GWP (*Global Warming Potential*) jest dla zdecydowanej większości tych substancji od kilkuset razy do kilkunastu tysięcy razy wyższy od wartości dla dwutlenku węgla. Rozwiązania w postaci opracowanej, nowej, trzeciej już, generacji fluorowanych pochodnych węglowodorów o ultraniskim poziomie wskaźnika GWP nie uznaje się już za rozwiązanie docelowe, przede wszystkim z uwagi na palność znacznej części tych substancji, tworzenie związków szkodliwych dla środowiska naturalnego w przypadku ich emisji, a także słabe własności termokinetyczne prowadzące do istotnego pogorszenia wymiany ciepła i obniżenia efektywności energetycznej urządzeń. W trzeciej dekadzie XXI wieku następuje zatem odwrót od zastosowań substancji syntetycznych, nawet spełniających najbardziej surowe wymagania w zakresie wskaźników oddziaływania na środowisko, na rzecz stosowania substancji naturalnych, w tym: węglowodorów, amoniaku, dwutlenku węgla oraz wody. Są to substancje stosowane niemal od początku rozwoju techniki chłodniczej i przede

wszystkim z racji bezpieczeństwa eksploatacji (palność, wybuchowość, toksyczność) bądź problematycznych własności termodynamicznych zastępowano je wcześniej substancjami syntetycznymi. Stąd kluczowymi wyzwaniami podejmowanymi aktualnie w technice chłodniczej są:

- wypracowanie rozwiązań minimalizujących napełnianie układów czynnikami palnymi bądź wybuchowymi, które powinny spełniać restrykcyjne wymogi w zakresie potencjalnych zastosowań;
- poprawa efektywności energetycznej układów chłodniczych sprężarkowych – w tym przede wszystkim pracujących z dwutlenkiem węgla – poprzez opracowanie nowych konfiguracji układów, intensyfikację wymiany ciepła przy wrzeniu i skraplaniu oraz odzysk ciepła skraplania.

Wskazane dwa kierunki działań są w istocie wzajemnie powiązane, gdyż zwłaszcza dla układów wykorzystujących węglowodory oczekuje się co najmniej 20-krotnej redukcji napełnienia w odniesieniu do rozwiązań konwencjonalnych. W tym przypadku szczególnego znaczenia nabiera kwestia zastosowania tzw. układów pośrednich, czyli wykorzystujących do chłodzenia czynnik pośredniczący w transporcie ciepła, zwany chłodziwem. Rozwiązanie to istotnie pogarsza efektywność energetyczną, z drugiej zaś strony istotnie poprawia uwarunkowania regulacji wydajności chłodniczej urządzenia, umożliwia także racjonalną gospodarkę energetyczną w systemach chłodniczych (w tym np. magazynowanie ciepła na potrzeby odszraniania, wykorzystanie magazynowania chłodu, wykorzystanie w okresie niskich temperatur zewnętrznych tzw. freecoolingu). Oznacza to, że kwestia opracowania jak najkorzystniejszej konfiguracji układów pośrednich staje się coraz pilniejszym wyzwaniem dla nowoczesnego chłodnictwa.

Szczególnej uwagi wymaga zwłaszcza zastosowanie dwutlenku węgla z racji bardzo wysokiej straty dławienia występującej w obiegu chłodniczym. Intensywnie podejmowane w pierwszych dwóch dekadach XXI wieku prace badawcze – dotyczące zastosowania strumieni dwufazowych do redukcji strat dławienia – zaowocowały dojrzałymi rozwiązaniami technicznymi wdrożonymi w praktycznych zastosowaniach (w tym w chłodnictwie handlowym). Należy jednak zauważyć, że praktycznie osiągalny poziom poprawy efektywności energetycznej oraz szczególne uwarunkowania eksploatacyjne nie spełniły wcześniej pokładanych w nich nadziei, w związku z czym kwestia możliwych dalszych dróg poprawy efektywności energetycznej jest wciąż otwartym problemem badawczym dla omawianej klasy urządzeń chłodniczych. Jednym z coraz intensywniej podejmowanych sposobów poprawy efektywności energetycznej jest rozwój układów o charakterze hybrydowym, tj. układów sprężarkowych o napędzie elektrycznym skojarzonych z układami chłodniczymi o napędzie cieplnym, co daje szansę na częściowe wykorzystanie ciepła odpadowego bądź pozyskiwanego z odnawialnych źródeł energii.

W odniesieniu do kwestii transportu ciepła w układach chłodniczych i kriogenicznych od wielu dziesięcioleci podejmowane są wysiłki zmierzające do intensyfikacji wymiany ciepła w parownikach i skraplaczach. Należy zauważyć, że opracowane dotychczas rozwiązania aktywnej intensyfikacji wymiany ciepła z zastosowaniem mechanicznego wspomaganie bądź pola elektrycznego, pomimo często spektakularnych osiągnięć, z racji specyficznych wymagań dotyczących ich aplikacji nie znalazły szerszego zastosowania.

Znacznie powszechniejsze praktyczne zastosowania znalazły natomiast metody pasywne, wykorzystujące rozwinięcie bądź modyfikację powierzchni wymiany ciepła. Należy wziąć pod uwagę fakt, że współczynniki wnikania ciepła po stronie czynnika chłodniczego ulegającego przemianom fazowym są na ogół 2–3 rzędy wielkości wyższe w stosunku do tychże współczynników dla powietrza. Istotne znaczenie ma zatem zwłaszcza intensyfikacja wymiany ciepła po stronie powietrznej wymienników ciepła. Szczególne osiągnięcia należy odnotować dla nowoczesnych mini- bądź mikrokanałowych wymienników ciepła, gdyż możliwe jest zastosowanie w tym przypadku wysokoefektywnych rodzajów ożebrowania o znacznym stopniu rozwinięcia powierzchni. W efekcie uzyskuje się poprawę współczynników przenikania ciepła nawet o rząd wielkości w odniesieniu do rozwiązań konwencjonalnych, przy możliwej znacznej redukcji napełnienia układu czynnikiem roboczym. W przypadku tego typu wymienników kluczowym problemem badawczym jest zagadnienie ich zastosowania jako parowników – przede wszystkim z racji nierównomierności zasilania poszczególnych kanałów czynnikiem oraz stabilności pracy wymiennika. Z tego względu opracowanie rozwiązań mini- bądź mikrokanałowych parowników dla układów chłodniczych stanowi wciąż otwarte wyzwanie badawcze i technologiczne. Dodatkowym coraz intensywniej podejmowanym aspektem badawczym jest zastosowanie powłok powierzchni wymienników w celu ograniczenia efektów szronienia. Zjawisko szronienia powierzchni chłodniczej powietrza prowadzi do degradacji wymiany ciepła, zatem opracowanie rozwiązań ograniczających to zjawisko, jak również efektywnych energetycznie rozwiązań procesu odszraniania stanowi wyzwanie dla poprawy sezonowej efektywności energetycznej układów chłodniczych.

Osiągnięcie wysokiej efektywności energetycznej układów chłodniczych stało się możliwe także dzięki zastosowaniu nowoczesnych elektronicznych układów automatyki, pozwalających na ograniczenie negatywnego efektu wynikającego z nadmiernego przegrzania pary, wykorzystanie efektów obniżenia temperatury otoczenia oraz efektywniejsze sterowanie wydajnością chłodniczą. Dalszy postęp miał miejsce w ostatniej dekadzie w zakresie poprawy efektywności energetycznej napędu sprężarek, głównie dzięki szerokiemu zastosowaniu regulacji inwerterowej oraz zastosowaniu nowej generacji sprężarek. Szczególnego postępu należy oczekiwać w zakresie zastosowania nowej generacji sprężarek liniowych, dla których uzyskiwane są wyjątkowo wysokie wskaźniki efektywności energetycznej.

3. Postępy w chłodnictwie niekonwencjonalnym

Powyżej omówiono zasadnicze kierunki rozwojowe układów wykorzystujących sprężarkowe obiegi termodynamiczne. Jest rzeczą oczywistą, że z racji chęci wykorzystania ciepła odpadowego bądź ciepła pozyskiwanego ze źródeł odnawialnych szczególnego znaczenia nabierają rozwiązania układów chłodniczych o napędzie cieplnym. Rozwiązania takie w postaci układów adsorpcyjnych są znane od XIX wieku, jednak ze względu na systematyczny rozwój wysokosprawnych układów sprężarkowych nie znalazły one powszechniejszych zastosowań w Europie do końca XX wieku (choć znalazły liczne zastosowania w USA i wielu krajach o klimacie tropikalnym). Urządzenia adsorpcyjne bromolitowe (z wodą jako czynnikiem chłodniczym) bądź amoniakalno-wodne, jako układy o efektywności energetycznej o rząd wielkości gorszej od układów sprężarkowych, wielkie gabarytowo, kłopotliwe w eksploatacji i najczęściej przeznaczone dla dużych wydajności, były w Europie traktowane jako rozwiązania o historycznym już znaczeniu. Całkowicie odmiennie wygląda sytuacja obecnie – przede wszystkim z racji potrzeb związanych z zagospodarowaniem ciepła wytwarzanego w kogeneracyjnych systemach energetycznych (opartych na konsumpcji paliw konwencjonalnych bądź odnawialnych źródłach energii) w sezonie letnim oraz pochodzącego z rozlicznych źródeł ciepła odpadowego generowanego w przemyśle. Urządzenia adsorpcyjne bromolitowe należą do rozwiązań w pełni dojrzałych technicznie, stąd zasadniczym kierunkiem badawczym jest poszukiwanie nowych rodzajów substancji adsorpcyjnych. Dążenie do zagospodarowania w jak największym stopniu ciepła odpadowego jest przyczyną olbrzymiego zainteresowania rozwojem układów adsorpcyjnych, zwłaszcza że wykorzystują one również bezpieczne dla środowiska naturalne płyny robocze. Kluczowe wyzwanie dla urządzeń chłodniczych o napędzie cieplnym stanowi możliwość wykorzystania do napędu ciepła niskotemperaturowego, nawet poniżej 70°C, w tym ciepła systemowego dostępnego bez ograniczeń w sezonie letnim. Możliwość taką stwarzają układy chłodnicze strumieniowe, co zademonstrowano w pełnej skali technicznej dopiero w ciągu ostatnich kilku lat. Dla wszystkich układów o napędzie cieplnym poszukuje się rozwiązań hybrydowych, w których możliwa jest biwalentna praca urządzeń z napędem elektrycznym w przypadku przekroczenia progowych wymagań odnośnie do dopuszczalnych parametrów pracy. Jest rzeczą oczywistą, że znaczne zainteresowanie budziło także bezpośrednie wykorzystanie energii słonecznej do napędu układów chłodniczych, co jednak w ostatnich latach uległo pewnemu ograniczeniu z racji upowszechnienia systemów fotowoltaicznych.

Dążenie do ograniczenia konsumpcji energii elektrycznej na rzecz napędu cieplnego jest przyczyną znacznego wzrostu zainteresowania nowymi technologiami, opartymi na stosunkowo niedawno opracowanych podstawach fizycznych, takich jak efekt termoakustyczny. Osiągalna efektywność energetyczna takich urządzeń jest daleka od pożądanego poziomu, lecz podejmuje się znaczną liczbę prac badawczych w kierunku jej poprawy. Odmienny kierunek rozwoju alternatywnych rozwiązań układów chłodniczych to propozycja układów chłodniczych o napędzie elektrycznym, jednak niewykorzystujących żadnej substancji obiegowej. Do takich urządzeń należą układy termoelektryczne, stanowiące technologię dojrzałą, niegwarantującą jednak pożądanego wysokiego poziomu efektywności energetycznej z uwagi na ograniczenia fizyczne. Stąd poszukuje się rozwiązań alternatywnych, takich jak technologie oparte na zjawiskach elektrokalorycznych bądź magnetokalorycznych; z tym obszarem rozwojowym związane są również zagadnienia aplikacji nowych materiałów w technice chłodniczej i kriotechnice.

