

ZESZYTY NAUKOWE
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

SCIENTIFIC LETTERS
OF RZESZOW UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

NR 291

(e-ISSN 2300-5211)

MECHANIKA

Kwartalnik

tom XXXII

zeszyt 87 (nr 2/2015)

kwiecień-czerwiec



WYDZIAŁ
BUDOWY MASZYN
I LOTNICTWA
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

Wydano za zgodą Rektora

Redaktor naczelny
Wydawnictw Politechniki Rzeszowskiej
prof. dr hab. inż. Leonard ZIEMIAŃSKI

Rada Naukowa ZN PRz Mechanika

Sergei ALEXANDROV (Rosja), Helmut BOEM (Austria), Józef GAWLIK (Polska),
Rudolf KAWALLA (Niemcy), Yaroslav KOVAČIK (Słowacja), Krzysztof KUBIAK (Polska),
Volodymyr KUSHCH (Ukraina), Thomas G. MATHIA (Francja),
Tadeusz MARKOWSKI (Polska), Pavlo MARUSCHAK (Ukraina), Paweł PAWLUS (Polska),
Andrea PICCOLROAZ (Włochy), Marderos Ara SAYEGH (Syria), Igor SEVOSTIANOV (USA)
Jarosław SĘP (Polska), László SIKOLYA (Węgry), Emil SPISÁK (Słowacja)
Feliks STACHOWICZ (Polska), Marian SZCZEREK (Polska),
Nicolae UNGUREANU (Rumunia), Elena VILCHEVSKAYA (Rosja)

Komitet Redakcyjny
(afiliacja: Polska)

redaktor naczelny
prof. dr hab. inż. Feliks STACHOWICZ
redaktorzy tematyczni (naukowi)
dr hab. inż. Krzysztof KUBIAK, prof. PRz
prof. dr hab. inż. Jarosław SĘP
prof. dr hab. inż. Andrzej TOMCZYK
redaktor statystyczny
prof. dr hab. inż. Paweł PAWLUS
sekretarz redakcji
dr hab. inż. Tomasz TRZEPIECIŃSKI, prof. PRz
członkowie
prof. dr hab. inż. Grzegorz BUDZIK
dr hab. inż. Tadeusz BALAWENDER, prof. PRz

Redaktorzy językowi
Marzena TARAŁA
Natalia TRZEPIECIŃSKA

Przygotowanie matryc
Mariusz TENDERA

p-ISSN 0209-2689
e-ISSN 2300-5211

Wersja drukowana Kwartalnika jest wersją pierwotną.

Redakcja czasopisma: Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa
al. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów (e-mail: tomtrz@prz.edu.pl)
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika>

Wydawca: Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej
al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów (e-mail: oficyna1@prz.edu.pl)
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl>

Informacje dodatkowe i stopka – str. 197

SPIS TREŚCI

Paweł GIL, Piotr STRZELCZYK: Porównanie właściwości chłodzących strugi syntetycznej i strugi swobodnej	105
Marcin KRATOFIL, Robert ZARZYCKI, Rafał KOBYŁECKI, Zbigniew BIS: Analiza procesu toryfikacji biomasy	119
Sebastian LEPSZY, Tadeusz CHMIELNIAK: Układy gazowo-parowe z CO ₂ jako czynnikiem roboczym	127
Artur NEMŚ, Michał POMORSKI: Termodynamika procesu spalania mieszanek wzbogaconych w tlen	135
Adam RUZIEWICZ, Jacek LAMPERSKI: Analiza procesów konwersji energii w urządzeniu termoakustycznym	143
Przemysław SMAKULSKI, Sławomir PIETROWICZ: Dynamika procesu parowania pojedynczej kropli wody przy małych liczbach Webera	161
Dawid TALER, Paweł MADEJSKI, Jan TALER: Modelowanie ustalonych procesów przepływowo-cieplnych w kotle fluidalnym	169
Robert ZARZYCKI, Marcin PANOWSKI: Koncepcja zabudowy absorpcyjnej pompy ciepła w układzie bloku parowego	179
Jerzy ZOŃ, Zbigniew GNUTEK: Nowe materiały i procesy w konwersji oraz przechowywaniu energii – wybrane zagadnienia	187

Paweł GIL¹Piotr STRZELCZYK²

PORÓWNANIE WŁAŚCIWOŚCI CHŁODZĄCYCH STRUGI SYNTETYCZNEJ I STRUGI SWOBODNEJ

W pracy porównano właściwości chłodzące generatorów strugi syntetycznej oraz wentylatorów. Badano względny współczynnik przejmowania ciepła radiatora. Zastosowano dwa generatory strugi syntetycznej. Pierwszy model posiadał przetwornik elektroakustyczny o średnicy 160 mm oraz dyszę o średnicy $d = 15$ mm, natomiast drugi – głośnik o średnicy 50 mm oraz dyszę o średnicy $d = 5$ mm. Generatory strugi syntetycznej zostały zasilone sygnałem sinusoidalnym o częstotliwości rezonansowej danego głośnika: w przypadku przetwornika o średnicy 160 mm – 35 Hz, natomiast w przypadku głośnika o średnicy 50 mm – 410 Hz. Do wytworzenia strugi swobodnej posłużyły dwa wentylatory komputerowe o wymiarach 80 x 80 mm oraz 60 x 60 mm. W celach porównawczych do generatorów strugi syntetycznej oraz wentylatora została doprowadzona ta sama skuteczna moc elektryczna.

Słowa kluczowe: struga syntetyczna, struga swobodna, wymiana ciepła, wir pierścieniowy, generator strugi syntetycznej

1. Wstęp

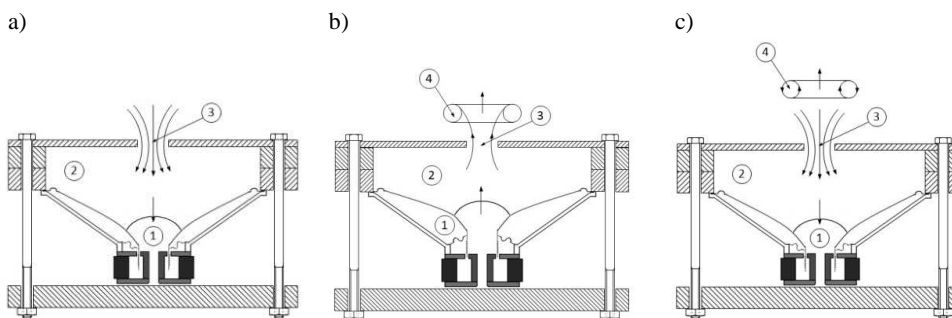
Zwiększanie wydajności procesorów i układów scalonych powoduje wzrost gęstości mocy cieplnej odprowadzanej z układów elektronicznych. Przegrzanie jest główną przyczyną zniszczenia układów scalonych, dlatego efektywne chłodzenie stało się priorytetem w systemach, gdzie niezawodność ma kluczowe znaczenie. Tradycyjnie elektronika jest chłodzona przez wentylator. W ostatnich latach pojawiła się jednak konkurencyjna metoda w postaci strugi syntetycznej. Jest to całkowicie nowa metoda chłodzenia, niemająca nic wspólnego z zasadą działania wentylatorów. Struga syntetyczna (ang. *synthetic jet*), określana również jako ZNMF (ang. *zero net mass flux*), jest rodzajem przepływu generowanym przez ścieżkę wirów pierścieniowych wytwarzanych przez generator strugi syntetycznej. Cechą charakterystyczną urządzenia wytwarzającego strugę syntetyczną jest brak zewnętrznego doprowadzenia płynu. Do działania niepotrzebne

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Paweł Gil, Politechnika Rzeszowska, ul. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów, tel.: (17) 8651648, e-mail: gilpawel@prz.edu.pl.

² Piotr Strzelczyk, Politechnika Rzeszowska, e-mail: piotstrz@prz.edu.pl.

są zatem kanały doprowadzające czynnik roboczy, a uśredniony w czasie wydatek masowy przepływający przez dyszę jest równy zeru.

ZNMF powstaje na skutek cyklicznego ruchu tłoka lub membrany wewnątrz komory (rys. 1.), która ma jedną lub wiele dysz w ścianie. Gdy membrana 1 porusza się do góry (rys. 1b), wypychając płyn przez dyszę 3. Powoduje to oderwanie przepływu na krawędzi dyszy 3. W konsekwencji powstaje wir pierścieniowy 4, który za sprawą samoindukcji porusza się na zewnątrz w kierunku osi dyszy. Gdy membrana 1, poruszając się do dołu (rys. 1c), zasysa płyn przez dyszę 3 do komory 2, wir pierścieniowy 4 znajduje się wystarczająco daleko od dyszy 3. Podczas cyklicznego ruchu membrany powstaje ścieżka wirowa. W pewnej odległości od dyszy ta koherentna struktura załamuje się, tworząc przepływ turbulentny.



Rys. 1. Powstawanie strugi syntetycznej: a) zasysanie płynu do komory, b) wypychanie płynu z komory, tworzenie wiru pierścieniowego, c) zasysanie płynu do komory

Fig. 1. The formation of synthetic jet: a) suction of fluid into the chamber, b) pushing the fluid from the chamber, creating a vortex ring, c) suction of fluid into the chamber

Chaudhari i in. [1] badali wymianę ciepła z zastosowaniem strugi syntetycznej, przy zmiennych średnicach dyszy d , długości dyszy t oraz osiowej odległości x . Odkryli oni, że współczynnik przejmowania ciepła osiąga wyższe wartości w przypadku dysz o małej długości t . Chłodząc strugą syntetyczną, osiągnęli współczynniki przejmowania ciepła o rząd wielkości wyższe niż przy konwekcji swobodnej. Gil i in. [6] badali względne współczynniki przejmowania ciepła odniesione do konwekcji swobodnej, wykorzystując strugę syntetyczną. Przedstawiono wpływ częstotliwości pracy generatora strugi syntetycznej na względne współczynniki przejmowania ciepła dla radiatora. Chaudhari i in. [3] przedstawili wpływ kształtu dyszy generatora strugi syntetycznej (kwadratowa, prostokątna oraz okrągła) na współczynniki przejmowania ciepła. Najwyższe wartości uzyskali dla dyszy kwadratowej w odległości $x/d > 5$. Jagannatha i in. [8] w obliczeniach numerycznych odkryli, że struga syntetyczna podczas chłodzenia jest o 30% lepsza niż równoważna struga swobodna. Pavlova i Amitay [10] prowadzili badania eksperymentalne chłodzenia elektroniki, wykorzystując

strugę syntetyczną. Chaudhari i in. [1] zaproponowali nową drogę poprawy efektywności chłodzenia z zastosowaniem strugi syntetycznej, używając kilku dysz zamiast jednej. Badania doświadczalne wykazały, że wykorzystując wiele dysz, zwiększono o 30% współczynnik przejmowania ciepła w stosunku do pojedynczej dyszy, przy tym samym poborze energii elektrycznej do zasilania generatora. Gil i Strzelczyk [5] przedstawili wyniki badań prędkości wypływu powietrza z generatora strugi syntetycznej dla różnych średnic dysz d , głębokości komory H oraz w funkcji częstotliwości. Wykazano, że najwyższe wartości prędkości średniej (i liczby Reynoldsa) generator osiąga dla częstotliwości rezonansowej przetwornika. Moc elektryczna jest wówczas mniejsza niż w innym zakresie częstotliwości o ok. 30%. Smith i Swift [11] porównywali strugę syntetyczną ze strugą swobodną dla tych samych liczb Reynoldsa, z czego wynikało, że struga syntetyczna w bliskiej odległości jest zdominowana przez wiry pierścieniowe, które zasysają dodatkowy płyn do środka wiru. W dalekiej odległości struga syntetyczna wykazuje duże podobieństwo do strugi ciągłej.

2. Stanowisko pomiarowe

Komora generatora strugi syntetycznej zbudowana do celów badawczych została przedstawiona na rys. 2. Składa się z przetwornika elektroakustycznego (głośnika) jako elementu wykonawczego, zamontowanego w wyfrezowanej płycie ze szkła organicznego (plexi). Płyta zamykająca komorę posiada cylindryczną dyszę o średnicy d oraz długości t . Odległość pomiędzy dyszą generatora strugi syntetycznej a radiatorem była zmienna w zakresie $x = 5-150$ mm. Zarówno generatory strugi syntetycznej, jak i wentylatory zostały umieszczone na statywie z regulowaną wysokością, tak aby regulować odległość pomiędzy radiatorem a dyszą generatora strugi syntetycznej lub wentylatorem o mocy maksymalnej 1,2 lub 2,4 W (rys. 2.). Parametry oraz wymiary generatorów strugi syntetycznej zaprezentowano w tab. 1. Oznaczenia i symbole użyte w tym opracowaniu zestawiono w tab. 2.