Podczas XXV Kongresu Chłodnictwa (Montreal, 2019), zorganizowanego przez Międzynarodowy Instytut Chłodnictwa w Paryżu, znaczne zainteresowanie wzbudziła prezentowana przez fizyków możliwość wytworzenia efektu chłodniczego wykorzystującego elektrony nierównowagowe¹. Przewidywana efektywność energetyczna jest w tym wypadku bardzo daleka od oczekiwań, jednak powyższy przykład oddaje atmosferę poszukiwań alternatywnych technologii w odniesieniu do znanych rozwiązań.

¹ Yazawa K., Shakouri A., Integrated cryogenic quantum refrigeration of electrons. The 25th IIR International Congress of Refrigeration. August 24–30, 2019, Montreal, Canada.

W zakresie kriotechniki zaobserwować można natomiast w ostatnim okresie ukierunkowanie na poszukiwania rozwiązań układów wykorzystujących klasyczne konfiguracje urządzeń sprężarkowych, co jest możliwe dzięki opracowaniu nowej generacji mieszanin roboczych. Następuje także rozwój w zakresie technologii opartych na adiabaticznym rozmagnesowywaniu paramagnetyków, adiabaticznym rozmagnesowywaniu jądrowym, helowych układach rozcieńczalnikowych bądź układach z adiabaticznym zestalaniem helu (efekt Pomeranczuka), umożliwiającymi uzyskiwanie najniższych temperatur.

Pewną osobliwością w pracach badawczych podejmowanych w obszarze chłodnictwa jest nieustające zainteresowanie obszarem gazowych układów chłodniczych, w tym także wykorzystujących efekt Ranque'a–Hilscha. Są to na ogół układy o bardzo ograniczonej efektywności energetycznej, stąd ich zastosowanie jest niszowe. Wspomniany efekt chłodniczy Ranque'a–Hilscha, pomimo wielu dekad badań, nadal stanowi intrygujący przykład powszechnie znanego zjawiska, które nie zostało jak dotąd należycie rozpoznane pod względem mechanizmu fizycznego.

Innowacyjna metoda tłumienia pulsacji ciśnienia i drgań w instalacji sprężarek wyporowych

Kamil Chmielarczyk, Przemysław Młynarczyk

Politechnika Krakowska, ul. Warszawska 24, 31-155 Kraków

e-mail: kamil.chmielarczyk@doktorant.pk.edu.pl

Streszczenie

Pulsacje ciśnienia występujące w instalacjach sprężarek wyporowych są zjawiskiem wysoce niepożądanym, mogą bowiem generować wibracje rurociągu, hałas oraz inne niekorzystne zjawiska. Obecnie dużą popularność zyskują sprężarki o regulowanym wydatku czynnika sprężonego realizowanym przez ciągłą kontrolę prędkości obrotowej wału napędowego. Generuje to problemy dla dotychczas stosowanych rozwiązań tłumienia pulsacji i wibracji rurociągu (takich jak rezonatory Helmholtza czy też zewnętrzne eliminatory drgań), ponieważ tłumiki te są projektowane do tłumienia wąskiego pasma częstotliwości zazwyczaj wokół jednej, głównej częstotliwości pulsacji. Jedną z możliwości tłumienia pulsacji, a także wibracji stanowi umieszczenie dyszy o określonym kształcie zamocowanej na elastycznym elemencie (np. sprężynie) w instalacji sprężarki wyporowej. Taki układ, będący w zasadzie wewnątrzrurowym eliminatorem drgań z dodatkową funkcją tłumienia pulsacji ciśnienia, wykazuje się dużą skutecznością w synergicznym tłumieniu pulsacji ciśnienia i wibracji rurociągu. W celu wykonania bardzo skomplikowanych kształtów dyszy i uzyskania sztywnego połączenia ze sprężyną zaproponowano produkcję dyszy przy użyciu technik druku 3D, gdyż takie podejście pozwala na produkcję skomplikowanych kształtów, niemożliwych bądź trudnych do wykonania przy zastosowaniu standardowych technik produkcji.

Słowa kluczowe: sprężarka wyporowa, pulsacje ciśnienia, wibracje, tłumienie

1. Wstęp

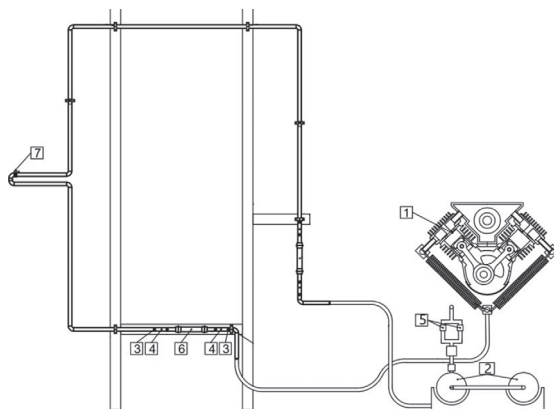
Pulsacje ciśnień powstają we wszelkiego rodzaju instalacjach sprężarkowych. Sprężarka jest to maszyna, która podczas swojej pracy podnosi ciśnienie gazu oraz umożliwia jego transport w kierunku wyższych ciśnień. Najlichnieszą grupę sprężarek obecnie stosowanych w przemyśle stanowią sprężarki wyporowe. Na skutek pracy sprężarki występują pulsacje ciśnienia, które są wynikiem okresowego wymuszenia przepływu, wynikającego z charakteru pracy sprężarki. Pulsacje mogą również powstawać w wyniku działań związanych z wymuszeniami zewnętrznymi w postaci drgań na elementy układu lub w wyniku nieciągłości przepływu (*flow-induced pulsation*). Pulsacje ciśnienia w instalacjach są zjawiskiem niepożądanym z racji generowania wibracji oraz nadmiernych strat ciśnienia. Analiza tego zagadnienia jest ważna, ponieważ zjawisko pulsacji ciśnień może doprowadzić nawet do uszkodzenia całej instalacji. Współcześnie stosowane sprężarki są w większości sprężarkami zmiennoodrotowymi, a więc generują różne częstotliwości pulsacji. Stanowi to problem dla dotychczas stosowanych rozwiązań tłumienia pulsacji, takich jak np. tłumiki Helmholtza, ponieważ tłumiki te są zaprojektowane dla konkretnej, znanej wartości częstotliwości i nie są w stanie zagwarantować tłumienia w szerokim zakresie pracy sprężarek zmiennoodrotowych.

W niniejszej pracy została zaprezentowana jedna z możliwości tłumienia pulsacji ciśnienia oraz wibracji rurociągu. Metoda polega na umieszczeniu wewnątrz instalacji sprężarki wyporowej dyszy o określonym kształcie. Dodatkowo dysza ta jest zamocowana na sprężynie. Powstały wewnątrz instalacji układ to rurowy eliminator drgań, posiadający dodatkową funkcję tłumienia pulsacji ciśnienia. Takie rozwiązanie zapewni wysoką skuteczność w tłumieniu pulsacji ciśnień i wibracji rurociągu [2].

2. Stanowisko badawcze

Głównym elementem stanowiska badawczego, jednocześnie wytwarzającym pulsacje, jest sprężarka wyporowa KAESER i.Comp 9 Tower. Jest to sprężarka posiadająca dwa cylindry w układzie widlastym. Kolejnym elementem stanowiska jest badany rurociąg

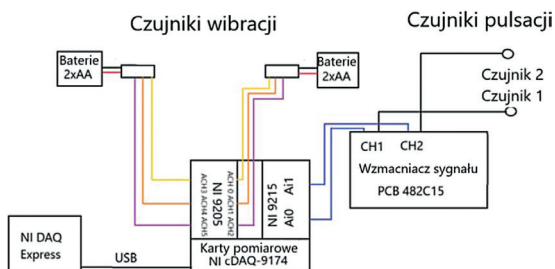
o średnicy wewnętrznej 23 mm. Geometrię rurociągu przedstawiono na rys. 1. Na początku instalacji został zamontowany element do montażu badanych zwęzek. Z racji wielokrotnego wymieniaania zwęzek do montażu zastosowano połączenie kołnierzowe typu spożywczego, pewne i szczelne, które jednocześnie ułatwia montaż i demontaż elementu mocującego zewężki. Przepływ powietrza w instalacji następuje od sprężarki do zbiorników ciśnienia, następnie ze zbiorników powietrze wypuszczane jest na zewnątrz.



Rys. 1. Instalacja pomiarowa: 1 – sprężarka, 2 – zbiorniki ciśnieniowe, 3 – termopary, 4 – czujniki pulsacji, 5 – przepływomierz, 6 – element montażowy, 7 – czujnik wibracji

Akwizycja danych była wykonywana za pośrednictwem oprogramowania National Instrument DAQ Express dla pulsacji i wibracji oraz skryptu napisanego w języku oprogramowania Python dla zapisu mocy, temperatur i przepływu. Schemat na rys. 2 przedstawia podłączenie czujników pulsacji oraz wibracji wraz z kartami pomiarowymi.

Do pomiaru pulsacji ciśnienia zastosowano czujniki PCB Piezotronics typu 112A21 oraz 113B28, a pomiar wibracji realizowany był przy użyciu akcelerometru analogowego firmy Analog Devices, model ADXL335.

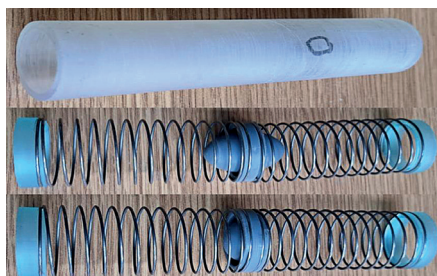


Rys. 2. Schemat podłączenia czujników pulsacji oraz wibracji

2.1. Elementy tłumiące

W celu wykonania bardzo skomplikowanych kształtów dyszy i uzyskania sztywnego połączenia ze sprężyną zaproponowano produkcję dyszy z żywicy wysokotemperaturowej przy użyciu technik druku 3D SLA. Technika ta pozwala wytwarzać geometrie o bardzo skomplikowanych kształtach. Dokładność wydruku dochodzi do 0,05 mm przy jednoczesnym zachowaniu niskiej chropowatości wydrukowanej części.

W badaniach wykorzystano cztery wydruki. Pierwszym z nich była wydrukowana rura o średnicy wewnętrznej tj. 23 mm. Miała ona zasymulować pustą instalację, do której odnoszone będą pozostałe badania. Kolejnymi wydrukami były sfera oraz elipsoida. W celu uzyskania różnych częstości własnych dla porównania tłumienia wibracji w wydrukach umieszczono walcowe stalowe obciążniki. Dla elipsoidy były to dwie masy: 8,5 oraz 26,5 grama, dla sfery tylko 8,5 grama. Rys. 3 przedstawia badane dysze.