Tabela 1. Parametry generatorów strugi syntetycznej

Table 1. Parameters of the synthetic jet generators

Parametr	Model 1. – SJ1	Model 2. – SJ2
Typ głośnika	VISATON K 50	WM.STX.6,5.1,5.200.8.F.S.FG.X
Średnica głośnika, mm	50	160
Średnica komory, mm	44	150
Średnica dyszy d , mm	5	15
Długość dyszy t , mm	1	5
Głębokość komory H , mm	10	20
Częstotliwość rezonansowa f_s , Hz	410	37
Moc maksymalna, W	3	200

Tabela 2. Oznaczenia

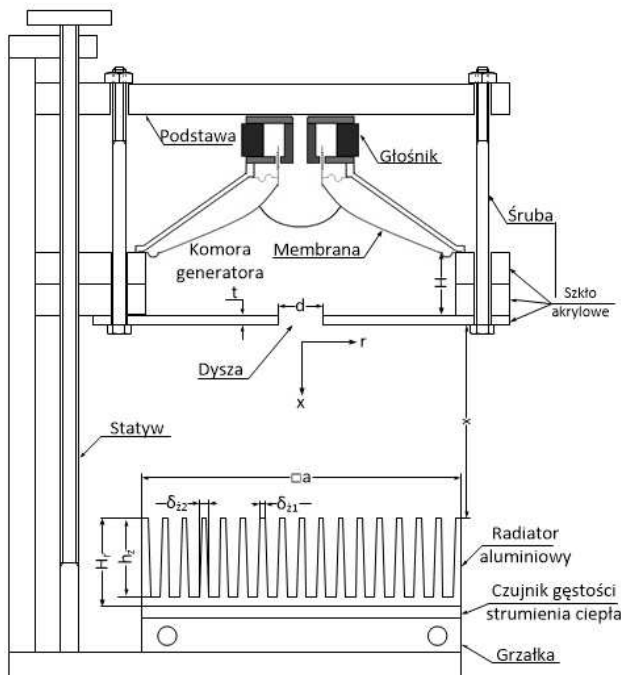
Table 2. Nomenclature

a – długość podstawy radiatora, mm	R – rezystancja opornika wzorcowego, Ω
A_{mz} – pole powierzchni międzyżebrowej, m^2	Re – liczba Reynoldsa
A_z – pole powierzchni żebra, m^2	r – współrzędna promieniowa, mm
d – średnica dyszy, mm	n – liczba pomiarów
f – częstotliwość pracy generatora, Hz	Stk – liczba Stokesa
f_s – częstotliwość rezonansowa, Hz	t – długość dyszy, mm
H – głębokość komory, mm	T – temperatura otoczenia, $^{\circ}C$
H_r – wysokość radiatora, mm	T_g – temperatura grzałki, $^{\circ}C$
h_z – wysokość żebra, mm	U – napięcie zasilania głośnika, V
h_w – względny współczynnik przejmowania ciepła,	U_{ch} – prędkość chwilowa, m/s
h_{rad} – współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni radiatora, $W/(m^2 \cdot K)$	U_{avg} – wartość średnia prędkości, m/s
h_0 – współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni radiatora przy konwekcji swobodnej, $W/(m^2 \cdot K)$	U_1 – spadek napięcia na rezystorze wzorcowym, V
I – natężenie prądu głośnika, A	x – współrzędna osiowa, mm
P_g – moc elektryczna głośnika, W	δ_r – grubość podstawy radiatora, mm
P_r – moc cieplna radiatora, W	δ_{z1} – grubość zakończenia żebra, mm
P_w – moc elektryczna wentylatora, W	δ_{z2} – grubość żebra przy podstawie, mm
q – średnia gęstość strumienia ciepła, W/m^2	η – efektywność chłodzenia,
q_1 – gęstość strumienia ciepła miernika pierwszego, W/m^2	η_z – sprawność żebra,
q_2 – gęstość strumienia ciepła miernika drugiego, W/m^2	ν – lepkość kinematyczna, m^2/s
	SJ1 – generator strugi syntetycznej 1
	SJ2 – generator strugi syntetycznej 2
	W1 – wentylator 1
	W2 – wentylator 2

3. Procedura pomiarowa

Pod radiatorem (rys. 2.) zainstalowano dwa mierniki gęstości strumienia. Pierwszy to cienkwarstwowy czujnik HFS-4 firmy OMEGA, natomiast drugi to PU-22 firmy HUKSEFLUX. Pierwszy czujnik jest zamontowany w narożniku radiatora, drugi zaś – centralnie w środku. Radiator został wykonany z aluminium. Wymiary zewnętrzne radiatora są następujące: $a^2 = 66 \times 66 \text{ mm}^2$, wysokość całkowita $H_r = 18 \text{ mm}$. Radiator posiada 17 żeber o grubości przy podstawie $\delta_{z1} = 2 \text{ mm}$, przy wierzchołku zaś $\delta_{z2} = 1 \text{ mm}$. Pod miernikami gęstości strumienia ciepła znajduje się wymiennik ciepła zasilany ciepłą wodą z ultratermostatu POLYSCIENCE 9006. Temperatura powierzchni wymiennika była stała podczas pomiarów: $T_g = 50^{\circ}C$. Pomiaru temperatury powierzchni grzałki oraz temperatury otoczenia dokonano termoparą typu K. Spoiny odniesienia termopar zostały podłączone do automatycznego punktu topnienia lodu Kaye 170, natomiast sygnał mierzono multimetrem KEITHLEY 3706. Przetworniki elektroakustyczne były zasilane napięciem przemiennym AC ze wzmacniacza mocy, natomiast wentylatory – napięciem stałym DC z zasilacza laboratoryjnego

MOTECH LPS-302. Moc pobieraną przez generator strugi syntetycznej określono jako iloczyn napięcia skutecznego zmierzonego na głośniku U oraz natężenia skutecznego prądu pobranego I (wzór (1)). Natężenie prądu płynącego przez przetwornik obliczono jako spadek napięcia U_1 na rezystorze wzorcowym $R = 0,1 \Omega$. Pomiar mocy wentylatorów został określony jako iloczyn napięcia stałego zmierzonego na zaciskach wentylatora oraz prądu elektrycznego przepływającego przez wentylator. Pomiarów wykonywano w klimatyzowanym laboratorium o temperaturze $T = 22 \pm 1^\circ\text{C}$. Niepewność pomiaru wartości mierzonych przedstawiono w tab. 3.



Rys. 2. Schemat stanowiska pomiarowego

Fig. 2. Schematic of measuring stand

Moc głośnika została obliczona z zależności:

$$P_g = U \frac{U_1}{R} \quad (1)$$

Moc cieplną dostarczoną do radiatora wyznaczono ze wzoru:

$$P_r = qa^2 \quad (2)$$

gdzie

$$q = \frac{q_1 + q_2}{2} \quad (3)$$

Względny współczynnik przejmowania ciepła został obliczony ze wzoru:

$$h_w = \frac{h_{rad}}{h_0} \quad (4)$$

gdzie:

$$h_{rad} = \frac{qa^2}{(A_z \eta_z + A_{mz})(T_g - T)} \quad (5)$$

$$h_0 = \frac{q_0 a^2}{(A_z \eta_z + A_{mz})(T_g - T)} \quad (6)$$

Efektywność chłodzenia dla generatora strugi syntetycznej zdefiniowano jako:

$$\eta = \frac{P_g}{P_r} \quad (7)$$

Tabela 3. Maksymalna niepewność pomiaru

Table 3. Maximal measurement uncertainty

Parametr	Niepewność pomiaru
x	± 1 mm
d, t	$\pm 0,2$ mm
H	$\pm 0,5$ mm
a	$\pm 0,2$ mm
U_{ch}	$\pm 3,5\%$
q	$\pm 5\%$
P, P_g	$\pm 4\%$
h_w, η	$\pm 5,5\%$
T, T_g	$\pm 0,5^\circ\text{C}$

Do pomiaru prędkości powietrza w osi dyszy wykorzystano termoanemometr stałotemperaturowy jednowłóknowy HPA 98 o średnicy włókna $5 \mu\text{m}$ oraz długości włókna 2 mm. Włókno jest wykonane z wolframu. Sygnał napięciowy został zarejestrowany za pomocą karty pomiarowej KPCI-3116A firmy

KEITHLEY. Sondę termooanemometru ustawiono w osi dyszy w płaszczyźnie jej wylotu $x = 0$ mm (rys. 2.). Dla każdego punktu pomiarowego dokonywano pomiaru 50 cykli (każdy po 16 próbek). Na podstawie zarejestrowanego modułu prędkości dokonano inwersji połówki sinusoidy odpowiadającej za cykl zasysania powietrza do komory. Wykorzystano w tym celu procedurę opisaną w pracach [4, 10]. Zarejestrowany przebieg prędkości z kierunkiem posłużył do obliczenia następujących wielkości:

- prędkości średniej

$$U_{avg} = \frac{\sum U_{Ch}}{n} \quad (8)$$

- liczby Reynoldsa

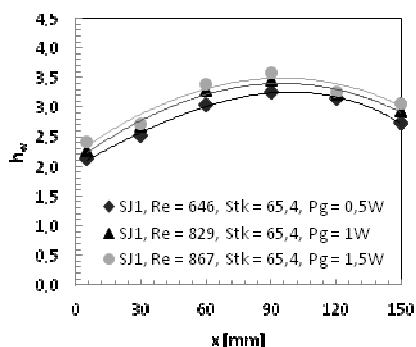
$$Re = \frac{U_{avg} d}{\nu} \quad (9)$$

- liczby Stokesa

$$Stk = \sqrt{\frac{2\pi f d^2}{\nu}} \quad (10)$$

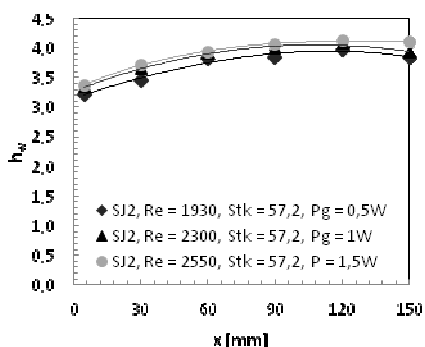
4. Wyniki pomiarów

Na podstawie pomiarów przeprowadzonych za pomocą zestawu pomiarowego przedstawionego w poprzednim punkcie uzyskano wyniki zilustrowane na wykresach (rys. 3-14). Na rysunkach 3. oraz 4. ukazano zależność względnego współczynnika przejmowania ciepła h_w od odległości osiowej pomiędzy radiatorom a dyszą x oraz liczbami Reynoldsa. Zaobserwowano, że względny współczynnik przejmowania ciepła h_w osiąga największe wartości dla pewnej osiowej odległości x , a następnie stopniowo opada wraz ze zwiększeniem tej odległości. Dla liczb Reynoldsa $Re = 646-867$ względny współczynnik przejmowania ciepła osiąga wartość $h_w \approx 3,6$ w odległości $x = 90$ mm, natomiast dla Reynoldsa w zakresie $Re = 1930-2550$ względny współczynnik przejmowania ciepła osiąga wartość $h_w \approx 4,1$ w odległości $x = 120$ mm. Należy zauważyć, że pomimo dostarczenia mocy 3-krotnie większej do generatora strugi syntetycznej względny współczynnik przejmowania ciepła wzrasta nieznacznie, zarówno w przypadku pierwszego modelu SJ1 (rys. 3.), jak i drugiego SJ2 (rys. 4.). Przypuszcza się, że jest to związane z amplitudą drgań membrany głośnika. Wraz ze wzrostem mocy doprowadzonej do przetwornika elektroakustycznego jego amplituda nie zwiększa się proporcjonalnie do tej mocy.



Rys. 3. Względny współczynnik przejmowania ciepła h_w dla strugi syntetycznej SJ1 przy różnych liczbach Reynoldsa w funkcji odległości od radiatora x

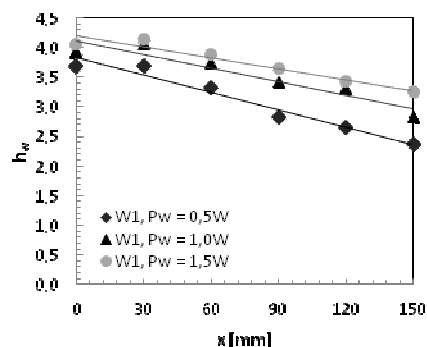
Fig. 3. The relative heat transfer coefficient h_w for SJ1 synthetic jet for different Reynolds numbers as a function of distance from the radiator x



Rys. 4. Względny współczynnik przejmowania ciepła h_w dla strugi syntetycznej SJ2 przy różnych liczbach Reynoldsa w funkcji odległości od radiatora x

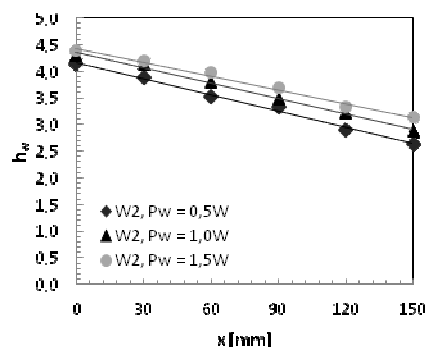
Fig. 4. The relative heat transfer coefficient h_w for SJ2 synthetic jet for different Reynolds numbers as a function of distance from the radiator x

Na rysunku 5. oraz 6. przedstawiono zależność względnego współczynnika przejmowania ciepła h_w od odległości osiowej x dla wentylatorów. Zaobserwowano, że względny współczynnik przejmowania ciepła osiąga największe wartości dla odległości $x \approx 0$ mm, a następnie stopniowo się zmienia wraz ze zwiększeniem tej odległości. W przypadku wentylatora 1 (W1) względny współczynnik przejmowania ciepła osiąga wartość $h_w = 4,1$ dla mocy elektrycznej



Rys. 5. Względny współczynnik przejmowania ciepła h_w dla wentylatora W1 w funkcji odległości od radiatora x

Fig. 5. The relative heat transfer coefficient h_w for W1 fan as a function of distance from the radiator x

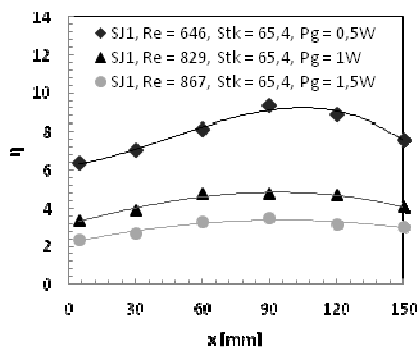


Rys. 6. Względny współczynnik przejmowania ciepła h_w dla wentylatora W2 w funkcji odległości od radiatora x

Fig. 6. The relative heat transfer coefficient h_w for W2 fan as a function of distance from the radiator x

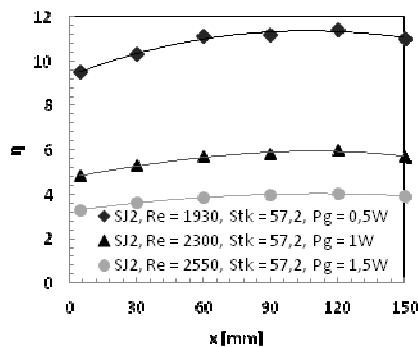
$P_w = 1,5 \text{ W}$ oraz $x = 0 \text{ mm}$, natomiast w przypadku wentylatora 2 (W2) $h_w = 4,4$ dla tych samych parametrów.

Na rysunkach 7. oraz 8. przedstawiono zależność efektywności chłodzenia η od odległości osiowej pomiędzy radiatorem a generatorem strugi syntetycznej. Zaobserwowano, że efektywność chłodzenia osiąga największe wartości przy odległości $x \approx 90 \text{ mm}$ dla SJ1 oraz $x = 120 \text{ mm}$ dla SJ2. Największa efektywność została osiągnięta dla mocy doprowadzonej $P_g = 0,5 \text{ W}$.