Rys. 3. Kształty dysz umieszczonych w instalacji. Od góry: pusta instalacja, elipsoida, sfera

3. Wyniki

Badania przeprowadzone na stanowisku były wykonywane tego samego dnia, dla dwóch prędkości obrotowych sprężarki: 2100 oraz 1600 obr/min. Ciśnienie w instalacji wynosiło 5 bar. Dla każdej prędkości obrotowej pomiar powtarzany był 12 razy w odstępie czasowym wynoszącym minutę, w celu uzyskania wiarygodności przeprowadzonych badań. Tabela 1 przedstawia wyniki średnie z 12 pomiarów dla pulsacji ciśnienia oraz wibracji w kierunku osi y (wzdłużnym do kierunku montażu elementów tłumiących).

Tabela 1. Średnie wyniki z 12 pomiarów dla pulsacji i wibracji

	Pulsacje [kPa]		Wibracje [mm/s ²]	
	1600	2100	1600	2100
Pusta	47,05	45,89	6,62	7,29
Elipsoida 8,5	42,30	40,77	5,98	6,50
Elipsoida 26,5	41,90	41,19	6,19	6,33
Sfera	41,81	40,39	5,96	6,54

Przy kształtach umieszczonych na sprężynach należy pamiętać o częstotliwościach własnych układu. Częstotliwość własną masy umieszczonej na sprężynach obliczono zgodnie ze wzorem (1).

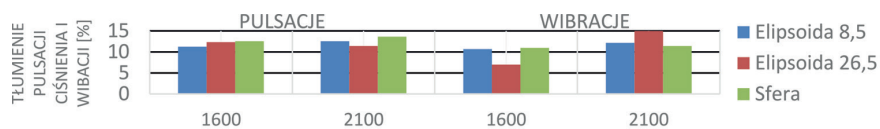
$$\omega = \sqrt{\frac{2K}{m}} \quad (1)$$

Tabela 2 przedstawia częstotliwości własne dla kształtów umieszczonych na sprężynach.

Tabela 2. Częstotliwości własne mas na sprężynach

Element	Dokładna masa [g]	Współczynnik K [N/m]	Częstotliwość [Hz]
Elipsoida 8,5	8,305	80	138
Elipsoida 26,5	26,347	80	78
Sfera	8,520	80	137

Wykresy na rys. 4 przedstawiają osiągnięte rezultaty wartości tłumienia pulsacji oraz wibracji.



Rys. 4. Wartość tłumienia pulsacji oraz wibracji dla prędkości 1600 oraz 2100 obr/min

Tabela 3 ukazuje wpływ zastosowanych kształtów na wzrost jednostkowej mocy sprężania.

Tabela 3. Procentowy wpływ elementów na wzrost/spadek jednostkowej mocy sprężania względem pustej instalacji

[obr/min]	Wzrost/spadek jednostkowej mocy sprężania [%]		
	elipsoida 8,5	elipsoida 26,5	sfera
2100	0,7	0,6	0,2
1600	0,3	1,0	-0,3

Wnioski

W pracy przedstawiono podstawowe założenia innowacyjnej metody tłumienia pulsacji ciśnienia i drgań w instalacji tłocznej sprężarki wodorowej. Metoda polega na zastosowaniu w instalacji tłocznej specjalnych tłumików umieszczonych na sprężynach. Tłumiki te są drukowane w technologii druku 3D SLA. Zaproponowana metoda tłumii pulsacje ciśnienia oraz wibracje w szerokim zakresie prędkości obrotowych średnio o około 10%, jednocześnie zachowując niewielki wpływ na wzrost jednostkowej mocy sprężania (do 1%). Jak widać w wynikach uzyskanych w trakcie badań, tłumienie pulsacji przez kształt sferyczny jest większy niż dla dyszy o kształcie elipsoidy; jednocześnie można zauważyć wyraźny wpływ częstości własnej układu na tłumienie wibracji dla różnych częstości wymuszających. W kolejnym etapie badań planuje się optymalizację kształtu mocowanego na sprężynach oraz dobranie odpowiednich sprężyn w celu zestrojenia częstotliwości własnej układu masa–sprężyna do głównej częstotliwości pulsacji.

Badania zostały sfinansowane przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju, numer grantu: LIDER/40/0140/L-11/19/NCBR/2020.

Podziękowania

Autorzy dziękują Damianowi Brewczyńskiemu za przygotowanie wydruków badanych elementów.

Literatura

- [1] Vijayasree N.K., Munjal M.L. On an integrated transfer matrix method for multiply connected mufflers. *Journal of Sound and Vibration* 2012; 331: 1926–1938.
- [2] Młynarczyk P. et al. Innovative hybrid device for the simultaneous damping of pressure pulsations and vibrations in positive displacement compressor manifolds. *International Journal of Refrigeration* 2021; 132: 109–118.
- [3] Młynarczyk P. et al. Pressure pulsation and pipeline vibration damping with the use of 3D printed nozzles. *Recent trends in wave mechanics and vibrations. Proceedings of WMVC 2022, Lisbon.*

Osiedla dodatnie energetycznie – możliwości realizacji w kraju

Dorota Chwieduk

Politechnika Warszawska, Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa, ul. Nowowiejska 21/25, 00-665 Warszawa

e-mail: dorota.chwieduk@pw.edu.pl

Streszczenie

Realizacja osiedli dodatnich energetycznie (ang. *positive energy districts*, PED) została uznana przez Komisję Europejską za jeden z elementów dziesięciu kluczowych obszarów działania w ramach Planu Strategicznych Technologii Energetycznych (SET Plan), który identyfikuje rozwiązania niezbędne do szybkiej i efektywnej transformacji sektora energetycznego państw UE w celu osiągnięcia dekarbonizacji gospodarki państw UE w 2050 r. Miasta europejskie zużywają ponad 70% energii końcowej, stąd też duży nacisk kładzie się na oszczędność energii i poszanowanie środowiska właśnie w miastach. Osiedla PED mają się charakteryzować zerowym rocznym importem energii netto i zerową roczną emisją CO₂ netto. Niniejsza praca prezentuje jedną z możliwości realizacji osiedla PED w warunkach krajowych. W dużych miastach gospodarka energetyczna jest silnie scentralizowana. Dostarczanie ciepła do odbiorców końcowych odbywa się za pośrednictwem rozbudowanych centralnych systemów ciepłowniczych, które wymagają kompleksowej modernizacji. Jednocześnie w miastach pojawiają się nowi odbiorcy, a same miasta „rozlewają się” szeroko poza swoje dotychczasowe granice. Nowe obszary nie mają dostępu do istniejącego scentralizowanego systemu ciepłowniczego miast, a doprowadzanie tam istniejących sieci jest nieopłacalne energetycznie i ekonomicznie. Jedyłą siecią energetyczną dostępną na obrzeżach miast jest sieć elektroenergetyczna. W takiej sytuacji cele grzewcze budynków w nowych osiedlach mogą być zaspokajane poprzez wykorzystanie energii elektrycznej, przy czym najbardziej efektywne energetycznie i ekonomicznie jest zastosowanie pomp ciepła. Co więcej, można też osiągnąć znaczne oszczędności w zużyciu energii pierwotnej, jeżeli energia do napędu pomp ciepła pochodzi z instalacji fotowoltaicznych. Zwykle pojedyncze budynki są wyposażone we własne pompy ciepła i własne instalacje fotowoltaiczne. Przeprowadzono szacunkową analizę zużycia energii przez hipotetyczne nowe osiedle mieszkaniowe zlokalizowane na obrzeżach miasta (Warszawy). Rozważono dwa podstawowe warianty konfiguracji i funkcjonowania instalacji grzewczej. W pierwszym wariantcie zapotrzebowanie na ciepło i energię elektryczną jest zaspokajane przez indywidualne pompy ciepła i instalacje fotowoltaiczne, zlokalizowane i zwymiarowane oddzielnie dla każdego z budynków tworzących miniosiedle podmiejskie. W drugim wariantcie osiedle jest wyposażone w jedną centralną pompę ciepła z centralnymi zasobnikami ciepła i jedną wspólną instalację fotowoltaiczną. Miniosiedle składa się z 12 piętrowych domków (każdy o powierzchni 120 m²) o dachach pochylonych pod kątem 30° i zwróconych na południe (i północ). Obliczenia generacji energii z modułów fotowoltaicznych i zużycia energii prowadzono w skali całego roku. Całkowite roczne zużycie energii elektrycznej do napędu pomp ciepła wynosi 37,2 MWh, a do potrzeb oświetlenia i odbiorników domowych 52,8 MWh. Zainstalowane moduły fotowoltaiczne mogą wygenerować około 96 MWh energii elektrycznej, co oznacza spełnienie warunku zakwalifikowania osiedla jako dodatniego energetycznie. Ponadto obliczono, że energia elektryczna generowana przez systemy fotowoltaiczne może rocznie zaspokoić około 25% (wariant indywidualnych systemów OZE w budynku) lub 35–40% (wariant zintegrowanych wspólnych systemów OZE dla wszystkich budynków) zapotrzebowania na energię bezpośrednio na miejscu (autokonsumpcja).

Słowa kluczowe: osiedla dodatnie energetycznie, fotowoltaika, pompy ciepła, mikrosystemy energetyczne

1. Wprowadzenie

Realizacja osiedli dodatnich energetycznie (PED) została uznana przez Komisję Europejską za jeden z elementów dziesięciu kluczowych obszarów działania w ramach Planu Strategicznych Technologii Energetycznych (SET Plan), który identyfikuje rozwiązania niezbędne do szybkiej i efektywnej transformacji sektora energetycznego państw Unii Europejskiej w celu osiągnięcia dekarbonizacji gospodarki państw UE w 2050 r.

SET Plan został opracowany na początku tego tysiąclecia jako narzędzie służące do reprezentowania polityki UE w zakresie strategicznych technologii energetycznych i stworzenia warunków do rozwoju innowacji technologicznych wykorzystujących w szybki i efektywny sposób wyniki badań naukowych. Plan ten był modyfikowany w połowie ubiegłego dziesięciolecia w związku z aktualizacją podejścia Komisji Europejskiej do polityki energetyczno-klimatycznej oraz nowymi celami dążenia do zeroemisyjnej gospodarki. Służy on do promowania nowych, efektywnych energetycznie, ekonomicznie i środowiskowo technologii, nie tylko *stricte* energetycznych. Poza tym ukierunkowany jest na rozwijanie współpracy między państwami UE, ich przedsiębiorstwami i instytucjami badawczymi.

Ze względu na fakt, że miasta europejskie zużywają ponad 70% energii końcowej, polityka energetyczna UE kładzie duży nacisk na oszczędność energii i poszanowanie środowiska właśnie w miastach. Jednym z kluczowych obszarów SET Planu jest obszar 3, dotyczący nowych technologii i usług dla konsumentów energii. W ramach tego obszaru występuje działanie 3.2 pod nazwą „Osiedla i sąsiedztwo dodatnie energetycznie na rzecz zrównoważonego urbanistycznego rozwoju” (*Positive Energy Districts and Neighborhoods for Sustainable Urban Development*).

Obecnie trwają dyskusje nad właściwym zdefiniowaniem osiedli dodatnich energetycznie. Ogólnie stwierdza się, że PED to efektywne i „elastyczne” energetycznie obszary miejskie lub grupy połączonych ze sobą budynków, które charakteryzują się zerowym rocznym importem energii netto i generują rocznie zerową emisję gazów cieplarnianych netto oraz aktywnie zarządzają roczną lokalną nadwyżką generowanej energii z odnawialnych źródeł energii [1]. W ramach działania 3.2 Komisja Europejska przedstawiła program stworzenia w Europie 100 PED do 2025 r. Wśród 20 państw europejskich, które przystąpiły do programu, nie ma Polski.