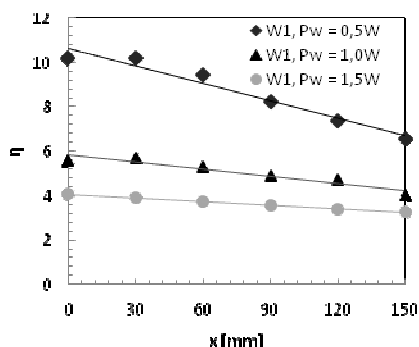
Rys. 7. Efektywność chłodzenia η dla strugi syntetycznej SJ1 o różnych liczbach Reynolda w funkcji odległości od radiatora x

Fig. 7. Cooling efficiency η for SJ1 synthetic jet for different Reynolds numbers as a function of distance from the sink x



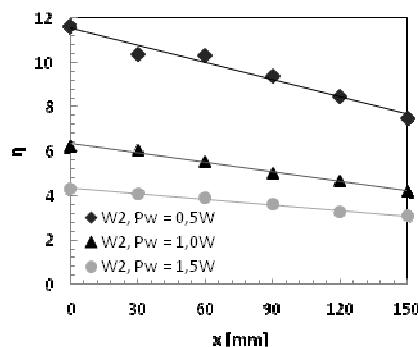
Rys. 8. Efektywność chłodzenia η dla strugi syntetycznej SJ2 o różnych liczbach Reynolda w funkcji odległości od radiatora x

Fig. 8. Cooling efficiency η for SJ2 synthetic jet for different Reynolds numbers as a function of distance from the sink x



Rys. 9. Efektywność chłodzenia η dla wentylatora W1 w funkcji odległości od radiatora x

Fig. 9. The cooling efficiency η for W1 fan as a function of the distance from the radiator x



Rys. 10. Efektywność chłodzenia η dla wentylatora W2 w funkcji odległości od radiatora x

Fig. 10. The cooling efficiency η for W2 fan as a function of the distance from the radiator x

Na rysunkach 9. oraz 10. przedstawiono zależność efektywności chłodzenia η od odległości osiowej pomiędzy radiatorem a wentylatorem. Zaobserwowano, że efektywność chłodzenia osiąga największe wartości przy odległości $x \approx 0$ mm dla SJ1 oraz SJ2. Największa efektywność została osiągnięta, gdy moc doprowadzona $P_g = 0,5$ W. Dla wentylatora o wymiarach 60 x 60 mm uzyskano najwyższą efektywność, dochodzącą do $\eta = 12$ (rys. 10.). Wentylator o wymiarach 80 x 80 mm osiągnął niższe wartości efektywności, ponieważ jego rozmiar był większy niż radiatora 66 x 66 mm.

5. Podsumowanie

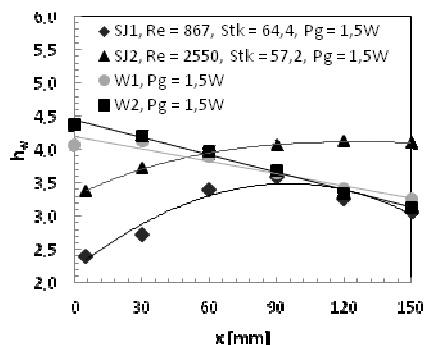
Kryterium powstawania strugi syntetycznej było badane w pracach [5, 7, 9, 12]. Dla dysz osiowosymetrycznych autorzy otrzymali zbieżny warunek powstawania strugi syntetycznej:

$$\frac{Re}{Stk^2} \geq 0,16 \quad (11)$$

Gdy prędkość średnia całego cyklu U_{avg} jest wystarczająco duża oraz częstotliwość f jest dostatecznie mała, wówczas występują korzystne warunki, przy których podczas cyklu zasysania płynu do komory nie jest niszczonego struktura wiru wytworzonego podczas cyklu wyłaczania.

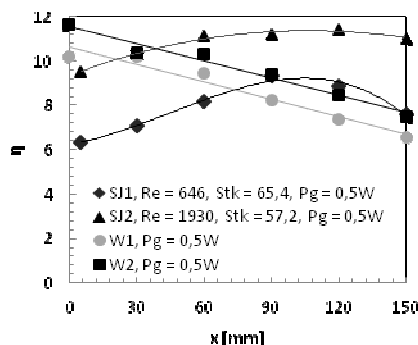
Na rysunku 11. porównano względny współczynnik przejmowania ciepła dla strug syntetycznych SJ1, SJ2 oraz strug swobodnych W1, W2 przy tej samej mocy elektrycznej, wynoszącej 1,5 W. Jakościowo przebiegi różnią się znacząco: w przypadku strugi swobodnej wraz ze wzrostem odległości x względny współczynnik przejmowania ciepła maleje liniowo, natomiast maksimum osiąga dla $x = 0$ mm. Z kolei struga syntetyczna osiąga maksimum dla $x = 90$ mm (SJ1) oraz $x = 120$ mm (SJ2). Przesunięcie maksimum dla strugi syntetycznej jest spowodowane zasysaniem dodatkowego płynu do wiru oraz obszarem zasysania powietrza do komory. Maksymalny względny współczynnik przejmowania ciepła strugi syntetycznej 1 (SJ1) osiągnął wartość $h_{wzg} = 3,6$, natomiast SJ2 – wartość $h_{wzg} = 4,1$. Dla strugi swobodnej W1 $h_{wzg} = 4,1$, a dla W2 $h_{wzg} = 4,4$ (rys. 11.). Efektywność chłodzenia dla strugi swobodnej i syntetycznej przy mocy dostarczonej 0,5 W przedstawiono na rys. 12. Najwyższą efektywność chłodzenia osiągnięto, wykorzystując wentylator W2.

Rysunek 13. przedstawia zależność względnego współczynnika przejmowania ciepła w funkcji liczby Reynoldsa. Jak widać, przyrost h_w jest niewielki w stosunku do przyrostu wartości liczby Reynoldsa. Rysunek 14. prezentuje zmianę efektywności chłodzenia w funkcji liczby Reynoldsa, wraz ze wzrostem mocy elektrycznej dostarczonej do generatora strugi syntetycznej. Przyrost średniej prędkości jest niewielki, liczba Reynoldsa wzrasta zatem nieznacznie, co powoduje bardzo szybki spadek efektywności chłodzenia (rys. 14.). Jest to zwią-



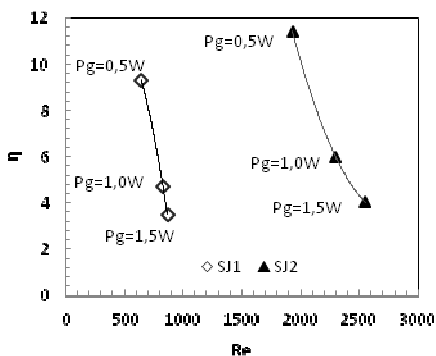
Rys. 11. Względny współczynnik przejmowania ciepła h_w dla strugi syntetycznej SJ1, SJ2 oraz wentylatorów W1 i W2 o tej samej mocy elektrycznej 1,5 W w funkcji odległości od radiatora

Fig. 11. The relative heat transfer coefficient h_w for SJ1 and SJ2 synthetic jets and for W1 and W2 fans for the same electrical power 1.5 W, as a function of distance from the radiator



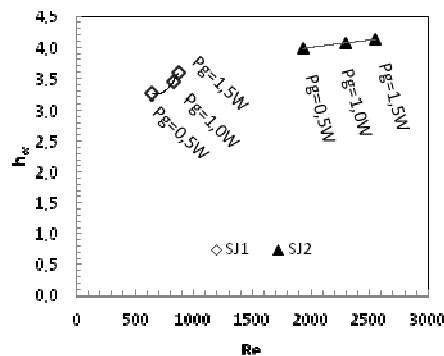
Rys. 12. Efektywność chłodzenia η dla strugi syntetycznej SJ1, SJ2 oraz wentylatorów W1 i W2 o tej samej mocy elektrycznej 0,5 W w funkcji odległości od radiatora

Fig. 12. Cooling efficiency η for SJ1 and SJ2 synthetic jets and for W1 and W2 fans for the same electrical power 0.5 W, as a function of distance from the radiator



Rys. 13. Efektywność chłodzenia w funkcji liczby Reynoldsa; dla strugi syntetycznej SJ1 $x = 90$ mm, dla SJ2 $x = 120$ mm

Fig. 13. The cooling efficiency as a function of the Reynolds number; for SJ1 $x = 90$ mm, SJ2 – $x = 120$ mm



Rys. 14. Względny współczynnik przejmowania ciepła w funkcji liczby Reynoldsa; dla strugi syntetycznej SJ1 $x = 90$ mm, dla SJ2 $x = 120$ mm

Fig. 14. The relative heat transfer coefficient as a function of Reynolds number; for SJ1 $x = 90$ mm, SJ2 – $x = 120$ mm

zane z amplitudą drgań membrany głośnika – pomimo podwajania mocy dostarczonej amplituda drgań membrany nieznacznie wzrasta. W przedstawionych badaniach porównanie strugi syntetycznej ze strugą swobodną generowaną przez wentylator wypada na korzyść tej drugiej metody chłodzenia (tab. 4.).

Wentylator jest znacznie lżejszy oraz ma mniejsze wymiary. Chociaż generatory strugi syntetycznej wykorzystywane w przedstawionych badaniach są dość duże i masywne, to badania mają charakter wstępny, a konstrukcja generatorów będzie podlegała dalszej optymalizacji.

Tabela 4. Porównanie strugi syntetycznej ze strugą swobodną

Table 4. Comparison of synthetic and continuous jets

Parametr	SJ1	SJ2	W1	W2
$h_{w \max}$	3,6	4,1	4,1	4,4
η_{\max}	9,3	11,4	10,2	11,6
masa generatora, g	282,2	3941,3	64,5	37,4
wymiary zewnętrzne, mm	80 x 80 x 27	180 x 180 x 100	80 x 80 x 25	60 x 60 x 15

Podziękowanie

Prace były prowadzone na aparaturze naukowo-badawczej zakupionej w projekcie nr POPW.01.03.00-18-012 z funduszy strukturalnych w ramach Programu Operacyjnego Rozwój Polski Wschodniej współfinansowanego przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.

Literatura

- [1] Chaudhari M., Puranik B., Agrawal A.: Heat transfer characteristic of synthetic jet impingement cooling, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 53 (2010), 1057-1069.
- [2] Chaudhari M., Puranik B., Agrawal A.: Multiple orifice synthetic jet for improvement in impingement heat transfer, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 54 (2011), 2056-2065.
- [3] Chaudhari M., Verma G., Puranik B., Agrawal A.: Effect of orifice shape in synthetic jet based impingement cooling, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 34 (2010), 246-256.
- [4] Chaudhari M., Verma G., Puranik B., Agrawal A.: Frequency response of a synthetic jet cavity, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 33 (2009), 439-448.
- [5] Gil P., Strzelczyk P.: Kryterium powstawania strugi syntetycznej, *Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej*, nr 290, *Mechanika*, z. 86 (4/2014), 517-525.
- [6] Gil P., Smusz R., Strzelczyk P.: Badania eksperymentalne wymiany ciepła przy wykorzystaniu strugi syntetycznej. *Termodynamika i wymiana ciepła w badaniach procesów cieplno-przepływowych*, red. R. Smusz, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2014, 187-198.
- [7] Holman R. et al.: A formation criterion for synthetic jets, *AIAA J.*, 43 (2005), 2110-2116.
- [8] Jagannatha D., Narayanaswamy R., Chandratilleke T.T.: Analysis of a synthetic jet based electronic cooling module, *Numerical Heat Transfer*, A56 (2009), 211-229.
- [9] McGuinn A. et al.: Flow regime characterization of an impinging axisymmetric synthetic jet, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 47 (2013), 241-251.

- [10] Pavlova A., Amitay M.: Electronic cooling with synthetic jet impingement, *J. Heat Transfer*, 128 (2006), 897-907.
- [11] Smith B., Swift G.: A comparison between synthetic jets and continuous jets, *Exp. Fluids*, 34 (2003), 467-472.
- [12] Zhang P., Wang J., Feng L.: Review of zero-net-mass-flux jet and its application in separation flow control, *Sci. China Series E: Technol. Sci.*, 51 (2008), 1315-1344.

COMPARISON OF COOLING PROPERTIES OF SYNTHETIC AND CONTINUOUS JETS

Summary

This paper presents a comparison between synthetic and continuous jets. In the article the relative heat transfer coefficient was measured. Two synthetic jets actuators were used, the first had a speaker with a diameter of 160 mm and an orifice diameter $d = 15$ mm, and the second speaker had a diameter of 50 mm and an orifice diameter $d = 5$ mm. The synthetic jet actuator has been powered with a sinusoidal signal of the resonant frequency of the speaker, the transducer with a diameter of 160 mm – 35 Hz while the speaker with a diameter of 50 mm – 410 Hz. To produce continuous jets, two computer fans with dimensions of 80 x 80 mm and 60 x 60 mm were used. For comparison between synthetic and continuous jets, the synthetic jet actuator and the fan were fed by the same electric power.

Keywords: synthetic jet, continuous jet, heat transfer, ring vortex, synthetic jet actuator

DOI: 10.7862/rm.2015.11

Otrzymano/received: 10.12.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 14.02.2015 r.

Marcin KRATOFIL¹

Robert ZARZYCKI²

Rafał KOBYŁECKI³

Zbigniew BIS⁴

ANALIZA PROCESU TORYFIKACJI BIOMASY

W artykule dokonano zestawienia oraz analizy zmian parametrów fizykochemicznych biomasy w efekcie poddania jej obróbce termicznej w temperaturze 350°C. Wyniki badań wskazują, że umożliwia to właściwie całkowite usunięcie wilgoci z toryfikowanej biomasy, a dodatkowo jest widoczny wyraźny spadek zawartości części lotnych w produkcie, przy jednoczesnym wzroście zawartości tzw. fixed carbonu. Wykazano także, że toryfikacja biomasy powoduje wzrost zawartości węgla w produkcie, a także wzrost parametrów energetycznych (ciepło spalania i wartość opałowa).

Słowa kluczowe: biomasa, obróbka termiczna, toryfikacja

1. Wstęp

Według norm Unii Europejskiej biomasa obejmuje materiał pochodzenia biologicznego ulegający biodegradacji, który jest wytwarzany na plantacjach lub jest materiałem odpadowym powstającym w leśnictwie, rolnictwie itp. [1, 3, 6].

Wyróżnia się następujące formy biomasy:

- roślinna – gromadzona głównie podczas produkcji i przetwarzania produktów roślinnych (odpady drzewne, słoma odpadowa) lub jako materiał hodowany w celach energetycznych (plantacja wierzby i topoli) – są to tzw. energetyczne surowce pierwotne,
- zwierzęca – pochodząca z fermentacji osadów w oczyszczalni ścieków lub z fermentacji odpadów organicznych na składowiskach śmieci,
- gazowa – jako tzw. gaz pirolityczny,
- ciekła – biodiesel, bioetanol, metanol.

Biomasa drzewna charakteryzuje się niższą wartością opałową i zawartością siarki w porównaniu z węglem, a powstały z jej spalania CO₂ nie zwiększa

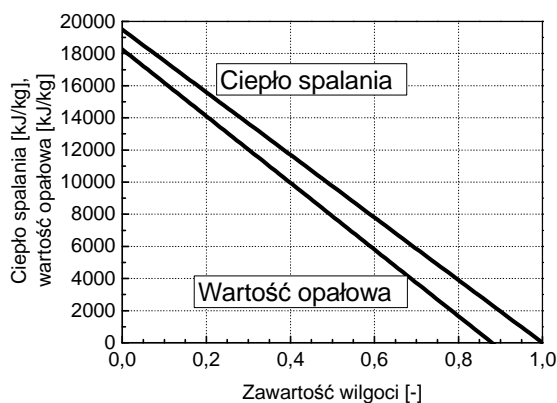
¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Marcin Kratofil, Katedra Inżynierii Energii, Politechnika Częstochowska, ul. Brzeźnicka 60a, 42-200 Częstochowa, tel.: (34) 3257334, wew. 18, e-mail: mkratofil@is.pcz.czyst.pl.

² Robert Zarzycki, Politechnika Częstochowska, zarzycki@is.pcz.czyst.pl.

³ Rafał Kobyłecki, Politechnika Częstochowska, rafalk@is.pcz.czyst.pl.

⁴ Zbigniew Bis, Politechnika Częstochowska, zbis@is.pcz.czyst.pl.

efektu cieplarnianego [3]. Wartość opałowa to jeden z podstawowych parametrów fizykochemicznych biopaliw stałych. Waha się od 6-8 MJ/kg dla biomasy wilgotnej (50-60%), do 15-17 MJ/kg dla biomasy podsuszanej (10-20%) i aż do 19 MJ/kg dla biomasy całkowicie wysuszonej. Wartość opałowa zależy od wilgotności biomasy i zmniejsza się wraz z jej wzrostem (rys. 1.).



Rys. 1. Zależność ciepła spalania oraz wartości opałowej górnej i dolnej wybranej biomasy (zrębki drzewne) od zawartości wilgoci

Fig. 1. The effect of fuel moisture on both high-heat and lower heating value and heat of combustion for selected biomass (wood chips)

Gwałtowny spadek wartości opałowej wraz ze wzrostem wilgotności wynika głównie z malejącej zawartości suchej masy w masie całkowitej, a częściowo ze strat energii potrzebnej do odparowania większych ilości wilgoci [2, 7]. Im bardziej paliwo jest suche, tym mniej energii potrzeba do odparowania wody, co oznacza, że proces jest korzystniejszy energetycznie. Z tego względu niektóre rodzaje biomasy powinny być dosuszone, aby uzyskać pożądane parametry spalania oraz określoną wartość energetyczną paliwa [4, 8]. Kolejnym powodem podsuszania biomasy są względy jej transportu i przechowywania. Transport wilgotnej biomasy jest bardziej kosztowny w porównaniu z transportem biomasy poddanej procesowi obróbki termicznej. Dodatkowo składowanie i przechowywanie wilgotnej biomasy jest także utrudnione ze względu na zachodzące w niej procesy biologiczne, takie jak procesy gnilne. Mając na uwadze wspomniane względy energetyczne i ekonomiczne, w przypadku wykorzystywania biomasy konieczna wydaje się jej waloryzacja przez obróbkę termiczną.

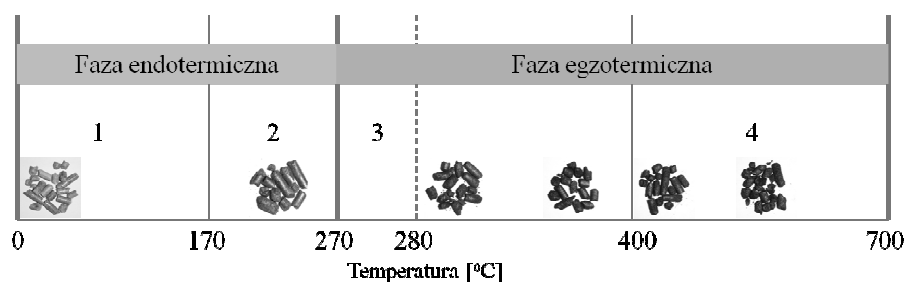
Jednym ze sposobów waloryzacji biomasy jest jej toryfikacja. W energetyce toryfikacja to proces przetwarzania biomasy typu lignino-celulozowego w paliwo stałe o właściwościach zbliżonych do węgla. Polega na termicznej obróbce biomasy w zakresie temperatur 200-400°C pod ciśnieniem zbliżonym do atmosferycznego, bez dostępu tlenu. W wyniku działania temperatury w zakresie 240-280°C następuje rozerwanie długich, silnych łańcuchów ligniny i celulozy, dzięki czemu uzyskuje się stosunkowo kruchy produkt.

Zmiany właściwości biomasy typu lignino-celulozowego w procesie toryfikacji następują w wyniku modyfikacji struktury jej głównych składników: ligniny, hemicelulozy i w mniejszym stopniu celulozy. Proces powinien być tak pro-

wadzone, żeby uzyskać pożądane właściwości mechaniczne (np. wymaganą przemiałowość) przy minimalnej stracie energetycznej, spowodowanej głównie utratą części lotnych. Etapami tego procesu są: suszenie, piroliza i zgazowanie, odbywające się w reaktorze o kontrolowanej temperaturze. Ze względu na sposób doprowadzenia ciepła do reaktora dzieli się je na dwa typy: reaktory pośrednie, w których ciepło jest dostarczane do biomasy przeponowo przez nośnik energii, np. parę wodną, wodę, olej, spaliny, oraz reaktory bezpośrednie, w których ciepło jest przekazywane bezpośrednio do biomasy od spalin lub innego gazu reaktorowego (np. zgazowywarki i suszarnie fluidalne).

Ze względu na bezpośredni kontakt gorącego czynnika z surowcem drugi typ reaktorów umożliwia krótszy czas przebywania, jednak takie rozwiązanie jest trudniejsze w zastosowaniu. Najnowsze koncepcje reaktorów zakładają konstrukcje na wzór pieca obrotowego bądź reaktora ślimakowego z wykorzystaniem torgazu jako źródła ciepła do procesu [5]. Proces torfikacji można podzielić na cztery etapy (rys. 2.):

- 1) suszenie – wydzielanie wilgoci zawartej w biomase oraz terpenów,
- 2) wydzielanie CO i CO₂, powstawanie małych ilości kwasu octowego i metanolu, początek wydzielania smoły drzewnej,
- 3) rozkład węglowodanów, takich jak hemiceluloza i celuloza, powstawanie węgla drzewnego oraz kwasu octowego i smoły. Wzrost temperatury do 380°C powoduje rozkład termiczny ligniny, wzrasta ilość wydzielającego się metanolu i smoły drzewnej. W tym czasie następuje zmniejszenie wydzielania się takich gazów, jak CO₂ i CO, a zwiększa się wydzielanie metanu i wodoru,
- 4) tworzenie się substancji o charakterze węglowodorowym oraz wtórne reakcje polimeryzacji i kondensacji.

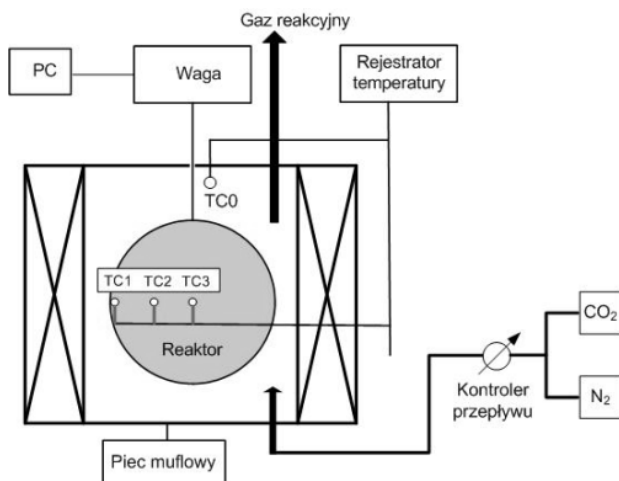


Rys. 2. Fazy procesu torfikacji

Fig. 2. Phases of fuel torrefaction

2. Badania procesu toryfikacji

Za cel prowadzonych badań obrano poznanie i analizę przebiegu procesu toryfikacji dla różnych rodzajów biomasy. Dostępna literatura nie dostarcza wystarczających informacji na ten temat. Badania procesu toryfikacji przeprowadzono dla wybranych czterech rodzajów biomasy, którymi są: zrębka, słoma, PKS (łuski palmy olejowej), śruta z oliwek. Badania przeprowadzono na stanowisku opracowanym na potrzeby realizacji procesu (rys. 3.). Stanowisko to składa się z pieca muflowego, w którego wnętrzu umieszczano reaktor wypełniony paliwem poddawanym procesowi obróbki termicznej. Piec jest wyposażony w mikroprocesorowy kontroler temperatury, pozwalający na uzyskanie i utrzymanie zadanej temperatury. Umieszczony we wnętrzu pieca reaktor był podwieszony na ciężkiej wagi laboratoryjnej. Wagę połączono z układem archiwizacji danych pozwalającym na zapis zmian masy w czasie. Dodatkowo, we wnętrzu reaktora umieszczono trzy termopary umożliwiające pomiar rozkładu temperatury badanej biomasy. Równoległe z pomiarem masy próbki dokonywano rejestracji temperatury wnętrza pieca TC0, jak również temperatur we wnętrzu reaktora. Termopary we wnętrzu reaktora znajdowały się odpowiednio przy ścianie TC1, w połowie odległości od osi reaktora TC2 i w osi reaktora TC3. Do wnętrza pieca w celu stworzenia atmosfery obojętnej podawany był gaz inertny.



Rys. 3. Schemat stanowiska badawczego

Fig. 3. Schematic of the laboratory stand

Badania procesu toryfikacji dla wybranych rodzajów biomasy przeprowadzono dla temperatur z zakresu 250-500°C. Czas prowadzenia procesu był uzależniony od obserwowanej zmiany masy próbki. W niniejszej pracy przedstawiono wybrane wyniki, uzyskane w temperaturze 350°C. W tabelach 1. i 2. ze-

stawiono wyniki dotyczące paliw w stanie surowym oraz po procesie waloryzacji w temperaturze 350°C. Analizując dane z zawarte w tab. 1. i 2., można stwierdzić, że przez poddanie biomasy procesowi torfikacji jest możliwe właściwie całkowite usunięcie wilgoci z próbki. Dodatkowo widać wyraźny spadek zawartości części lotnych w karbonizacie, przy jednoczesnym wzroście zawartości fixed carbonu (FC). Największą zawartość FC uzyskano w karbonizacie z PKS – wynosi ona ponad 66%. Z kolei największą zawartością części lotnych po procesie charakteryzowała się zrębka (41%). Dla wszystkich analizowanych próbek stwierdzono wzrost zawartości popiołu po waloryzacji, związany z ubytkiem masy próbki. W wyniku realizacji procesu torfikacji uzyskano dla wszystkich badanych biomas wzrost zawartości pierwiastka C w karbonizacie, co się przekłada bezpośrednio na wzrost wartości ciepła spalania. Proces ten spowodował natomiast wyraźny spadek zawartości wodoru oraz tlenu w karbonizacie w porównaniu z próbkami surowymi. W przypadku azotu i siarki ich zawartość nie ulega znaczącym zmianom.

Tabela 1. Wyniki analizy technicznej paliw

Table 1. Results of proximate analysis of fuels

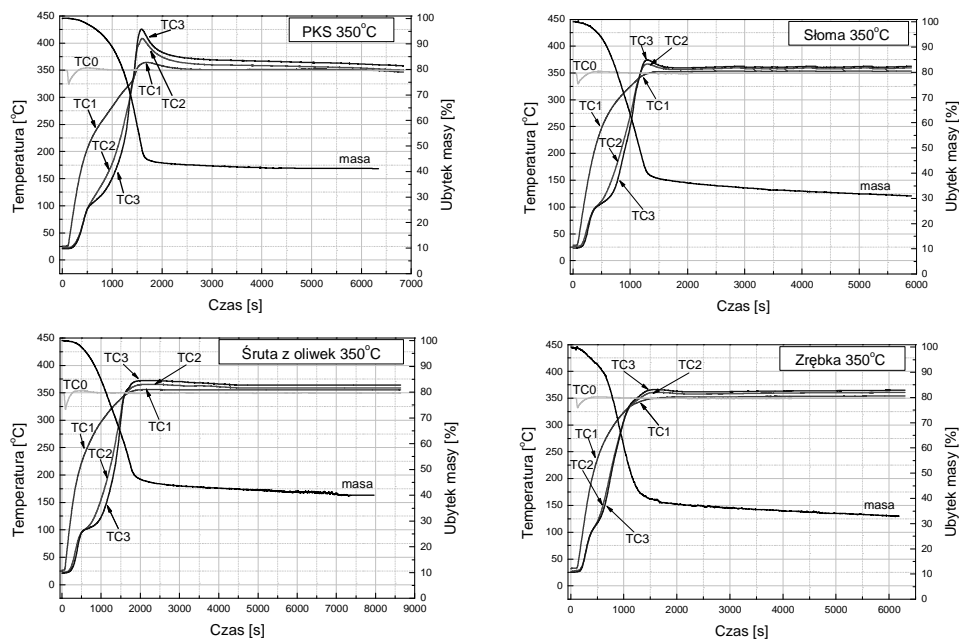
Lp.	Rodzaj biomasy	W _P	W _H	W _T	VM ^d	A ^d ₅₇₅	FC ^d
		%					
1	PKS surowy	10,3	5,7	15,4	80,6	2,4	17,01
2	PKS 350°C	0,0	1,8	1,8	27,9	5,6	66,50
3	Słoma surowa	1,6	5,4	6,9	77,3	6,2	16,50
4	Słoma 350°C	0,0	2,7	2,7	30,5	16,1	53,40
5	Śruta z oliwek surowa	18,6	6,6	24,0	73,8	6,9	19,30
6	Śruta z oliwek 350°C	0,0	2,0	2,0	30,6	17,5	51,90
7	Zrębka surowa	37,2	4,9	40,3	81,8	0,5	17,70
8	Zrębka 350°C	0,0	2,6	2,6	41,0	1,3	57,70

Tabela 2. Wyniki analizy elementarnej paliw

Table 2. Results of ultimate analysis of fuels

Lp.	Rodzaj biomasy	C ^d	H ^d	N ^d	S ^d	O ^d	W _g ^d	W _d ^d
		%					kJ/kg	
1	PKS surowy	56,00	6,06	0,09	0,04	37,81	19596	17847
2	PKS 350°C	74,93	3,83	0,84	0,00	20,40	29255	28348
3	Słoma surowa	45,57	5,92	0,16	0,23	48,12	17878	16373
4	Słoma 350°C	64,07	3,91	1,26	0,13	30,63	24230	23282
5	Śruta z oliwek surowa	49,68	6,29	0,82	0,28	42,93	20790	18775
6	Śruta z oliwek 350°C	67,04	3,92	1,13	0,00	27,91	23157	22225
7	Zrębka surowa	47,30	5,83	0,25	0,00	46,62	19153	16835
8	Zrębka 350°C	74,36	4,81	0,32	0,02	20,48	28327	27179

Na rysunku 4. przedstawiono przebiegi czasowe względnej zmiany masy próbki, temperatury w otoczeniu (TC0), jak i we wnętrzu reaktora (TC1, TC2, TC3) uzyskane podczas badań torfikacji dla temperatury 350°C. Dla wszystkich badanych biomas obserwuje się podobny przebieg zmian masy w czasie w wyniku obróbki termicznej. W początkowej fazie procesu można zauważyć pewien ubytek masy wynikający z trwającego procesu suszenia próbki. Potwierdzeniem tego są przebiegi czasowe temperatur we wnętrzu reaktora, wskazujące na trwający proces suszenia próbki (100-120°C). Następnie obserwuje się szybki ubytek masy związany z intensywnym procesem wydzielania CO i CO₂ oraz rozkładu węglowodanów, powyżej temperatury 160°C we wnętrzu reaktora.