Jako główne kryterium zakwalifikowania danego osiedla jako PED przyjęto osiągnięcie dodatniego bilansu energetycznego w skali roku, co oznacza, że więcej energii jest generowane na miejscu w danym osiedlu niż zużywane. Obszary/osiedla PED mają się składać z wielu budynków aktywnie uczestniczących w pozyskiwaniu i generacji energii, zarządzaniu zużyciem energii oraz wymianie energii między sobą. W pracy podjęto próbę przeanalizowania jednej z możliwości realizacji hipotetycznego osiedla PED w warunkach krajowych.

2. Dostępność energii w obszarach podmiejskich

W Polsce w dużych miastach gospodarka energetyczna jest z reguły silnie scentralizowana. Dostarczanie ciepła do odbiorców końcowych odbywa się za pośrednictwem rozbudowanych centralnych systemów ciepłowniczych, co jest wygodne dla odbiorców końcowych. Większość sieci ciepłowniczych wykazuje się jednak dużymi stratami ciepła i wymaga kompleksowej modernizacji. Jednocześnie w miastach pojawiają się nowi odbiorcy, a same miasta „rozlewają się” szeroko poza swoje dotychczasowe granice, wykazując często istotne potrzeby energetyczne.

Nowe obszary podmiejskie nie mają dostępu do istniejącego scentralizowanego systemu ciepłowniczego miast, a doprowadzanie tam istniejących sieci jest zwykle nieopłacalne energetycznie i ekonomicznie. W większości przypadków sieć gazowa również nie jest tam dostępna. Jedyna sieć energetyczna powszechnie występująca na obrzeżach miast to sieć elektroenergetyczna. W takiej sytuacji cele energetyczne budynków, w tym cele grzewcze, w nowych osiedlach mogą być zaspokajane poprzez wykorzystanie energii elektrycznej. Najbardziej efektywnym energetycznie i ekonomicznie rozwiązaniem ukierunkowanym na zmniejszenie zużycia energii końcowej jest zastosowanie pomp ciepła. Co więcej, można też osiągnąć znaczne oszczędności w zużyciu energii pierwotnej, jeżeli energia do napędu pomp ciepła pochodzi z instalacji fotowoltaicznych.

W nowych osiedlach pojedyncze budynki są wyposażone we własne źródła ciepła. Coraz częściej wykorzystuje się pompy ciepła i własne instalacje fotowoltaiczne. Przykład typowego nowo powstającego osiedla pod Warszawą przedstawiono na rys. 1.

Oddawane do użytku budynki muszą spełniać wymagania zapisane w rozporządzeniu [2], zgodnie z którym jednostkowe zużycie energii pierwotnej na cele grzewcze (ogrzewanie pomieszczeń i podgrzewanie wody użytkowej) nie może przekraczać 70 kWh/m² rocznie. W konsekwencji zapotrzebowanie na energię użytkową wynikające z właściwego projektu architektoniczno-budowlanego jest na niskim poziomie, a ograniczenie zużycia energii końcowej i pierwotnej narzuca konieczność wykorzystania własnych źródeł energii, głównie pomp ciepła i instalacji fotowoltaicznych.



Rys. 1. Przykład typowego nowo powstającego osiedla domów jednorodzinnych na obrzeżach Warszawy

3. Analiza zużycia energii w hipotetycznym nowym osiedlu pod Warszawą

Przeprowadzono analizę zużycia energii w hipotetycznym nowym osiedlu domków jednorodzinnych zlokalizowanym na obrzeżach miasta (Warszawy). Rozważono dwa podstawowe warianty konfiguracji i funkcjonowania instalacji grzewczej. W pierwszym wariantcie zapotrzebowanie na ciepło i energię elektryczną jest zaspokajane przez indywidualne pompy ciepła i instalacje fotowoltaiczne, zlokalizowane i zwymiarowane oddzielnie dla każdego z budynków tworzących miniosiedle podmiejskie. W tym przypadku każdy budynek jest wyposażony w indywidualny inwerter instalacji fotowoltaicznej, a każdy system grzewczy ma własny zbiornik magazynujący energię cieplną. Instalacja fotowoltaiczna może dostarczać energię elektryczną do odbiorników energii elektrycznej i pompy ciepła w budynku lub też do sieci elektroenergetycznej niskiego napięcia (przy braku zapotrzebowania na energię w budynku). Takie rozwiązanie jest obecnie dosyć często stosowane w nowych podmiejskich osiedlach mieszkaniowych. Drugi wariant jest bardziej teoretyczny, ale został rozważony jako rozwiązanie zgodne z zasadami tworzenia osiedli dodatnich energetycznie. W tym przypadku osiedle jest wyposażone w jedną wspólną mikrościeć ciepłowniczą zasilaną ciepłem z lokalnej mikrociepłowni z centralną pompą ciepła i centralnymi zasobnikami ciepła. Ma także jedną wspólną instalację fotowoltaiczną. Nadmiar energii elektrycznej może być również oddawany do sieci elektroenergetycznej. Hipotetyczne miniosiedle składa się z 12 piętrowych domków (każdy o powierzchni 120 m^2) o dachach pochylonych pod kątem 30° i zwróconych na południe i północ. Od południa całe połączenie dachu są pokryte modułami fotowoltaicznymi.

Analizę efektywności działania dwóch wariantów systemu energetycznego składającego się z instalacji fotowoltaicznej i pomp ciepła przeprowadzono, wykorzystując symulację zjawisk cieplnych zachodzących w budynkach i ich otoczeniu oraz funkcjonowanie rozważanych systemów energetycznych i ich elementów składowych w skali całego roku z krokiem czasowym równym jednej godzinie. Obliczenia prowadzono dla warunków klimatycznych Warszawy. Do obliczeń zastosowano metodykę opisaną w pracy [3] w odniesieniu do pojedynczego budynku i zaadaptowano ją do analizy kompleksu budynków mieszkalnych zaprezentowanego w artykule [4].

Przeprowadzone obliczenia wykazały, że zapotrzebowanie na ciepło do ogrzewania domków w czasie sezonu grzewczego wynosi 125 MWh , natomiast zapotrzebowanie na ciepło do podgrzewania wody użytkowej w ciągu roku odpowiada 41 MWh . Wszystkie potrzeby cieplne są zaspokojone przez gruntową pompę ciepła, która zużywa w skali roku $37,2 \text{ MWh}$ energii elektrycznej. Roczne zużycie energii elektrycznej do zasilania odbiorników domowych i oświetlenia jest wyższe niż zużycie energii elektrycznej do ogrzewania

pomieszczeń i wynosi 52,8 MWh, co daje łącznie zużycie 90 MWh energii rocznie. Zainstalowane moduły fotowoltaiczne mogą wygenerować około 96 MWh energii elektrycznej, co oznacza spełnienie warunku zakwalifikowania hipotetycznego osiedla jako osiedla dodatniego energetycznie.

Zużycie energii elektrycznej w obu wariantach osiedla jest na zbliżonym poziomie, co było jednym z założeń przeprowadzonej analizy. Natomiast różnice pomiędzy dwoma wariantami dotyczą tzw. autokonsumpcji, czyli bezpośredniego zużycia na miejscu, dla własnych potrzeb, energii wygenerowanej przez instalację fotowoltaiczną. Obliczono, że w pierwszym wariantcie – indywidualnego wytwarzania i zużycia energii – energia elektryczna generowana przez systemy fotowoltaiczne może rocznie zaspokoić około 25% potrzeb w budynku w sposób bezpośredni. Natomiast w drugim wariantcie – zintegrowanych wspólnych systemów OZE dla wszystkich budynków – autokonsumpcja wynosi 35–40%. W obu wariantach przyjęto pracę pompy ciepła dopasowaną do czasu pracy instalacji fotowoltaicznej i w przypadku braku bezpośredniego zapotrzebowania na ciepło jest ono magazynowane w zasobnikach wodnych. Jednocześnie przyjęto dwa różne warianty zużycia energii w budynkach, wynikające z różnego trybu życia mieszkańców. Dominujący jest tryb ograniczonego zużycia energii w ciągu dnia ze względu na nieobecność domowników w domu. Różnice wynikają z faktu, że w drugim wariantcie zużycie energii w mikroosiedlu jest bardziej równomierne w ciągu dnia. Chociaż oba warianty dają możliwość uzyskania przez osiedle statusu dodatniego energetycznie, zgodnie z obecnie przyjętą klasyfikacją (definicją), to drugi wariant stanowi bardziej efektywne rozwiązanie ze względu na oszczędność energii na miejscu dzięki większemu wykorzystaniu własnych zasobów energii odnawialnych.

Literatura

- [1] Bruck A. et al. One piece of the puzzle towards 100 Positive Energy Districts (PEDs) across Europe by 2025: an open-source approach to unveil favourable locations of PV-based PEDs from a techno-economic perspective. *Energy* 2022; 254: 124152.
- [2] Obwieszczenie Ministra Rozwoju i Technologii z dnia 15 kwietnia 2022 r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu rozporządzenia Ministra Infrastruktury w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie. Dz.U. 2022, poz. 1225.
- [3] Chwieduk B., Chwieduk D. Analysis of operation and energy performance of a heat pump driven by a PV system for space heating of a single family house in Polish conditions. *Renewable Energy* 2021; 165: 117–126.
- [4] Chwieduk D., Chwieduk B. Application of heat pumps in new housing estates in cities suburbs as an means of energy transformation in Poland. *Energies* 2023; 16: 3495.

Badanie jednorodności cieplnej kompozytów z wykorzystaniem termografii w podczerwieni

Łukasz Cieślakiewicz¹, Fabian Dietrich¹, Paulina Latko-Durątek², Kamila Sałasińska², Paweł Durątek², Anna Boczkowska², Piotr Łapka¹

¹ Politechnika Warszawska, Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa, ul. Nowowiejska 21/25 00-665 Warszawa

² Politechnika Warszawska, Wydział Inżynierii Materiałowej, ul. Wołoska 141, 02-507 Warszawa

e-mail: lukasz.cieslakiewicz@pw.edu.pl; fabian.dietrich.dokt@pw.edu.pl; paulina.latko@pw.edu.pl; kamila.salasinska@pw.edu.pl; pawel.duralek@pw.edu.pl; anna.boczkowska@pw.edu.pl; piotr.lapka@pw.edu.pl

Streszczenie

W pracy przeprowadzono analizę jednorodności sześciu materiałów kompozytowych, w których osnową był usieciowany polietylen (PEX) przeznaczony do wytwarzania rur na sondy geotermalne, a napełniaczami poprawiającymi jego właściwości cieplne – różne dodatki ceramiczne oraz węglowe (m.in.: azotek boru, grafit, nanorurki węglowe, grafit syntetyczny). Dodatkowo badaniu poddano próbki wykonane z czystego PEX jako materiału referencyjnego. Badania jednorodności próbek przeprowadzono z użyciem stanowiska wykorzystującego wymienniki ciepła w formie bloków wodnych podłączone do łaźni cyrkulacyjnej jako źródło ciepła oraz kamerę termowizyjną FLIR 1020. Na podstawie pomiarów wykonana została analiza jakościowa oraz ilościowa jednorodności struktury badanych materiałów kompozytowych.

Analiza pozwoliła ocenić, czy zastosowane procesy wytwarzania kompozytów PEX z różnymi napełniaczami przeznaczonymi do poprawy przewodności cieplnej pozwoliły na uzyskanie makroskopowo homogenicznej struktury kompozytu. Wyniki skorelowano z obrazami mikrostruktury kompozytów otrzymanymi za pomocą skaningowego mikroskopu elektronowego SEM. W literaturze nie znaleziono podobnych badań dla analizowanych kompozytów PEX, zatem analiza ta pozwala wypełnić lukę w istniejącym stanie wiedzy.