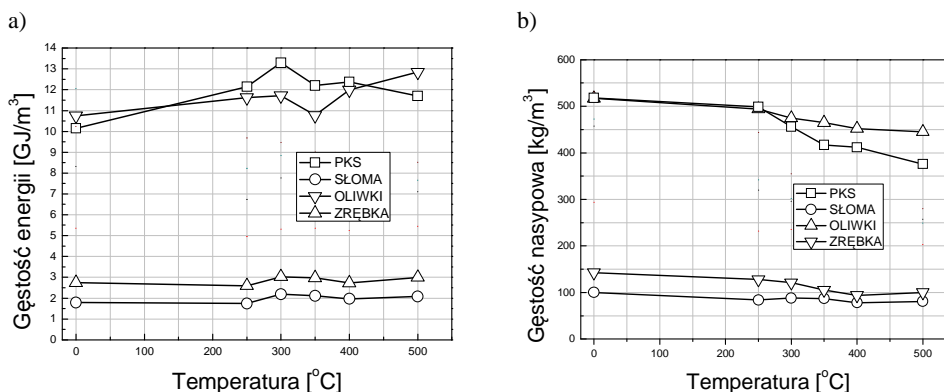


Rys. 4. Przebiegi czasowe względnej zmiany masy próbki oraz temperatury wewnątrz i w otoczeniu reaktora

Fig. 4. The waveforms of relative sample mass and temperature change inside the reactor and in reactor ambient

Po upływie około 1500-2000 s, w zależności od rodzaju badanej biomasy jest widoczne wyraźne zmniejszenie tempa ubytku masy próbki, pokrywające się czasowo z wyraźnym wzrostem temperatury. Temperatura ta przekracza poziom panujący w piecu, co świadczy o występowaniu procesu egzotermicznego we wnętrzu reaktora. Najbardziej jest to zauważalne w przypadku próbek PKS oraz słomy, natomiast mniej widoczne w przypadku próbek śruty z oliwek i zrębki. Wynika to z ubytku części lotnych, które wynoszą odpowiednio 52,7

i 40,8% dla próbek PKS i zrębki. Powyżej czasu 1500-2000 s nie obserwuje się już wyraźnego ubytku masy próbki, natomiast widoczny jest spadek temperatury we wnętrzu reaktora, który dąży asymptotycznie do temperatury pieca. Na tej podstawie można przypuszczać, że proces torfikacji w zasadniczej części został zakończony.



Rys. 5. Gęstość energii (a) oraz gęstość nasypowa (b) paliw w funkcji temperatury procesu

Fig. 5. Energy density (a) and bulk density (b) of fuels versus process temperature

Rysunek 5. obrazuje przebieg zmian gęstości energii oraz gęstości nasypowej biomasy w zależności od temperatury procesu. Analiza wyników wskazuje, że optymalna temperatura obróbki termicznej biomasy to ok. 300°C, gdyż odpowiadają jej najkorzystniejsze wartości gęstości energii i gęstości nasypowej.

3. Podsumowanie

Opierając się na informacjach zestawionych w niniejszym artykule, można stwierdzić, że obróbka termiczna (termoliza) biomasy w temperaturze 350°C pozwala na właściwie całkowite usunięcie wilgoci z torfikowanej biomasy, a dodatkowo powoduje wyraźny spadek zawartości części lotnych oraz wzrost zawartości tzw. fixed carbonu w produkcie torfikacji. W pracy wykazano także, że torfikacja biomasy powoduje wzrost zawartości pierwiastka C oraz wzrost parametrów energetycznych (ciepło spalania i wartość opałowia) obrabianej termicznie biomasy.

Podziękowanie

Praca dofinansowana z BS-404-301/11.

Literatura

- [1] Karwasz Z.: Biomasa jako źródło wytwarzania energii odnawialnej w Polsce, *Czysta Energia*, 7-8 (2007), 16-17.
- [2] Katalog firmy HERZ: Wykorzystanie biopaliw stałych w ogrzewnictwie.
- [3] Lewandowski W.M.: Proekologiczne odnawialne źródła energii, wyd. IV, WNT, Warszawa 2007.
- [4] Niedziółka I., Zuchniarz A.: Analiza energetyczna wybranych rodzajów biomasy pochodzenia roślinnego, <http://www.pan-ol.lublin.pl/wydawnictwa/Motrol8a/Niedziolka.pdf> (dostęp: 11 czerwca 2014 r.).
- [5] Person K., Olofsson I., Nordin A.: Biomass Refinement by Torrefaction, Energy Technology and Thermal Process Chemistry, Umea University, Sweden 2006.
- [6] Tytko R.: Odnawialne źródła energii. Wybrane zagadnienia, Wydawn. Deka, Kraków 2008.
- [7] Wisz J., Matwiejew A.: Biomasa – badania w laboratorium w aspekcie przydatności do energetycznego spalania, www.systemyogrzewania.pl/ (dostęp: 8 czerwca 2011 r.).
- [8] Właściwości biomasy jako paliwa, <http://www.biomasa.org/index.php?d=artykul&kat=51&art=47> (dostęp: 1 czerwca 2014 r.).

INVESTIGATION OF BIOMASS TORREFACTION PROCESS

Summary

In this paper the changes of some chosen physico-chemical parameters of biomass as a result of its thermal treatment at the temperature of 350°C are investigated. The results indicate that torrefaction provides suitable conditions for complete elimination of moisture from the biomass, as well as for significant decrease of the volatile content, and the increase of the, so-called, fixed carbon. It was also demonstrated that the torrefaction of biomass brings about the increase of the carbon content in the solid product, as well as the increase of its high and low heating values and heat of combustion.

Keywords: biomass, thermal treatment, torrefaction

DOI: 10.7862/rm.2015.12

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 20.11.2014 r.

Sebastian LEPSZY¹
Tadeusz CHMIELNIAK²

UKŁADY GAZOWO-PAROWE Z CO₂ JAKO CZYNNIKIEM ROBOCZYM

W procesie rozwoju technologii energetycznych istotne miejsce zajmują technologie wykorzystania ciepła odpadowego i technologie wykorzystania ciepła niskotemperaturowego. Jednym z najpopularniejszych obiegów wykorzystywanych w tym celu jest obieg Rankine'a. Wykorzystanie dwutlenku węgla jako czynnika roboczego zarówno w obiegach o ciśnieniu nadkrytycznym, jak i obiegach transkrytycznych cechuje się wieloma zaletami w porównaniu z tradycyjnymi obiegami wykorzystującymi parę wodną. Najistotniejsze z nich są związane z rozmiarami maszyn i urządzeń. Dwutlenek węgla jest również czynnikiem dostępnym, o małym potencjale wpływu na warstwę ozonową w porównaniu z innymi czynnikami organicznymi. W pracy przedstawiono analizę układu gazowo-parowego z CO₂ jako czynnikiem roboczym. W szczególności określono podstawowe parametry energetyczne oraz straty egzergii w wymiennikach ciepła.

Słowa kluczowe: obiegi nadkrytyczne, analiza egzergiczna, obieg z regeneracją

1. Wstęp

W procesie rozwoju technologii energetycznych obserwuje się obecnie również rozwój technologii związanych z wykorzystaniem ciepła odpadowego oraz ciepła ze źródeł odnawialnych do produkcji energii elektrycznej. Jedną z najczęściej wykorzystywanych struktur silnika cieplnego jest obieg Rankine'a. Obieg tego typu jest szczególnie atrakcyjny pod względem wykorzystania ciepła odpadowego i niskotemperaturowego z uwagi na niską temperaturę dolnego źródła ciepła [6]. Czynniki w obiegach termodynamicznych, a w szczególności w obiegu Rankine'a, powinny się wyróżniać małą agresywnością w stosunku do materiałów, dostępnością i niską ceną, nietoksycznością, niepalnością, stabilnością chemiczną. Dodatkowo powinny się również charakteryzować niską temperaturą wrzenia w warunkach normalnych i małą lepkością.

Czynniki mogą mieć różne właściwości związane z procesem rozprężania. W tym kontekście można wyróżnić czynniki „mokre” (jak para wodna), czynni-

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Sebastian Lepszy, Politechnika Śląska, ul. S. Konarskiego 18, 44-100 Gliwice, tel.: (32) 2372337, e-mail: sebastian.lepszy@polsl.pl.

² Tadeusz Chmielniak, Politechnika Śląska, e-mail: tadeusz.chmielniak@polsl.pl.

ki „suche” oraz czynniki izentropowe. Wykorzystanie czynników „mokrych” wiąże się najczęściej z zastosowaniem procesu przegrzania pary w celu podwyższenia stopnia suchości czynnika po procesie rozprężania [7]. W energetyce oprócz pary wodnej stosuje się także wiele innych czynników roboczych. Bardzo często znajdują zastosowanie czynniki organiczne, takie jak: amoniak, pentan, izobutan. Duże masy cząsteczkowe czynników umożliwiają budowę układów o stosunkowo niewielkich wymiarach. Z wielu czynników organicznych interesujące właściwości posiada dwutlenek węgla. Jedną z najistotniejszych zalet dwutlenku węgla stanowi fakt, że jest to czynnik naturalny, a zatem w ilościach pochodzących z obiegu energetycznego nie ma wpływu na efekt cieplarniany. Innymi istotnymi cechami są stabilność chemiczna i niepalność. Interesującym zagadnieniem jest określenie efektywności ekonomicznej oraz energetycznej obiegów z CO₂, szczególnie z zakresu, w którym mogą konkurować z obiegiem parowo-wodnym, np. w układach, w których istotne znaczenie mają nakłady inwestycyjne oraz waga i rozmiary układu parowego [1, 5, 8]. Dziedziną techniki, która może się przyczynić do rozwoju obiegów z CO₂ jako czynnikiem roboczym jest rozwój sposobów wychwytu i składowania dwutlenku węgla (CCS). Prace badawcze skierowane na opracowanie efektywnych maszyn, takich jak pompy, sprężarki, turbiny do technologii CCS oraz badania materiałowe, mogą być również wykorzystane w obiegach z CO₂ [2, 3, 9]. Dwutlenek węgla może znaleźć zastosowanie zarówno w konwencjonalnych siłowniach, jak i niekonwencjonalnych układach siłowni jądrowych ze stopionym metalem, w układach magazynowania energii słonecznej w postaci stopionych soli i zeroemisyjnych technologii węglowych [4].

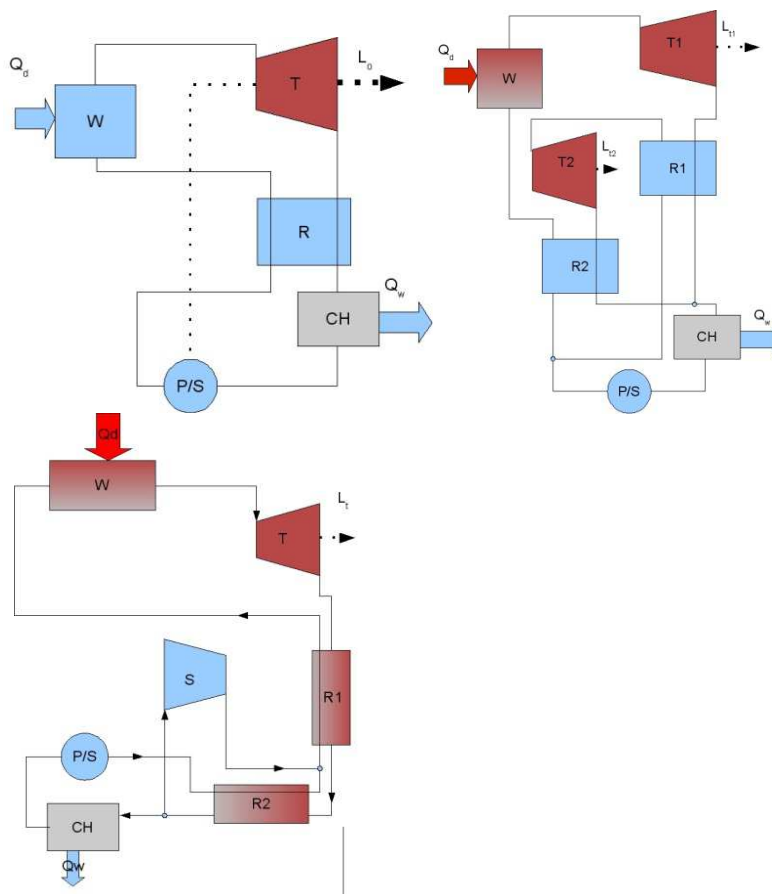
2. Obiegi z CO₂ jako czynnikiem roboczym

Zasadniczo układy wykorzystujące CO₂ jako czynnik roboczy można podzielić na układy, w których ciepło jest przekazywane do otoczenia z zastosowaniem procesu kondensacji i układy, które nie wykorzystują tego ciepła. Dla tego podziału odpowiednie są najprostsze porównawcze obiegi Rankine’a i Braytona. Zastosowanie procesu kondensacji w procesie oddawania ciepła do otoczenia może być w niektórych przypadkach utrudnione ze względu na niską temperaturę punktu krytycznego CO₂, wynoszącą 31,04°C. Jednocześnie wartość ciśnienia dla temperatury przemiany fazowej jest znacznie wyższa niż w przypadku pary wodnej, wymagana jest jednak mocniejsza konstrukcja skraplacza. Kolejna możliwość podziału obiegów dotyczy wartości poziomów ciśnienia stosowanych w układzie. Wyróżnia się wówczas:

- obiegi nadkrytyczne, w których zarówno doprowadzanie, jak i odprowadzanie ciepła do obiegu odbywa się w zakresie ciśnień większych niż ciśnienie krytyczne,

- obiegi transkrytyczne, w których doprowadzanie ciepła odbywa się w zakresie nadkrytycznych ciśnień czynnika, a odprowadzanie – w zakresie ciśnień podkrytycznych,
- obiegi podkrytyczne, w których wszystkie procesy w obiegu zachodzą w obszarze ciśnień podkrytycznych.