Słowa kluczowe: kompozyty polimerowe, usieciowany polietylen, makrohomogeniczność struktury, kamera termowizyjna, przewodność cieplna

1. Wprowadzenie

Kompozyty polimerowe to materiały powstałe przez połączenie osnowy polimerowej z napełniaczem w celu otrzymania materiału o znacząco lepszych właściwościach lub nadania nowych funkcjonalności. Polimery wykazują bardzo małą przewodność cieplną, dlatego modyfikuje się je napełniaczami charakteryzującymi się wysokim współczynnikiem przewodzenia ciepła. Wśród najbardziej popularnych są proszki metali, np.: miedzi, srebra, niklu, napełniacze węglowe, np.: grafit, sadza, nanorurki, krótkie włókna węglowe, oraz napełniacze ceramiczne, np. azotek boru. Aby otrzymać pożądane cechy kompozytu polimerowego, takie jak jednorodna przewodność cieplna, napełniacz musi być równomiernie rozdyspergowany i rozmieszczony w osnowie polimerowej [1]. W przypadku napełniaczy w skali nano konieczne jest rozbitcie ich aglomeratów w procesie wytwarzania.

Jedną z metod umożliwiających ocenę jednorodności materiałów jest obok technik mikroskopowych termografia w podczerwieni [2], pozwalająca na badanie struktury materiału poprzez obserwację pola temperatury na jego powierzchni. Technika ta należy do metod nieniszczących i wymaga jedynie wymuszenia przepływu ciepła przez materiał, np. poprzez jego rozgrzanie lub ochłodzenie z jednej strony i wymianę ciepła z otoczeniem z drugiej strony. Niejednorodność pola temperatury na powierzchni badanego obiektu świadczy o niejednorodnych właściwościach cieplnych materiału, a te związane są z niejednorodnym rozmieszczeniem napełniacza w osnowie.

Badania przedstawione w niniejszej pracy obejmują analizę z wykorzystaniem obrazowania w podczerwieni jednorodności makrostruktury sześciu kompozytów polimerowych na bazie polietylenu usieciowanego (PEX) z napełniaczami mającymi poprawić ich przewodność cieplną. Dodatkowo jako materiał referencyjny zbadano czysty PEX. Ponadto uzyskane wyniki skorelowano z obrazami mikrostruktury wykonanymi za pomocą skaningowego mikroskopu elektronowego.

2. Opis metody i użytych materiałów

2.1. Badane materiały

Jako osnowę kompozytów zastosowano PEX_b firmy SILON s.r.o., (Republika Czeska) składający się z etylenu szczepionego silanem (nazwa handlowa: TA 1132 HD) oraz przedmieszki katalizatora i stabilizatorów (nazwa handlowa: TA 2120 HD). Składniki w formie granulatów były mieszane w stosunku 95:5 razem z odpowiednim dodatkiem poprawiającym przewodność cieplną w stężeniu wynikającym z obliczeń analitycznych. Zastosowano laboratoryjną wyciączarkę dwuślیمakową firmy HAAKE MiniLab (ThermoScientific, USA), temperaturę procesu 210°C i obroty ślimaków 25 obr/min. Otrzymane profile kompozytu cięto na granulaty i prasowano do formy płytek o wymiarach 100 × 100 mm przy zastosowaniu prasy hydraulicznej o nacisku 0,4 MPa, temperaturze pracy 225–238°C i czasie prasowania 10 min. Otrzymane próbki poddano procesowi sieciovania w wodzie w temperaturze 90°C przez 24 godziny. Łącznie przygotowano 6 płytek kompozytów zawierających następujące dodatki: 1,9% wag. nanorurki węglowe (NC7000, Nanocyl, Belgia), 5% wag. grafit syntetyczny (MG 192 i MG 3924, Sinograf, Polska), 10% wag. grafit (TIMREX KS150, Imerys, Szwajcaria), 28% wag. azotek boru (HeBoFill[®]CL-ADH 020, Henze BNP, Niemcy) oraz 35% wag. dodatek mineralny na bazie tlenku cynku (Silatherm Advance 1438, Quarzwerke Gruppe GmbH, Niemcy). Próbkę referencyjną stanowił PEX_b bez dodatków.

2.2. Badania z użyciem termografii w podczerwieni

Stanowisko pomiarowe umożliwiało ocenę jednorodności wytworzonych materiałów kompozytowych. W skład stanowiska wchodziły: stół pomiarowy, wymiennik ciepła wykonany z trzech aluminiowych bloków wodnych 120 × 40 mm z formatką miedzianą o grubości 1 mm i wymiarach 100 × 100 mm mającą na celu dodatkowe wyrównanie temperatury na powierzchni układu, łącznia cyrkulacyjna z grzaniem PolyScience 9702AA2E (PolyScience, USA), kamera termowizyjna Flir 1020 (Teledyne FLIR, USA) o rozdzielczości 1024 × 768 i czułości termicznej 20 mK, statyw do montażu kamery termowizyjnej, stalowe dociski próbki oraz próbka badanego materiału. Próbki wykonane zostały jako płytki o wymiarach 100 × 100 mm i grubości ok. 3 mm. W związku z wymuszaniem przepływu ciepła na drodze przewodzenia w każdej z próbek należało przygotować płaskie powierzchnie poprzez szlifowanie na szlifierce taśmowej z coraz mniejszymi granulacjami materiału ściernego (240, 600 i 800). Tak przygotowane próbki z jednej strony pokrywane były pastą termoprzewodzącą w celu ograniczenia oporów cieplnych między blokiem wodnym z formatką miedzianą a próbką. Woda wymuszająca przepływ ciepła w układzie miała temperaturę 75°C. Pomiaru dokonywano po stabilizacji układu, kiedy temperatura na środku badanej próbki nie ulegała zmianie przez 5 minut.

2.3. Badania z użyciem skaningowego mikroskopu elektronowego

Badanie mikrostruktury wykonano przy zastosowaniu skaningowego mikroskopu elektronowego SEM 3000 (Hitachi, Japonia). Próbki kompozytów umieszczono na stoliku pomiarowym i napyłano warstwą złota. Obserwacje struktury wykonano, stosując powiększenie 100× i napięcie 5 kV.

Analiza wyników i podsumowanie

Badane materiały w pierwszej kolejności zostały poddane analizie jakościowej struktury poprzez porównanie wyników obrazowania w podczerwieni oraz obserwacji powierzchni próbek. W większości przypadków w materiałach, w których widoczne były makroskalowe ziarna powstałe w procesie prasowania, uzyskiwano zbliżone rozkłady temperatury w badaniach w podczerwieni. Odstępstwem od tej reguły była próbka z dodatkiem mineralnym, która mimo widocznych ziaren na powierzchni z punktu widzenia cieplnego charakteryzowała się jednorodnością zbliżoną do materiału bez domieszek.

Tabela 1 przedstawia wyniki ilościowe otrzymane podczas badań z wykorzystaniem termografii w podczerwieni. Wyniki zostały używane poprzez analizę wartości temperatury z pola 180 × 180 px na środku badanej próbki. Jako miarę jednorodności makroskopowej badanego materiału przyjęto odchylenie standardowe oraz amplitudę temperatury w tym obszarze. Najmniejszym odchyleniem standardowym

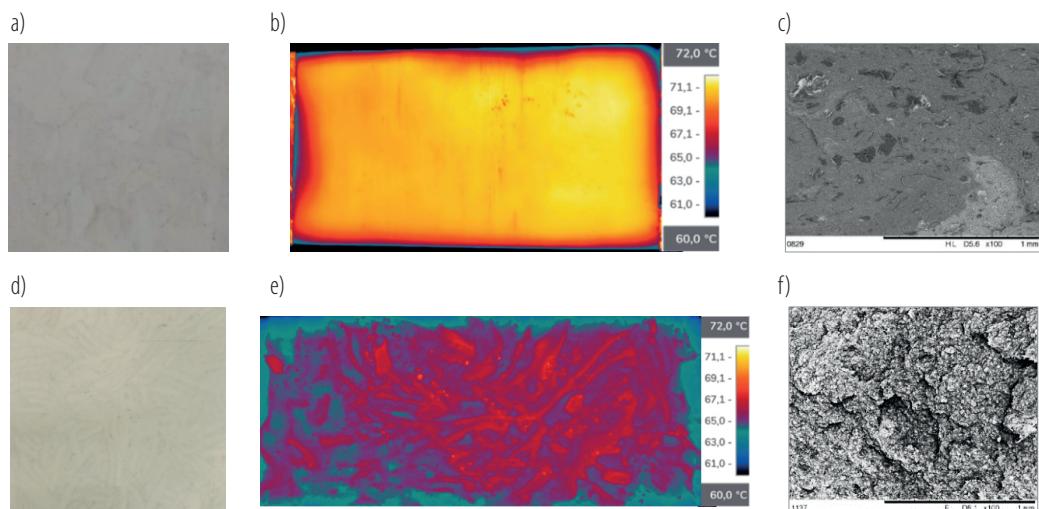
i najmniejszą amplitudą temperatury charakteryzowała się próbka PEX_b bez dodatków. Niejednorodność temperatury w przypadku tej próbki wynikała głównie z metody jej przygotowania. Jednorodnością struktury na podobnym poziomie cechowała się próbka z dodatkiem materiału mineralnego, która mimo widocznych granic ziaren przy ocenie optycznej (rys. 1a) nie wykazywała znacznych różnic rozkładu pola temperatury (rys. 1b). Najmniej jednorodna okazała się próbka z dodatkiem azotku boru, która zarówno przy ocenie optycznej (rys. 1d), jak i później, przy wykorzystaniu termografii (rys. 1e) wykazywała najsilniejszą niejednorodność na granicy ziaren.

Można również zauważyć, że wraz ze wzrostem odchylenia standardowego rosła amplituda temperatury. Ta zależność jednak nie była w pełni zachowana w przypadku próbek z grafitem – próbka z dodatkiem KS150 mimo niższego odchylenia standardowego charakteryzowała się wyższą amplitudą temperatury niż próbka z dodatkiem MG394. Ponadto w przypadku próbek jednorodnych średnia temperatura była stosunkowo bliska temperaturze maksymalnej próbki, wraz ze wzrostem odchylenia standardowego ta różnica rosła i w przypadku próbek z dodatkiem azotku boru średnia temperatura była bliżej temperatury minimalnej.

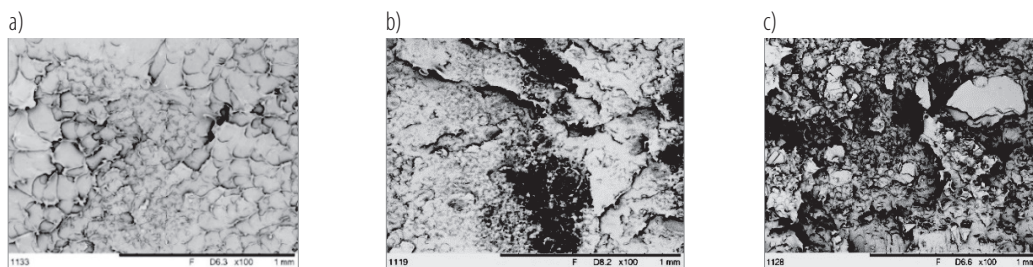
Tabela 1. Wyniki analizy ilościowej badań z wykorzystaniem termografii w podczerwieni

Materiał	Temperatura średnia (°C)	Temperatura minimalna (°C)	Temperatura maksymalna (°C)	Odchylenie standardowe (°C)	Amplituda (°C)
PEX _b bez dodatków	70,29	68,74	70,67	0,16	1,93
PEX _b + 1,9% nanorurki węglowe	69,02	66,51	69,47	0,28	2,96
PEX _b + grafit MG192	68,15	65,30	69,87	0,66	4,57
PEX _b + grafit MG394	68,83	66,60	69,98	0,52	3,38
PEX _b + 10% grafit KS150	68,73	65,33	69,84	0,48	4,51
PEX _b + 28% azotek boru	65,62	63,21	68,65	0,69	5,44
PEX _b + 35% mineralny	70,61	68,74	71,37	0,23	2,63

Otrzymane obrazy mikrostruktury przy zastosowaniu mikroskopu SEM (rys. 1c, f oraz rys. 2) pokazały, że kompozyty nie miały porów i że pomiędzy poszczególnymi komponentami występowała adhezja. Najmniej homogeniczną strukturę miały próbki z dodatkami nanorurek węglowych (rys. 2b) oraz z dodatkiem mineralnym (rys. 1c), gdzie napełniacze tworzyły aglomeraty. Z kolei płatki grafitu oraz azotek boru były rozdyspergowane równomiernie w całej objętości polietylenu.



Rys. 1. Porównanie obrazów uzyskanych za pomocą: a) obserwacji wizualnych; b) termowizji w podczerwieni; c) obrazowania skaningowym mikroskopem elektronowym dla próbek PEX z dodatkiem mineralnym oraz d) obserwacji wizualnych; e) termowizji w podczerwieni; f) obrazowania skaningowym mikroskopem elektronowym dla próbek PEX z dodatkiem azotku boru



Rys. 2. Obrazy SEM mikrostruktury kompozytów na bazie PEX_b: a) czysty PEX; b) PEX_b + 1,9% nanorurki, c) PEX_b + 5% grafit MG192

Porównując wyniki uzyskane z analiz SEM oraz termografii, można zauważyć, że w przypadku materiałów jednorodnych w skali mikro (próbka z dodatkiem azotku boru) można uzyskać materiały o strukturze makroskopowo niejednorodnej cieplnie. Może wystąpić również sytuacja odwrotna, w której dla materiałów niejednorodnych w skali mikro (próbka z dodatkiem mineralnym) w skali makro uzyskana zostaje struktura jednorodna cieplnie. Wskazuje to na potrzebę uzupełniania badań materiałów w skali mikro (np. pod mikroskopami) badaniami w skali makro z wykorzystaniem technik pozwalających na ocenę gotowego produktu.

Podziękowania

Praca finansowana przez NCBiR w ramach projektu nr POIR.01.01.01-00-0188/20.

Literatura

- [1] Zhang J. et al. Investigation on the uniformity of high-density polyethylene/wood fiber composites in a twin-screw extruder. *J. Appl. Polym. Sci.* 2009; 113: 2081–2089.
- [2] Meola C. et al. The use of infrared thermography for materials characterization. *J. Mater. Process. Technol.* 2004; 155–156: 1132–1137.

Wpływ doprowadzenia wodnego roztworu mocznika do procesu spalania kotła grzewczego na paliwa stałe na emisję substancji szkodliwych

Bartosz Ciupek

Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, ul. Piotrowo 5, 61-138 Poznań

e-mail: bartosz.ciupek@put.poznan.pl

Streszczenie

W pracy zaprezentowano wyniki badań zmiany parametrów cieplno-emisyjnych kotła grzewczego na paliwa stałe po wprowadzeniu wodnego roztworu mocznika (z natężeniem przepływu równym: 0,3; 0,4 i 0,5 kg/h) podczas spalania węgla kamiennego, brunatnego oraz pelletów z trocin sosnowych i bukowych. Wyniki badań dają wgląd w proces spalania z doprowadzonym wodnym roztworem mocznika (32,5% mocznika i 67,5% wody), który w istotny sposób wpłynął na zmianę składu chemicznego spalin: przyczynił się do obniżenia stężenia masowego emitowanych tlenków azotu (NO_x) oraz pyłów (PM) przy jednoczesnym wzroście emisji tlenku węgla (CO). Do przeprowadzenia badań wykorzystano kocioł grzewczy (pracujący z mocą nominalną) oraz zamontowany na nim autorski wynalazek (polski patent P.438250) doprowadzenia wodnego roztworu mocznika do komory spalania kotła. Oprócz pomiarów stężenia masowego emitowanych substancji szkodliwych (NO_x , PM, CO) i tlenu (O_2) badano również temperaturę wewnątrz komory spalania (T_{ks}) oraz spalin (T_s).

Słowa kluczowe: paliwa stałe, mocznik, emisja, kotły

1. Wprowadzenie

Obecność tlenków azotu (NO_x) w spalinach jest faktem znanym od dawna [1]. Efekt energetyczny utlenienia azotu jest niewielki i jako taki nie wpływa znacząco na energię netto przekształcaną w urządzeniu. Stąd w bilansie energii urządzenia cieplnego nie bierze się pod uwagę tego ciepła. Symbol NO_x oznacza sumę $1,533 \text{ NO} + \text{NO}_2$, przy czym głównym związkem jest tlenek azotu (NO). Wynika to z równowagi chemicznej, która w temperaturze płomienia ($T_f > 1500 \text{ K}$) wpływa na wyższy stopień formowania NO [2]. Z badań wynika, że udział dwutlenku azotu (NO_2) w całości emitowanych NO_x nie przekracza 5% w przypadku kotłów grzewczych na paliwa stałe [3–5]. Na ilość emitowanych NO_x wpływają: temperatura w strefie spalania, zawartość azotu w paliwie, koncentracja tlenu w komorze spalania, szybkość procesu czy czas przebywania azotu w strefie reagentów [6]. Tlenki azotu są szkodliwe dla środowiska i zdrowia człowieka. Powodują one m.in. smog i kwaśne deszcze, a także problemy z oddychaniem u ludzi i zwierząt. Ponadto mogą się przyczyniać do powstawania dziury ozonowej. Dlatego emisja tlenków azotu z kotłów grzewczych na paliwa stałe jest kontrolowana przez normy emisyjne oraz regulacje prawne [7].

Kotły grzewcze są powszechnie stosowane w gospodarstwach domowych dla celów ogrzewania pomieszczeń i produkcji ciepłej wody użytkowej. Do popularnych źródeł energii wykorzystywanych w kotłach grzewczych należą paliwa stałe, takie jak węgiel czy drewno. Jednak wiele badań wykazało, że proces spalania tych paliw w kotłach grzewczych małej mocy powoduje znaczącą emisję szkodliwych gazów, w tym tlenków azotu (NO_x). Z publikacji [8, 9] wynika, że poziom emisji tlenków azotu w kotłach grzewczych wiąże się bezpośrednio z parametrami technicznymi urządzenia i spalane paliwa, co powoduje konieczność podjęcia prac naukowych nad ograniczeniem ich emisji do środowiska [10, 11].

Wodny roztwór mocznika nie jest zaliczany do paliw. Doprowadzenie go do komory spalania należy traktować jako osobną metodę ograniczania emisji NO_x . Rodniki aminowe (NH_3), a szczególnie amoniak, mogą w przedziale temperatur 1043–1273 K (tzw. okno temperaturowe) reagować z NO, przekształcając go do N_2 . Jedną z metod zwiększenia w strefie spalania zawartości substancji aminowych jest ich zewnętrzne doprowadzenie w postaci mocznika ($\text{CO}(\text{NH}_2)_2$). Technologia oparta na tej metodzie nazywa się *selective non-catalytic reduction* (SNCR) i uznawana jest za pierwotną metodę redukcji NO_x . W metodzie tej środek redukujący wprowadza się bezpośrednio do gazów reagujących w komorze spalania. Mechanizm tej metody w przypadku mocznika opiera się na dwóch etapach: w pierwszym mocznik rozkłada się

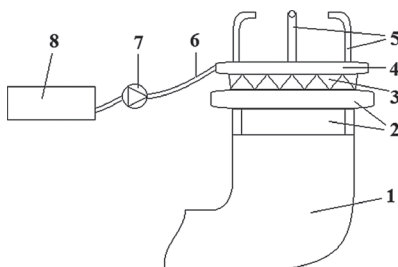
na amoniak (NH_3) i rodniki kwasu cyjanurowego (HCNO)₃ w temperaturze z zakresu 570–890 K, a następnie amoniak rozkłada się na rodniki aminowe (NH_i) które reagują z tlenkiem azotu (NO), redukując go do azotu (N_2), a rodniki OH, O i H powstają jako efekt dysocjacji pary wodnej. Stopień redukcji NO_x jest zależny od: ilości zużytego mocznika, zakresu temperatur oraz czasu przebywania reagenta w procesie spalania.

2. Metody badawcze

Przeprowadzone badania podzielono na dwa etapy. W pierwszym etapie zbadano poziom emisji substancji szkodliwych dla kotła grzewczego niskotemperaturowego wodnego, model Biovert 20, pracującego z mocą nominalną (21 kW), opalanego w sposób automatyczny węglem kamiennym i brunatnym. W drugim etapie zbadano poziom emisji substancji szkodliwych dla kotła pracującego z taką samą mocą, opalanego w sposób automatyczny pelletami z trocin sosnowych i bukowych. W każdym etapie badano pracę kotła bez dozowania wodnego roztworu mocznika oraz z doprowadzeniem do komory spalania kotła 0,3; 0,4 i 0,5 kg/h roztworu (pomiar realizowany na stanowisku wyposażonym w wagę – model RADWAG PS 6000/X, cylinder miarowy i stoper). Schemat autorskiej instalacji pokazano na rys. 1. Każdy z etapów trwał 6 godzin i został podzielony na okresy półgodzinne, dla których obliczono wartości uśrednione. Dla tych półgodzinnych okresów, traktowanych jako osobne pomiary, obliczono średnie wartości, dla których przedziały niepewności wyznaczono z 95% poziomem ufności. Wykorzystane w badaniach paliwa poddano analizie technicznej zgodnie z normami [12–15]. Wyniki analizy technicznej paliw oraz ich wartość opałową (Q_i) przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Analiza techniczna wykorzystanych w badaniach paliw

Parametr	Węgiel kamienny	Węgiel brunatny	Pellet sosnowy	Pellet bukowy
Wilgotność [%]	4,50	7,80	12,40	8,90
Popiół [%]	4,20	6,50	1,50	2,40
Części lotne [%]	42,70	58,60	68,30	63,40
Wartość opałowa [MJ/kg]	26,70	17,40	14,30	16,10



Rys. 1. Układ dozowania wody amoniakalnej dla palników retortowych kotłów niskotemperaturowych: 1 – palnik retortowy, 2 – palenisko, 3 – zawirywacz, 4 – dystrybutor cieczy, 5 – wtryskiwacze, 6 – przewód giętki, 7 – pompa zasilająca, 8 – zbiornik cieczy

Stężenia masowe: NO_x (norma 200 mg/m^3), PM (norma 40 mg/m^3), CO (norma 500 mg/m^3) przeliczono z ppm na mg/m^3 dla 10% O_2 w spalinach zgodnie z metodą badań kotłów grzewczych niskotemperaturowych opisaną w normie [7]. W badaniach wykorzystano analizatory spalin, modele: TESTO 330-LL i 380). Ponadto dokonano pomiaru i przeliczeń zawartości tlenu (O_2) w spalinach w celu pełniejszego zobrazowania emisji substancji szkodliwych z kotła grzewczego w trakcie zarówno pracy standardowej, jak i z doprowadzeniem wodnego roztworu mocznika. Temperaturę w kominie mierzono jako średnią arytmetyczną z pomiaru pięcioma czujnikami termoelektrycznymi typu K (model JUMO, zakres od -200°C do 1200°C) zgodnie z [7]; do pomiaru temperatury wewnątrz komory spalania wykorzystano sondę aspiracyjną, również wyposażoną w czujnik termoelektryczny typu K.