Najczęściej spotykane w literaturze schematy obiegów cieplnych przedstawiono na rys. 1. [4].



Rys. 1. Schemat ideowy obiegów z CO₂ jako czynnikiem roboczym (W – wymiennik ciepła; T, T1, T2 – turbiny; R, R1, R2 – rekuperatory; CH – chłodnica, skraplacz; P/S – pompa lub sprężarka)

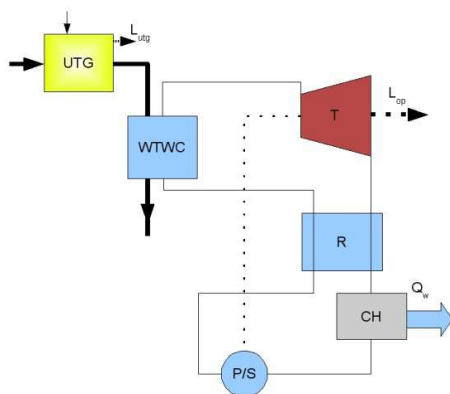
Fig. 1. Scheme diagram of CO₂ cycles (W – heat exchanger; T, T1, T2 – turbines; R, R1, R2 – recuperators; CH – cooler, condenser; P/S – pump or compressor)

Obiegi wykorzystujące CO₂ jako czynnik roboczy najczęściej są wyposażone w wymienniki regeneracyjne. Wiąże się to z charakterem linii nasycenia na

wykresie i - s powodującym, że po rozprężeniu czynnik jest w postaci pary przegrzanej. Zastosowanie wymiennika regeneracyjnego zwiększa sprawność obiegu, jednak ze względu na znaczne różnice ciepła właściwego dwutlenku węgla w różnych ciśnieniach, szczególnie przy niskich temperaturach, poszukuje się obiegów, które będą jeszcze bardziej efektywne.

3. Analiza układu z wymiennikiem regeneracyjnym

Jednym z najprostszych i najbardziej popularnych obiegów wykorzystujących CO_2 jako czynnik roboczy jest układ z jednym wymiennikiem regeneracyjnym. Schemat ideowy analizowanego układu gazowo-parowego ilustruje rys. 2. W stosunku do obiegu bez wymiennika regeneracyjnego układ taki cechuje się wyższą sprawnością, uzyskaną przez obniżenie temperatury wyprowadzania ciepła z obiegu i podwyższenie temperatury doprowadzania ciepła do obiegu. Wadą tego typu obiegów jest wysoka temperatura czynnika na wlocie do wymiennika WTWC, co ogranicza możliwość wykorzystania górnego źródła ciepła. Obiegi tego typu mogą być obiegami z kondensacją, jak i bez kondensacji. Wtedy odpowiednio do zwiększenia ciśnienia czynnika w obiegu wykorzystuje się pompę lub sprężarkę.



Rys. 2. Schemat układu gazowo-parowego

Fig. 2. Scheme of gassteam cycle

Do określenia podstawowych parametrów układu parowego przyjęto wiele założeń. Najważniejsze z nich przedstawiono w tab. 1. W przypadku wykorzystania obiegu z regeneracją istnieje możliwość doboru wielkości regeneratora, co ma wpływ na większość parametrów układu. Na rysunku 3. przedstawiono wpływ ilości ciepła wymienianego w wymienniku Q_r na sprawność obiegu η_{oUP} i energetyczną η_{eUP} układu parowego. W celu zilustrowania ilości ciepła przekazanego w regeneratorsie odniesiono je do wartości ciepła spalin Q_{sp} . Sprawność energetyczną układu parowego zdefiniowano w następujący sposób:

$$\eta_{eUP} = \frac{N_{mUP}}{Q_{sp}} \quad (1)$$

gdzie: N_{mUP} – moc mechaniczna układu parowego, Q_{sp} – strumień ciepła schłodzenia spalin do temperatury odniesienia (w celu uproszczenia analiz w obliczeniach założono, że ciepło Q_{sp} odpowiada schłodzeniu spalin do temperatury 15°C, przy czym para wodna zawarta w spalinach nie ulega wykropleniu).

Sprawność obiegu zdefiniowano wzorem:

$$\eta_{oTP} = \frac{N_{mTP}}{Q_{WTWC}} \quad (2)$$

gdzie Q_{WTWC} – strumień ciepła przekazany czynnikowi obiegowemu w wymienniku WTWC.

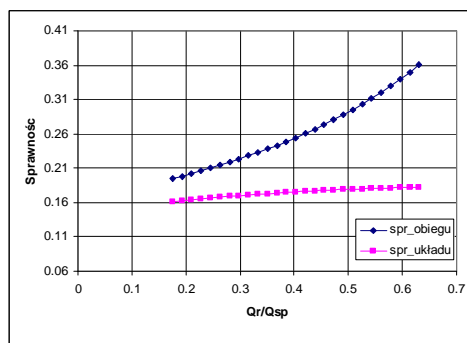
Tabela 1. Założenia do analizy obiegu parowego

Table 1. Assumptions for analysis of steam cycle

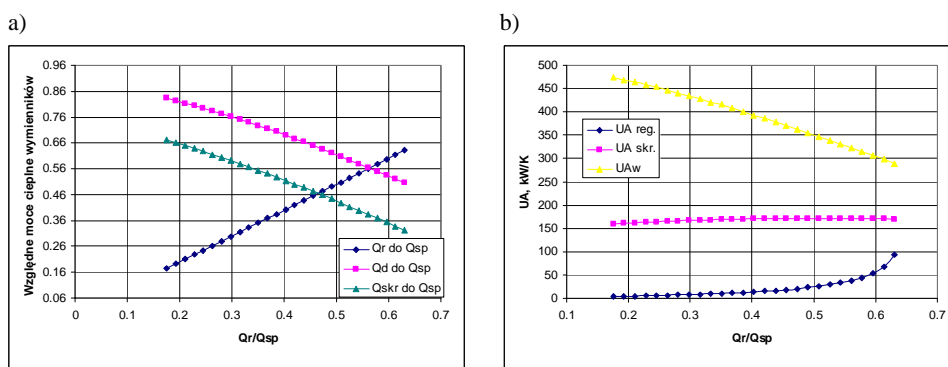
Spaliny z turbiny gazowej	Temperatura: 532°C, ciśnienie: 1 bar, skład (udziały objętościowe): 3,69% CO ₂ , 8,11% H ₂ O, 75,41% N ₂ , 12,79% O ₂
Wymiennik ciepła WTWC	Temperatura pary wylotowej: 522°C
Turbina T	Sprawność izentropowa: 0,8; ciśnienie wylotowe: 58 bar
Wymiennik regeneracyjny R	Moc cieplna wymiennika w zakresie 0,18-0,62 w stosunku do energii cieplnej spalin z turbiny gazowej Q_{sp}
Skraplacz CH	Temperatura kondensacji: 20°C, temperatura wody chłodzącej wlotowej: 15°C
Pompa P	Sprawność wewnętrzna: 0,8; ciśnienie czynnika wylotowego: 200 bar

Rys. 3. Zależność sprawności obiegu i sprawności układu w funkcji stosunku mocy cieplnej regeneratora do strumienia ciepła zawartego w spalinach

Fig. 3. The relation between cycle and system efficiency as a function of relation of recuperator thermal power to the heat flow contained in the exhaust gas



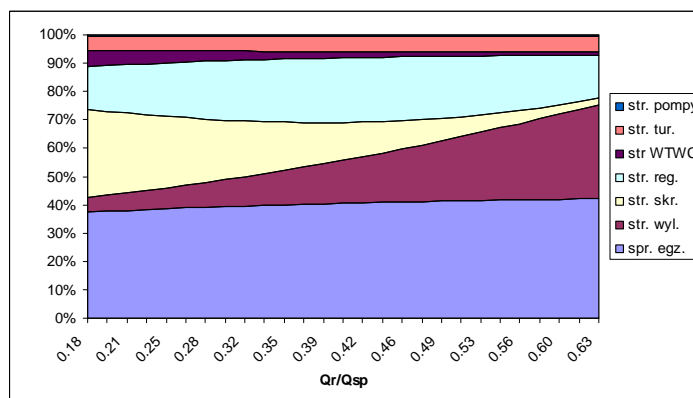
Maksymalna wartość temperatury wynika z procesu wymiany ciepła i różnicy w strumieniach pojemności cieplnych w wymienniku regeneracyjnym. Ze względu na różnice pomiędzy strumieniami pojemności cieplnej czynnika, minimalna wartość temperatury jest osiągana pomiędzy wylotem czynnika schładzanego i wlotem czynnika ogrzewanego. Zwiększenie stopnia regeneracji skutkuje bardzo silnym wzrostem sprawności obiegu, wzrost sprawności układu jest jednak niewielki. Pomimo wysokiej sprawności obiegu parowego wykorzystanie go w układzie gazowo-parowym, w którym turbina gazowa ma sprawność 36%, spowoduje, że układ gazowo-parowy będzie miał sprawność nieprzekraczającą 47,5%. Zależność względnej mocy wymienników ciepła dla wymiennika regeneracyjnego o różnej wielkości zobrazowano na rys. 4a. Do oceny rozmiarów wymienników ciepła bardziej miarodajny jest rys. 4b, na którym przedstawiono wartości iloczynu współczynnika przenikania ciepła i pola powierzchni wymiany ciepła.



Rys. 4. Zależność względnych mocy cieplnych (a) oraz zależności iloczynu współczynnika przenikania ciepła i pola powierzchni wymiany ciepła wymienników (b) w funkcji względnej mocy cieplnej wymiennika R

Fig. 4. The relation between relative thermal power (a) and a product of heat transfer coefficient and heat transfer area of heat exchangers (b) as a function of relative recuperator thermal power of recuperator R

Wybór układów o wysokim stopniu regeneracji jest uzasadniony przede wszystkim wysoką sprawnością układu, mniejszym wysokotemperaturowym wymiennikiem ciepła. Negatywnym aspektem jest jednak wielkość regeneratora. Należy zauważyć, że regenerator może być konstrukcyjnie prostszy, ze względu na duży stopień czystości czynników w porównaniu z wysokotemperaturowym wymiennikiem ciepła. Rysunek 5. ilustruje bilans egzergii (wartości odniesione do egzergii spalin z turbiny gazowej) dla elementów układu parowego w zależności od ilości energii cieplnej wymienianej w wycinku regeneracyjnym.



Rys. 5. Bilans egzergii dla układu parowego

Fig. 5. Exergy balance for steam cycle

4. Podsumowanie

Obiegi parowe z CO₂ jako czynnikiem roboczym mogą być interesującą alternatywą w stosunku do obiegów parowych wodnych, jednak ich wykorzystanie wymaga dogłębnych analiz techniczno-ekonomicznych. Analiza pracy układu z jednym wymiennikiem regeneracyjnym pozwala stwierdzić, że pomimo straty wylotowej, z technicznego punktu widzenia bardziej interesujące są układy o dużym stopniu regeneracji. Układ taki charakteryzuje się również małym wymiennikiem wysokotemperaturowym, co może mieć wpływ na efektywność ekonomiczną.

Podziękowanie

Przedstawione w artykule wyniki zostały uzyskane w badaniach współfinansowanych przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach umowy SP/E/1/67484/10 – Strategiczny Program Badawczy – Zaawansowane technologie pozyskiwania energii: Opracowanie technologii dla wysokosprawnych „zero-emisyjnych” bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO₂ ze spalin.

Literatura

- [1] Chen H., Goswami D.Y., Rahman M.R., Stefanakos E.K.: Energetic and exergetic analysis of CO₂- and R32-based transcritical Rankine cycles for low grade heat conversion, *Applied Energy*, 88 (2011), 2802-2808.
- [2] Chmielniak T.J., Bełch K.: Wychwytem, transport i składowanie CO₂ – przegląd technologii, *Archiwum Energetyki*, 38 (2008), 61-81.
- [3] Walnum H.T., Nekså P., Nord L.O., Andresen T.: Modelling and simulation of CO₂ (carbon dioxide) bottoming cycles for offshore oil and gas installations at design and off-design conditions, *Energy*, 59 (2013), 513-520.

- [4] Johnson G.A. et al.: Supercritical CO₂ cycle development at Pratt & Whitney Rocketdyne, Proc. ASME TurboExpo GT2012, Copenhagen, GT2012-70105.
- [5] Kimball K.J., Clementoni E.M.: Supercritical carbon dioxide Brayton power cycle development overview, Proc. ASME TurboExpo GT2012, Copenhagen, GT2012-68204.
- [6] Lepszy S.: Energy analysis of biogas fueled micro gas turbine and reciprocating engine combined with organic Rankine cycle, 11th Int. Conf. Heat engines and environmental protection, Balatonfüred, Węry 2013.
- [7] Saleh B., Koglbauer G., Wendland M., Fischer J.: Working fluids for low-temperature organic rankine cycles, Energy, 32 (2007), 1210-1221.
- [8] Vélez F., Segovia J., Chejne F., Antolín G, Quijano A., Martín M.C.: Low temperature heat source for power generation: Exhaustive analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle, Energy, 36 (2011), 5497-5507.
- [9] Witkowski A., Majkut M.: The impact of CO₂ compression systems on the compressor power required for a pulverized coal-fired power plant in post-combustion carbon dioxide sequestration, Arch. Mech. Eng., 59 (2012), 343-360.