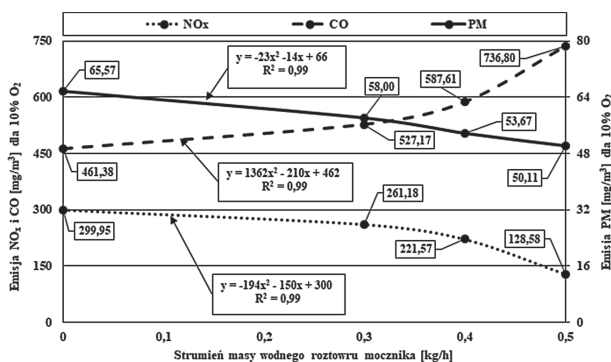
3. Wyniki badań

Wyniki badań dla I i II etapu badań przedstawiono w tabeli 2. Wskazano w niej parametry cieplne i emisyjne, jakie uzyskał obiekt badawczy w trakcie normalnej pracy z obciążeniem nominalnym (21 kW) bez doprowadzenia i z doprowadzeniem wodnego roztworu mocznika. Zaprezentowano wyniki badań dla każdego rodzaju spalane paliwa.

Tabela 2. Wyniki badań eksperymentalnych

Strumień roztworu	Wartość zmierzona	Węgiel kamienny	Węgiel brunatny	Pellet sosnowy	Pellet bukowy
0,0 [kg/h]	NO _x [mg/m ³]	286,90	311,42	266,33	335,15
	PM [mg/m ³]	68,46	78,32	58,73	56,76
	CO [mg/m ³]	498,32	573,12	432,35	341,74
	O ₂ [%]	8,80	9,57	12,40	11,14
	T _{ks} [K]	1118,47	971,85	705,80	707,01
	T _s [K]	459,57	437,38	414,23	411,91
0,3 [kg/h]	NO _x [mg/m ³]	249,60	277,16	226,38	291,58
	PM [mg/m ³]	59,56	67,36	53,44	51,65
	CO [mg/m ³]	563,10	647,63	501,53	396,42
	O ₂ [%]	9,59	10,43	11,86	11,85
	T _{ks} [K]	1050,84	925,95	688,49	689,66
	T _s [K]	450,25	429,17	408,59	406,36
0,4 [kg/h]	NO _x [mg/m ³]	214,66	230,05	187,90	253,68
	PM [mg/m ³]	54,20	60,62	50,77	49,07
	CO [mg/m ³]	619,41	725,34	561,71	443,99
	O ₂ [%]	10,26	11,16	13,07	12,50
	T _{ks} [K]	973,07	851,67	680,19	681,33
	T _s [K]	443,17	422,93	405,88	403,70
0,5 [kg/h]	NO _x [mg/m ³]	133,09	140,33	108,98	131,91
	PM [mg/m ³]	51,49	55,77	46,82	46,34
	CO [mg/m ³]	737,10	848,65	669,39	692,05
	O ₂ [%]	11,19	12,17	13,34	12,75
	T _{ks} [K]	945,08	828,53	656,37	650,59
	T _s [K]	436,36	416,94	357,37	351,59

Dla spalania biomasy (pellety sosnowy i bukowy) emisja NO_x spada średnio o ok.: 14% dla wtrysku 0,3 kg/h mocznika, 27% dla 0,4 kg/h i 60% dla 0,5 kg/h. W przypadku PM zaobserwowano spadek o ok.: 9% dla wtrysku 0,3 kg/h mocznika, 14% dla 0,4 kg/h i 19% dla 0,5 kg/h. Analizując emisję CO, zaobserwowano jej wzrost o ok.: 16% dla wtrysku 0,3 kg/h mocznika, 30% dla 0,4 kg/h i 76% dla 0,5 kg/h. Natomiast dla spalania węgla kamiennego i brunatnego emisja NO_x spada średnio o ok.: 12% dla wtrysku 0,3 kg/h mocznika, 26% dla 0,4 kg/h i 54% dla 0,5 kg/h. W przypadku PM zaobserwowano spadek o ok.: 14% dla wtrysku 0,3 kg/h mocznika, 22% dla 0,4 kg/h i 27% dla 0,5 kg/h. Analizując emisję CO, zaobserwowano jej wzrost o ok.: 13% dla wtrysku 0,3 kg/h mocznika, 26% dla 0,4 kg/h i 48% dla 0,5 kg/h. Uśrednione emisje dla wszystkich paliw w zależności od strumienia dozowanego wodnego roztworu mocznika pokazano na rys. 2.



Rys. 2. Emisja NO_x, CO i PM w zależności od strumienia masy dozowanego wodnego roztworu mocznika

Wnioski

Z przeprowadzonych badań wynika, że bez względu na rodzaj paliwa stałego i wielkości strumienia doprowadzenie wodnego roztworu mocznika do komory spalania kotła grzewczego powoduje spadek emisji NO_x. Zaobserwowano też, że podobną tendencję wykazuje emisja PM. W przypadku CO emisja wzrasta wraz z dawką reagenta. Temperatury spalin i w komorze spalania maleją wraz ze wzrostem strumienia dozowanego roztworu.

Podziękowania

Badania sfinansowano z dotacji statutowej Politechniki Poznańskiej z projektu 0712/SBAD/5202.

Literatura

- [1] Anufriev I. Review of water/steam addition in liquid-fuel combustion systems for NO_x reduction: waste-to-energy trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2021; 138: 110665.
- [2] Boman C. et al. Stove performance and emission characteristic in residential wood log and pellet combustion, part 1: pellet stoves. *Energy Fuels* 2011; 25: 307–314.
- [3] Böhler L. et al. Carbon monoxide emission models for small-scale biomass combustion of wooden pellets. *Applied Energy* 2019; 254: 113668.
- [4] Ciupek B. et al. The emission of carbon monoxide and nitrogen oxides from boilers supplied by a pellet under the influence of changes in the air-fuel equivalence ratio. *Journal of Ecological Engineering* 2019; 20: 34–38.
- [5] Ciupek B. et al. Analysis of low-power boilers work on real heat loads: a case of Poland. *Energies* 2021; 14: 3101.
- [6] Dzurenda L. et al. Extensive operating experiments on the conversion of fuel-bound nitrogen into nitrogen oxides in the combustion of wood fuel. *Forests* 2017; 8: 1.
- [7] PN-EN 303-5:2021-09 Heating boilers, part 5. Heating boilers for solid fuels, hand and automatically stocked nominal heat output of up to 500 kW. Terminology, requirements and marking.
- [8] Hartge E.U. et al. Combustion of agricultural residues. *Progress in Energy and Combustion Science* 2000; 26: 1–27.
- [9] Juszczak M., Lossy K., Pollutant emission from a heat station supplied with agricultural biomass and wood pellet mixture. *Chemical and Process Engineering* 2012; 33: 231–242.
- [10] Kraszkievicz A. et al. Emission of nitric oxide during the combustion of various forms of solid biofuels in a low-power heating device. *Energies* 2022; 15: 5960.
- [11] Parikka M. Global biomass fuel resources. *Biomass Bioenergy* 2004; 27: 613–620.
- [12] PN-EN ISO 18122:2016-01 Solid biofuels. Determination of ash content.
- [13] PN-EN ISO 18123:2016-01 Solid biofuels. Determination of the content of volatile matter.
- [14] PN-EN ISO 18125:2017-07 Solid biofuels. Determination of calorific value.
- [15] PN-EN ISO 18134-1 Solid biofuels. Determination of moisture content. Oven dry method.

Procesy sorpcyjne w obiegach lewobieżnych – problemy i możliwości

Piotr Cyklis

Politechnika Krakowska, Wydział Mechaniczny, ul. Jana Pawła II 37, 31-864 Kraków

e-mail: piotr.cyklis@pk.edu.pl

Streszczenie

Zastosowanie procesów absorpcji i adsorpcji do obiegów chłodniczych jest znane od wynalazku lodówki adsorpcyjnej przez Michaela Faradaya w 1821 roku oraz lodówki absorpcyjnej przez Ferdinanda Carrégo w roku 1859. Od początku XXI wieku zastosowanie procesów sorpcyjnych w chłodnictwie i klimatyzacji jest silnie rozwijane ze względu na konieczność intensyfikacji odzysku ciepła i problemy z czynnikami chłodniczymi obiegów sprężarkowych wynikające z protokołu montrealskiego. W zakresie obiegów sorpcyjnych wyzwaniem stanowią nadal trzy ważne problemy, co znajduje wyraz w publikacjach naukowych: konstrukcja i eksploatacja urządzeń sorpcyjnych, w tym również układów hybrydowych łączących zalety obiegów sprężarkowych i sorpcyjnych, geometria złożów adsorpcyjnych wykorzystująca modele 3D adsorpcji, oraz dobór par sorpcyjnych współpracujących umożliwiających uzyskanie wyższego COP i gęstości energii niż tradycyjne, oparte na H_2O , LiBr, silikażelu czy NH_3 .

Słowa kluczowe: obiegi chłodnicze, adsorpcja, absorpcja

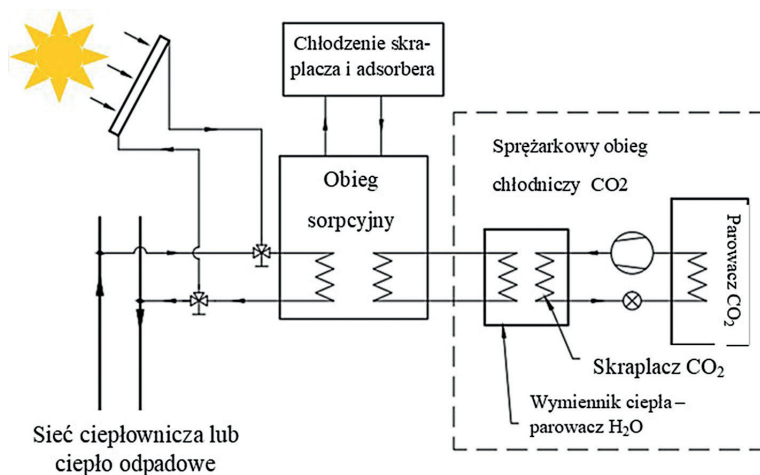
1. Wstęp

W XX wieku w chłodnictwie powszechnie stosowano obiegi sprężarkowe ze względu na bardzo dobre własności energetyczne czynników CFC, HCFC i wysoki współczynnik wydajności COP (*coefficient of performance*) obiegów sprężarkowych. Protokół montrealski wymusił jednak rezygnację ze stosowania czynników CFC i HCFC z uwagi na wskaźnik potencjału niszczenia ozonu ODP (*ozone depletion potential*), a także czynnika R134a, mającego co prawda zerowy potencjał ODP, ale zakazanego ze względu na niezerowy współczynnik globalnego ocieplenia GWP (*global warming potential*). Nowe czynniki chłodnicze stosowane w obiegach sprężarkowych, jak np. R1234, mają szereg wad utrudniających ich stosowanie. Był to jeden z powodów ponownego zainteresowania obiegami lewobieżnymi wykorzystującymi procesy sorpcyjne. Drugą przyczyną jest potencjał sorpcyjnych obiegów lewobieżnych do wykorzystania energii ciepła odpadowego lub solarne. Przełożyło się to na mnogość artykułów naukowych dotyczących głównych problemów obiegów sorpcyjnych po 2000 roku. Najistotniejsze problemy to: niski COP, słaba intensywność wymiany ciepła w złożu adsorpcyjnym, wymagająca dużych gabarytów wymienników, konieczność usuwania ciepła chłodzenia złoża i skraplacza, co w przypadku urządzeń chłodzących obniża całkowitą efektywność energetyczną ze względu na konieczność zastosowania wentylatorów o znaczącej mocy elektrycznej. W zastosowaniu jako pompy ciepła ten ostatni aspekt ma mniejsze znaczenie.