GAS-STEAM COMBINED CYCLES WITH CO₂ AS WORKING MEDIUM

Summary

In the process of the development of energy systems, waste heat recovery and low temperature technologies occupy an important place. One of the most common system used for this purpose is the Rankine cycle. The use of carbon dioxide as the working medium in both the super- and sub critical pressure cycles has several advantages compared to traditional steam cycles. The most important advantages are associated with dimensions of machines and equipment. Carbon dioxide is also a common medium, with a low potential impact on the ozone layer as compared to other organic mediums. The paper presents an analysis of different configurations of the gas-steam cycles with CO₂ as the working fluid. In particular, the basic parameters of the energy analysis were determined and exergy losses are specified.

Keywords: supercritical cycles, exergy analysis, regeneration cycle

DOI: 10.7862/rm.2015.13

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 14.02.2015 r.

Artur NEMŚ¹
Michał POMORSKI²

TERMODYNAMIKA PROCESU SPALANIA MIESZANEK WZBOGACONYCH W TLEN

W artykule zostały poruszone aspekty zastosowania mieszanki wzbogaconej w tlen w silnikach spalinowych. Omówiono problemy wynikające z takiego sposobu prowadzenia procesu spalania oraz spróbowano rozwiązać jedną z największych przeszkód we wprowadzeniu wspomnianej techniki do powszechnego zastosowania. Podano sposób kontrolowania temperatury podczas spalania w atmosferze tlenowej oraz wyjaśniono przyczyny obniżenia teoretycznej temperatury spalania dla omawianego przypadku spalania tlenowego.

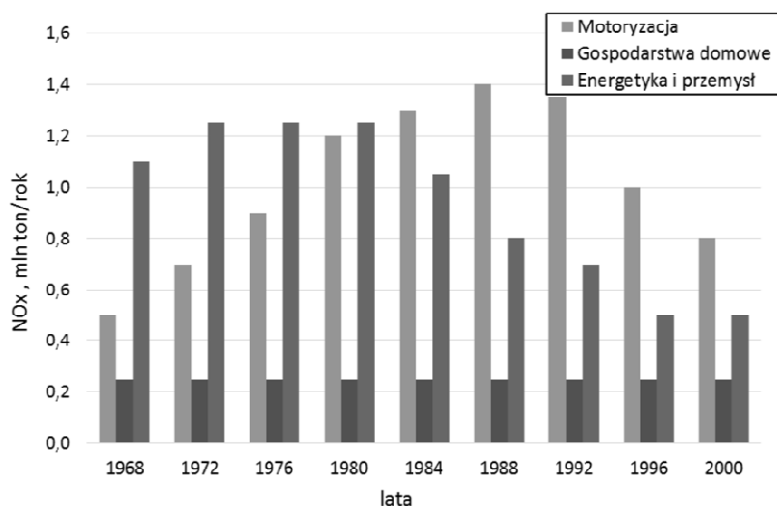
Słowa kluczowe: spalanie tlenowe, adiabatyczna temperatura spalania, kontrolowanie procesu spalania

1. Wstęp

Wprowadzanie coraz nowszych przepisów normujących ilość szkodliwych składników spalin emitowanych przez bloki energetyczne skutkowało poszukiwaniem i stosowaniem zaawansowanych technologii redukujących te emisje. Zaistniałe zmiany w energetyce zawodowej pozwoliły dostrzec znaczący udział w emisjach pochodzących z przemysłu motoryzacyjnego (rys. 1.). Dostrzeżenie wysokich wartości emisji powodowanych przez pojazdy samochodowe skutkowało podjęciem wielu działań zmierzających do ich redukcji [6]. Fakt ten powoduje, że obok energetyki zawodowej również przemysł motoryzacyjny jest zmuszony do działań zmierzających do opracowania nowych, niskoemisyjnych technik spalania. Jedną z proponowanych technik jest spalanie z wykorzystaniem powietrza wzbogaconego w tlen. W ostatnim dziesięcioleciu liczba badań nad takim rozwiązaniem dla bloków energetycznych znacząco wzrosła [8]. Mimo że pierwsze próby zastosowania powietrza modyfikowanego w silnikach spalinowych miały miejsce ponad 50 lat temu [9], to jednak do dnia dzisiejszego nie znalazły one praktycznego zastosowania.

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Artur Nemś, Politechnika Wroclawska, ul. Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław, tel.: (71) 3203673, e-mail: artur.nems@pwr.edu.pl.

² Michał Pomorski, Politechnika Wroclawska, e-mail: michal.pomorski@pwr.edu.pl.



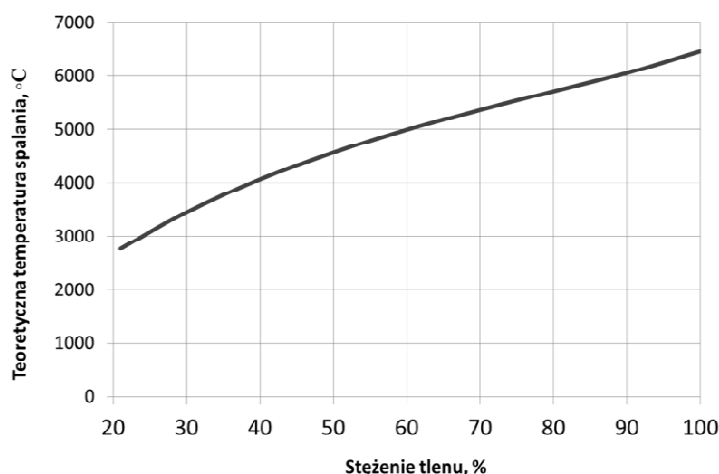
Rys. 1. Emisja tlenków azotu w Niemczech na przestrzeni lat (na podstawie [3])

Fig. 1. Emission of nitrogen oxides in Germany throughout the years (on the basis of [3])

Powodem są głównie problemy techniczne wynikające z kontrolowania temperatury spalania. Rozwiązanie tego problemu może się okazać niezbędne w celu wprowadzenia techniki tlenowej w silnikach cieplnych wewnętrznego spalania.

2. Kontrolowanie procesu spalania mieszanek wzbogaconych w tlen

Opisane w literaturze [2, 5, 11] badania stosowania powietrza wzbogaconego w tlen w silnikach z zapłonem iskrowym (ZI) były prowadzone ze współczynnikiem nadmiaru powietrza bliskim jedności. Jest to powszechnie znany sposób pozwalający na zwiększenie ilości spalanej paliwa wskutek zwiększenia stężenia tlenu w doprowadzanym do silnika powietrzu. Tak prowadzony proces spalania skutkuje szybko wzrastającą, wraz z rosnącym stężeniem tlenu, temperaturą spalania (rys. 2.). W ten sposób realizowany proces wiąże się z technicznymi ograniczeniami. Nieopanowanie dopuszczalnej temperatury spalania (ok. 3000 K) w dostatecznie krótkim czasie powoduje przeciążenia cieplne i mechaniczne, prowadzące do uszkodzenia silnika [10]. Dlatego maksymalne stężenie tlenu doprowadzanego do silnika w sposób ciągły nie może przekraczać wartości dwudziestu kilku procent. Powoduje to znaczne ograniczenia w stosowaniu powietrza wzbogaconego w tlen.



Rys. 2. Teoretyczna temperatura spalania w funkcji stężenia tlenu

Fig. 2. The theoretical combustion temperature as a function of the oxygen concentration

3. Algorytm obliczeń procesu spalania dla niecałkowitego wykorzystania tlenu

Jeśli zostanie rozpatrzony przypadek, w którym pojawi się tlen w spalinach przy założonym teoretycznie współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1$, to konieczne będzie zmodyfikowanie znanych równań i określenie ilości tlenu biorącej i niebiorącej (w sposób bezpośredni) udziału w procesie spalania. Takie rozważania są istotne dla przypadku spalania w atmosferze tlenowej, w której (w uproszczeniu) azot jest zastępowany tlenem. W celu pokazania wpływu zamiany azotu na tlen, przy opisanym wcześniej warunku, przyjęto następujące założenia:

- spalane jest paliwo ciekłe (benzyna o składzie masowym 85% węgla i 15% wodoru),
- spalanie jest całkowite i zupełne,
- spalanie odbywa się w silniku spalinowym o zapłonie iskrowym,
- parametry zasysanego powietrza: $t_{ot} = 20^\circ\text{C}$, $p_{ot} = 1 \text{ bar}$,
- objętość skokowa silnika ZI: $V_s = 1 \text{ dm}^3$,
- stopień kompresji w silniku: $\varepsilon = 8$,
- doprowadzane do silnika powietrze jest mieszaniną tlenu i azotu (gazy półdoskonałe), którego udziały molowe spełniają zależność:
 $z_{\text{O}_2} + z_{\text{N}_2} = 1$.

Zakładając, że tylko część tlenu bierze bezpośredni udział w procesie spalania, można zapisać:

- udział molowy zużywanego tlenu w procesie spalania to $z_{O_2^1}$,
- udział molowy niespalanego (niewykorzystywanego bezpośrednio w reakcji spalania) tlenu to $z_{O_2^2}$, czyli: $z_{O_2^1} + z_{O_2^2} = z_{O_2}$.

Podczas bilansowania energii w rozpatrywanym przypadku dla adiabatycznego spalania całkowitego i zupełnego przy stałej objętości, bez wykonania pracy, wiadome jest, że suma energii wewnętrznej substratów i wartości opałowej paliwa jest równa energii wewnętrznej produktów, co można przedstawić równaniem:

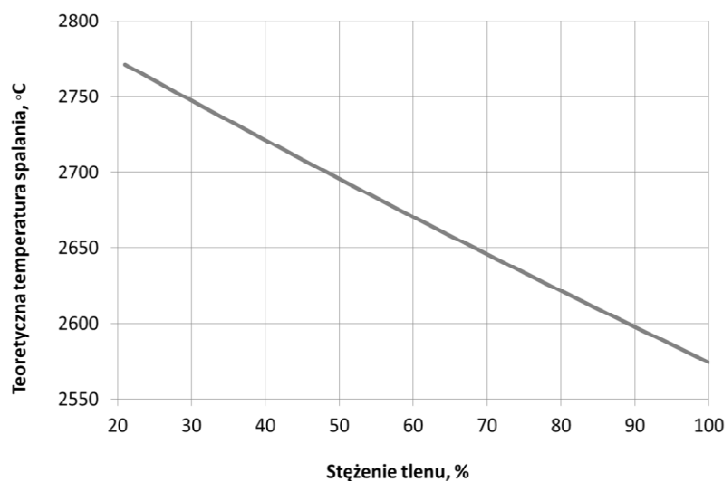
$$\begin{aligned} W_u + c_{v_{pal}} (T_{pal} - T_{ot}) + \lambda L_{tkg} c_{v_{pow}} \Big|_{T_{ot}}^{T_{pow}} (T_{pow} - T_{ot}) = \\ = (1 + \lambda L_{tkg}) c_{v_{sp}} \Big|_{T_{ot}}^{T_t} (T_t - T_{ot}) \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie: W_u – wartość opałowa paliwa, $c_{v_{pal}}$ – ciepło właściwe paliwa, L_{tkg} – masowe zapotrzebowanie na powietrze do spalania, $c_{v_{pow}}$ – ciepło właściwe powietrza, $c_{v_{sp}}$ – ciepło właściwe spalin, T_t , T_{pal} , T_{ot} , T_{pow} – odpowiednio temperatura teoretyczna, paliwa, otoczenia, powietrza do spalania.

Po przekształceniu teoretyczną temperaturę spalania przy stałej objętości opisuje następujące równanie:

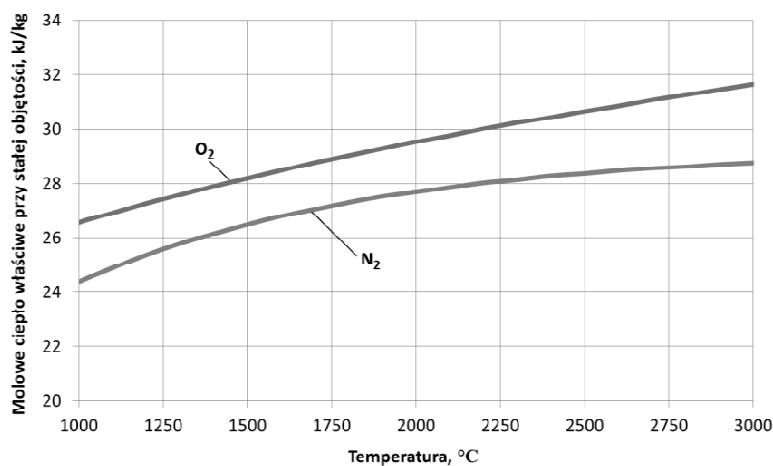
$$T_t = \frac{W_u + c_{v_{pal}} (T_{pal} - T_{ot}) + \lambda L_{tkg} c_{v_{pow}} \Big|_{T_{ot}}^{T_{pow}} (T_{pow} - T_{ot})}{(1 + \lambda L_{tkg}) c_{v_{sp}} \Big|_{T_{ot}}^{T_t}} + T_{ot} \quad (2)$$

Ze względu na wzajemną relację temperatury i ciepła właściwego, teoretyczną temperaturę spalania wraz z pojemnością cieplną spalin wyznaczono iteracyjnie. Tak przeprowadzone obliczenia pozwoliły pokazać, jak wpływa wyższe stężenie tlenu w zasysanym przez silnik powietrzu na teoretyczną temperaturę spalania, w przypadku gdy spalana jest taka sama ilość paliwa jak podczas pracy silnika w powietrzu atmosferycznym (rys. 3.). Można zauważyć, że w przedstawionym przypadku zmniejszeniu ulega teoretyczna temperatura spalania, która w przypadku doprowadzania czystego tlenu sięga 20%. Obniżenie temperatury spalania jest związane z większą pojemnością cieplną tlenu niż azotu (rys. 4.). Takie rozwiązanie pozwala stosować powietrze o wysokim stężeniu tlenu, przekraczającym 30% objętości [4, 7].