2. Zastosowania obiegów sorpcyjnych

Obiegi sorpcyjne są stosowane głównie tam, gdzie dostępne jest ciepło z OZE lub odpadowe. W okresie letnim do celów klimatyzacji można też wykorzystywać ciepło sieciowe. W klasycznych obiegach **absorpcyjnych**, produkowanych na skalę przemysłową, dominują dwie pary robocze: LiBr- H_2O i NH_3 - H_2O . Są to czynniki naturalne o minimalnym wpływie na środowisko. Zalety obiegów absorpcyjnych w porównaniu z obiegami adsorpcyjnymi to z reguły wyższy COP oraz fakt, że zarówno absorbent, jak i absorbent są płynne, co umożliwia działanie ciągłe obiegu, a ponadto ciekły czynnik roboczy pozwala na zastosowanie mniejszych gabarytów wymienników ciepła. Znane są rozwiązania, w których obieg absorpcyjny jest źródłem zarówno chłodu, jak i ciepła, w zależności od sezonu grzewczego czy klimatyzacyjnego. Rozwiązanie takie sprawdza się w klimatach ciepłych, gdzie podstawowym źródłem energii do obiegu jest promieniowanie słoneczne.

W obiegach **adsorpcyjnych** rolę sprężarki termicznej pełni adsorbent w postaci stałego złoża. Stosowanymi przemysłowo rozwiązaniami są pary zeolit-H₂O, silikażel-H₂O. Te rozwiązania również mają bardzo niewielki wpływ na środowisko. Zaletą obiegów adsorpcyjnych jest możliwość zastosowania niskiej temperatury zasilania desorpcji, nawet do 55°C. Obieg musi posiadać co najmniej dwa złoża pracujące okresowo na przemian jako adsorber i desorber. Okresowa praca obiegu, jak wykazują doświadczenia, nie wpływa w znaczący sposób na zewnętrzne efekty działania urządzenia ze względu na zdolności akumulacji ciepła wymienników. Obiegi sorpcyjne mogą być też wykorzystywane jako górny stopień układów hybrydowych (rys. 1) – w dolnym stopniu pracuje obieg sprężarkowy wykorzystujący CO₂ [1]. W ten sposób można zrealizować podkrytyczny obieg CO₂.



Rys. 1. Schemat obiegu hybrydowego wykorzystującego ciepło odpadowe i obieg adsorpcyjny i sprężarkowy dla CO₂ [2]

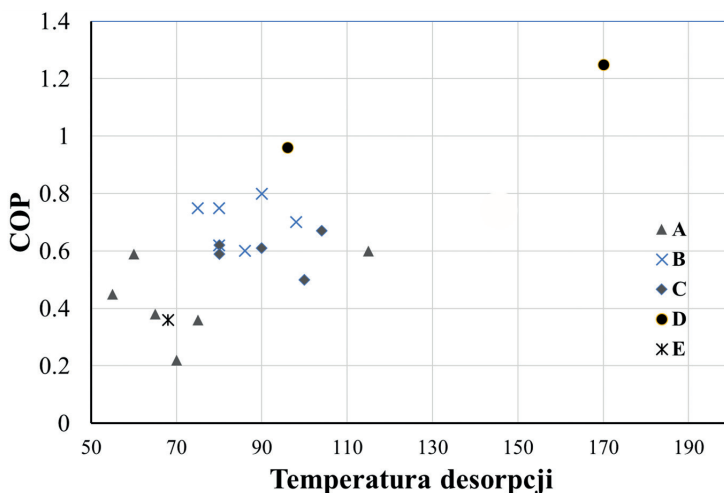
Na rys. 2 pokazano przeciętnie uzyskiwane wskaźniki COP dla różnych obiegów sorpcyjnych. Widać, że dla obiegów adsorpcyjnych można uzyskać wyższe wartości COP, ale kosztem wyższych temperatur zasilania desorbera, co ogranicza zastosowanie tylko do wysoko-temperaturowych źródeł ciepła.

Standardowo definiowany współczynnik COP ma postać:

$$COP = \frac{Q_r}{Q_{in}} \quad (1)$$

gdzie Q_r oznacza ciepło odparowania, a Q_{in} ciepło dostarczone do desorbera.

Nie jest to jednak użyteczny wskaźnik jakości sorpcyjnego obiegu chłodniczego. Podstawowym kryterium dla użytkownika jest energia elektryczna doprowadzona do pomp oraz wentylatorów obsługujących wymienniki chłodzące skraplacz i adsorber/absorber (rys. 1). Konieczne jest odprowadzenie dużej ilości ciepła ze względu na to, że im niższa temperatura chłodzenia, tym wyższy COP obiegu sorpcyjnego. Dlatego warto zastosować chłodzenie za pomocą wymiennika zraszane; w ten sposób można obniżyć temperaturę blisko punktu rosy otoczenia. Wymiennik musi obsługiwać wentylator, którego moc powinna być uwzględniana w rzeczywistym COP, gdzie w mianowniku powinny być te i tylko te składniki energii, które stanowią koszt dla użytkownika. Znaczne różnice w standardowym COP dla tego samego typu obiegów wynikają z temperatury chłodzenia skraplacza i adsorbera (rys. 2) [1, 2].



Rys. 2. Współczynnik COP dla wybranych technologii sorpcyjnych. A – adsorpcja; B – adsorpcja LiBr-H₂O; C – adsorpcja H₂O-NH₃; D – adsorpcja dwuefektowa LiBr-H₂O; F – adsorpcja półefektowa LiBr-H₂O

3. Złoża adsorpcyjne – konstrukcja i modelowanie

Jednym z trudniejszych problemów konstrukcyjnych jest budowa złożów sorpcyjnych. Intensywność adsorpcji i desorpcji zależy od dobrego rozprowadzenia ciepła grzejącego lub chłodzącego złoża. Kryterium jest wskaźnik SCP (*specific cooling power*) [W/kg] lub SCE (*specific cooling energy*) [kJ/kg], określający efektywność masową adsorbenta, czyli ostatecznie gabaryty urządzenia:

$$SCE = \frac{Q_r}{m} \text{ lub } SCP = \frac{Q_r}{m\tau} \quad (2)$$

gdzie m – masa wykorzystanego adsorbentu, τ – czas reakcji.

Ciepło doprowadzane jest do desorbenta w wymienniku przeponowym o przegrodzie z materiału o wysokiej przewodności cieplnej. W wymiennikach po jednej stronie wewnątrz rur przepływa ciecz grzewcza/chłodząca, a po drugiej różnie rozwinięta powierzchnia stykająca się z adsorbentem. Stosowane są też wymienniki płytowe. Złóżo silikażelu, węgla aktywnego [3] czy zeolitu ma niską przewodność cieplną, stąd istnieje konieczność dobrego rozplanowania złoża i jego styku z powierzchnią wymiany ciepła. Jako adsorbent stosowane są różne struktury, np. nanorurki węglowe i inne struktury w nanoskali. Producenci stosują różne rozwiązania, np. hodowanie kryształów adsorbentu na powierzchni wymiany ciepła, różna geometria złoża, gdzie optymalizacja geometrii wynika z modelowania numerycznego. Kształt wymienników ciepła i złoża adsorbentu może być optymalizowany przy użyciu metod CFD wymagających tworzenia funkcji użytkownika (UDF) w programach takich jak FLUENT/ANSYS. Są również rozwiązania wykorzystujące złoża fluidalne.

4. Pary sorpcyjne

Poszukiwania w zakresie różnych par adsorbent–adsorbat są prowadzone w celu osiągnięcia wyższego COP, ale też zmniejszenia wymiarów wymienników ciepła i masy poprzez maksymalizację wskaźników SCP/SCE [2, 4]. W tabeli 1 podano podstawowe dane przykładowych rozważanych par adsorbent–adsorbat wraz z publikowanymi parametrami [2, 4].

Tabela 1. Własności wybranych adsorbentów i adsorbatów; AC – węgiel aktywny, również w postaciach GAC, Maxsorb

Adsorbent	Adsorbat	Maksymalna zdolność adsorpcji [kg/kg]	Ciśnienie adsorpcji [bar]	Temperatura [°C]	COP	SCP/SCE
AC	metanol	0,259	0,0523	9–103	0,2	244 kJ/kg
silikażel	H ₂ O	0,116	0,09587	30–75	0,36	185 kJ/kg
zeolit	H ₂ O	0,236	0,09587	30–60	0,48	7 W/kg
AC MxIII	etanol	1,2	0,09675	11–60	0,1–0,2	420 kJ/kg
AC	(C ₂ H ₅) ₂ O	N/A	N/A	50	N/A	N/A
GAC	R134a	0,8352	N/A	25	N/A	70 kJ/kg
AC	R507A	1,3	N/A	20	N/A	N/A
AC	n-butan	0,8	N/A	35	N/A	45,7 kJ/kg
AC Mx	CO ₂	0,0844	1,000	30	0,15	N/A

Dla obiegów adsorpcyjnych dla wszystkich par roboczych COP waha się od 0,1 do 0,5, biorąc jednak pod uwagę, że sposób obliczenia COP opiera się na ciepłe doprowadzonym do desorbera, rzeczywisty efekt energetyczny jest znacznie bardziej optymistyczny.

Podsumowanie

Pokazany w niniejszej pracy zarys dotyczy wyłącznie procesów sorpcji fizycznej, istnieje zaś jeszcze cały zestaw par działających na zasadzie chemisorpcji. Mimo niskich formalnych wskaźników COP obiegi sorpcyjne mają ważne zalety umożliwiające ich zastosowanie w celu wykorzystania taniego ciepła jako źródła energii. Pod tym względem większe możliwości mają obiegi adsorpcyjne z uwagi na możliwość wykorzystania niskotemperaturowych źródeł ciepła. Niemniej wskaźniki COP dla obiegów absorpcyjnych są wyższe. Liczba publikacji dotyczących obiegów sorpcyjnych rośnie, gdyż rozszerzają się zastosowania, a nierozwiązanych problemów, wymagających podejścia naukowego, dotyczących obniżenia wymiarów oraz zwiększenia efektywności obiegów jest wiele. Perspektywy zastosowania obiegów sorpcyjnych są obiecujące.

Literatura

- [1] Cyklis P. Two stage ecological hybrid sorption compression refrigeration cycle. *Int. J. Refrig.* 2014; 48: 12–31.
- [2] Balaras C.A. et al. Solar air conditioning in Europe – an overview. *Renew. Sust. Energy Rev.* 2007; 11(2): 299–314.
- [3] Grzebielec A. et al. Experimental study on thermal wave type adsorption refrigeration system working on a pair of activated carbon and methanol. *Chem. Process Eng.* 2015; 36(4): 395–404.
- [4] Younes M.M. et al. A review on adsorbent-adsorbate pairs for cooling applications. *Appl. Therm. Eng.* 2017; 114: 394–414.