Rys. 3. Teoretyczna temperatura spalania w funkcji stężenia tlenu dla stałej ilości reagującego tlenu wynoszącej 21%

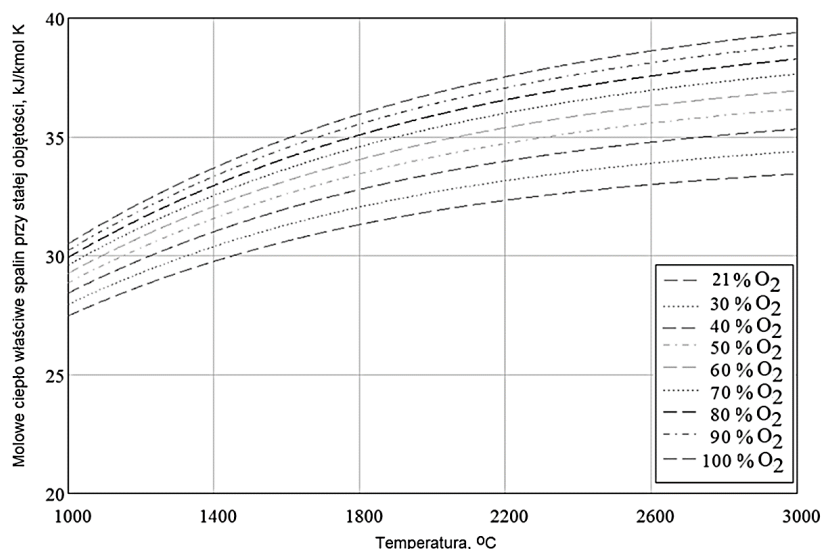
Fig. 3. The theoretical combustion temperature as a function of the oxygen concentration at constant amount of reactive oxygen of 21%



Rys. 4. Molowe ciepło właściwe przy stałej objętości w funkcji temperatury

Fig. 4. The molar heat capacity at constant volume as a function of temperature

Zmiana proporcji tlenu i azotu w doprowadzanym do silnika powietrzu wpływa na zmianę składu spalin. Ma to wpływ na molową pojemność cieplną spalin (rys. 5.). Strumień wydzielanego ciepła Q w trakcie procesu spalania pozostaje bez zmian ze względu na stałą ilość spalnego paliwa (pomija się wzrost sprawności spowodowany wypaleniem paliwa w środowisku tlenowym).



Rys. 5. Molowe ciepło właściwe spalin przy stałej objętości w funkcji temperatury i stałej ilości reagującego tlenu wynoszącej 21%

Fig. 5. Molar specific heat capacity of exhaust gas at a constant volume as a function of temperature at constant amount of reactive oxygen of 21%

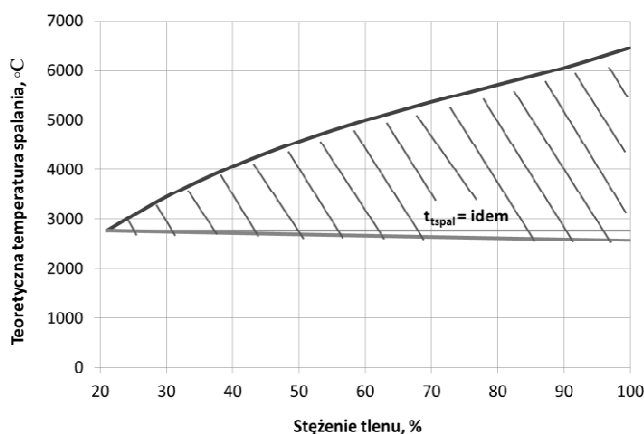
Zgodnie z równaniem:

$$Q = nMc_v(T_k - T_p) \quad (3)$$

gdzie: n – liczba moli, c_v – ciepło właściwe przy stałej objętości, T_k , T_p – odpowiednio temperatura końcowa i początkowa,

wraz ze wzrostem molowej pojemności cieplnej spalin i niezmienniej liczby moli substancji znajdującej się w komorze cylindra maleje różnica temperatur. Przy stałej temperaturze początkowej procesu obniżeniu ulega temperatura końcowa [1].

Przedstawiony sposób spalania mieszanek wzbogaconych w tlen, w których tlen nie jest całkowicie wykorzystywany, umożliwia nowy rodzaj kontrolowania procesu spalania. Takie rozwiązanie pozwala na doprowadzanie, w sposób ciągły, powietrza o zwiększonym stężeniu tlenu. Metoda ta umożliwia również utrzymanie stałej temperatury spalania niezależnie od stężenia tlenu. W tym celu niezbędne jest nieznaczne zwiększanie ilości paliwa wraz z szybko wzrastającym stężeniem tlenu. Zakres możliwych do uzyskania teoretycznych temperatur spalania został przedstawiony na rys. 6.



Rys. 6. Zakres możliwych do uzyskania temperatur podczas spalania mieszanek wzbogaconych w tlen

Fig. 6. The range of possible to obtain temperatures during combustion of oxygen-enriched mixtures

4. Podsumowanie

Opisany sposób prowadzenia procesu spalania nie jest zabiegiem korzystnym z punktu widzenia ekonomicznego. Może się jednak wiązać z licznymi korzyściami technicznymi i ekologicznymi, np. powodować poprawę efektywności spalania paliwa, pomagając lepiej kontrolować temperaturę spalania, w sposób nieznaczny zwiększyć moc. Środowisko tlenowe powinno również korzystnie wpłynąć na redukcję CO i HC [1] w spalinach, ze względu na rzadsze występowanie stref z niedomiarem tlenu w komorze spalania. Ponadto może mieć korzystny wpływ na pracę silnika, gdy występują problemy z przepłukaniem. Takie zjawisko występuje podczas pracy silnika na biegu jałowym. Przy zastosowaniu wyższego stężenia tlenu pozostające w komorze spalania spaliny zawierałyby tlen, który mógłby zostać wykorzystany w kolejnym cyklu.

Literatura

- [1] Błasiak P., Nemš A.: The numerical modelling of thermos-flow processes for a verification of a new conception of oxygen-enriched combustion. Nowe trendy w naukach inżynierskich, pod red. M. Kuczery, Creativetime, Kraków 2011, s. 164-172.
- [2] Caton J.A.: Use of a cycle simulation incorporating the second law of thermodynamics: Results for spark-ignition engines using oxygen enriched combustion air, SAE Word Congress Detroit, SAE papers 2005011130, Michigan 2005.
- [3] Emisja toksycznych składników spalin w Niemczech na przestrzeni lat, http://www.portal.zssio.pl/index.php?option=com_content&view=category&id=39:przedmioty-zawodowe&Itemid=49&layout=default (dostęp: 19 czerwca 2012 r.).

- [4] Gnutek Z., Nemś A., Pomorski M.: Badania niestechiometrycznego spalania mieszanek wzbogaconych w tlen w silnikach cieplnych o zapłonie iskrowym, XIV Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy, SWCIM, Międzyzdroje 2010, s. 217-224.
- [5] Maxwell T.T., Jones J.C., Setty V.: The effect of oxygen-enriched air on the performance and emissions of an internal combustion engine, SAE papers 932804, 1993.
- [6] Nemś A.: Niskoemisyjne silniki: elektryczne czy spalinowe?, Energia – Gigawat, nr 8 (dokument elektroniczny), 2012.
- [7] Nemś A., Pomorski M.: Nowa koncepcja izochorycznego spalania tlenowego. Rozwój zrównoważony – zarządzanie technologiami, pod red. R. Grądzkiego, J. Gralewskiego i A. Marcinkowskiego, Media Press, Łódź 2010, s. 72-79.
- [8] Nowak W. i in.: Prace badawcze w dziedzinie fluidalnego spalania w tlenie, Technologie zeroemisyjne – Spalanie tlenowe, Komitet Problemów Energetyki, 2008, s. 69-87.
- [9] Śliwiński K.: Perspektywy zasilania silników ZI mieszanką wzbogaconą w tlen, Czasopismo Techniczne, Wydawn. WPK, 2008, s. 55-65.
- [10] Wajand J.A., Wajand J.T.: Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe, WNT, Warszawa 2005.
- [11] Wartinbee W.J.: Effect of Oxygen Enriched Air on Exhaust Emission, SAE papers 710606, 1971.

THERMODYNAMICS OF COMBUSTION PROCESS OF OXYGEN ENRICHED MIXTURES

Summary

The article presents the use of oxygen-enriched mixture in internal combustion engines. The problems arising from such a method of conducting the combustion process and the attempts to solve one of the biggest obstacles to applying such technique for applications were discussed. The ways of controlling the temperature of the combustion in oxygen atmosphere were explained and the reasons for reduction of the theoretical flame temperature of discussed case of oxygen combustion were explained.

Keywords: oxygen combustion, adiabatic combustion temperature, control of combustion process

DOI: 10.7862/rm.2015.14

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 20.02.2015 r.

Adam RUZIEWICZ¹
Jacek LAMPERSKI²

ANALIZA PROCESÓW KONWERSJI ENERGII W URZĄDZENIU TERMOAKUSTYCZNYM

Działanie urządzeń termoakustycznych (TA) opiera się na efekcie termoakustycznym opisanym przez Rayleigha już w XIX w. Przy odpowiednio wysokiej różnicy temperatur wzdłuż tuby akustycznej gaz zaczyna samoistnie oscylować, generując dźwięk. Praca urządzeń TA wykorzystujących falę biegnącą jest oparta na termodynamicznym obiegu Stirlinga. Silnik termoakustyczny w swojej konstrukcji przypomina klasyczny silnik Stirlinga – wykorzystuje pracę nagrzewnicy, chłodnicy i umieszczonego między nimi regeneratora. Energia mechaniczna otrzymana przez naprzemienne sprężanie i rozprężanie cząstek gazu przyjmuje postać energii niesionej przez falę dźwiękową, która w tym wypadku zastępuje pracę tłoka. W urządzeniach TA następuje zatem konwersja energii cieplnej w akustyczną (silniki) lub energii akustycznej w ciepłą (pompy ciepła). Urządzenia TA charakteryzują się prostą budową i nie posiadają części ruchomych. Artykuł przedstawia podstawową zasadę działania urządzeń termoakustycznych oraz towarzyszących temu procesów konwersji energii. Analizie poddano proces rozpraszania energii na regeneratorskiej stronie urządzenia termoakustycznego oraz jego obieg termodynamiczny przy uwzględnieniu oscylacyjnego ruchu gazu. Zaprezentowano, w jaki sposób cząstka gazu przechodzi obieg termodynamiczny i jak kontakt termiczny cząstki i ścianki regeneratora wpływa na ten proces. Omówiono również warunki potrzebne do wystąpienia efektu termoakustycznego dla przesunięcia fazowego między ciśnieniem akustycznym a prędkością akustyczną, odpowiadającego fali stojącej oraz fali biegnącej. Przedstawiono także bilans energii przykładowego urządzenia oraz możliwości jego zastosowania.

Słowa kluczowe: termoakustyka, obieg termodynamiczny, obieg Stirlinga, energia fali akustycznej

1. Wstęp

Energia akustyczna może zostać zamieniona w energię mechaniczną, energię elektryczną oraz energię ciepłą, a także odwrotnie – każdą z tych energii można przetworzyć w energię akustyczną. Silnik termoakustyczny jest urządzeniem, które bezpośrednio realizuje konwersję ciepła w moc akustyczną fali

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Adam Ruziewicz, Politechnika Wrocławska, ul. Plac Grunwaldzki 9, 50-370 Wrocław, tel.: (71) 3203091, e-mail: adam.ruziewicz@pwr.edu.pl.

² Jacek Lamperski, Politechnika Wrocławska, e-mail: jacek.lamperski@pwr.edu.pl.

dźwiękowej. Podstawowa zasada jego działania opiera się na zjawisku opisanym przez Rayleigha [9]. Już w 1896 r. rozważał on możliwość transportu ciepła za pomocą fali dźwiękowej. Zdefiniował również podstawowe kryterium działania takich urządzeń: stwierdził, że oscylująca ekspansja i kompresja gazu generuje moc akustyczną, jeśli tylko ciepło jest dostarczane do gazu w momencie jego największej kompresji i odbierane w momencie jego największej ekspansji, a także odwrotnie – oscylująca ekspansja i kompresja mogą same być wywołane falą akustyczną, pod warunkiem że gaz znajduje się w kanale, w którym występuje gradient temperatur. Zjawisko to zostało później nazwane przez Rotta [10] efektem termoakustycznym. W swojej pracy z 1969 r. jako pierwszy wyprowadził on matematyczne wyrażenia dotyczące transportu energii w urządzeniach termoakustycznych.

Niewątpliwą zaletą tych urządzeń jest brak elementów ruchomych w części silnikowej, co zdecydowanie odróżnia je od konwencjonalnych silników cieplnych. W przypadku urządzeń termoakustycznych obieg termodynamiczny jest wymuszany nie przez ruch części mechanicznych, lecz przez właściwości fali akustycznej, czyli odpowiednie przesunięcie fazowe między oscylującym ciśnieniem a oscylującą prędkością. Brak części ruchomych zwiększa żywotność i niezawodność urządzeń termoakustycznych. Jak już wspomniano, obieg termodynamiczny determinuje przesunięcie fazowe między prędkością a ciśnieniem akustycznym. Według tego kryterium wyróżnia się falę stojącą i falę biegnącą. Urządzenia z falą stojącą pracują w przybliżeniu, opierając się na obiegu Braytona i osiągają sprawność do 20%. Fala biegnąca z kolei pozwala na realizację obiegu Stirlinga, który przy idealnej regeneracji ciepła osiąga sprawność Carnota. Możliwie wysoka sprawność tych urządzeń sprawia, że poświęca się im większą uwagę i kładzie duży nacisk na ich rozwój.

Pierwszą próbę skonstruowania urządzenia wykorzystującego falę biegnącą podjął w latach 80. XX w. Ceperley [3], który jako pierwszy zauważył relację między fazą ciśnienia i prędkości fali biegnącej a obiegiem Stirlinga [5]. Jego eksperyment z zapętloną tubą nie powiódł się jednak, ze względu na niską impedancję fali akustycznej, a co za tym idzie – wysoką prędkość oscylacji, która powodowała duże straty lepkościowe na regeneratorze. Dwie dekady później problem ten udało się rozwiązać, zwiększając miejscową impedancję przez zastosowanie zapętlonej tuby wraz z bocznym rezonatorem z falą stojącą. Termoakustyczny silnik cieplny, skonstruowany w 1999 r. przez Backhaus i Swifta z Los Alamos National Laboratory [1], osiągnął sprawność termiczną równą 30 oraz 42% w odniesieniu do sprawności Carnota. Prawie jednocześnie de Blok opatentował w Holandii podobne urządzenie [6]. Kolejny krok w rozwoju termoakustyki stanowiły urządzenia wielosekcyjne [5], zapewniające propagację fali biegnącej przy ograniczeniu strat lepkościowych. Aby dokładnie zrozumieć pojęcie przepływu ciepła przy wykorzystaniu fali akustycznej w urządzeniach termoakustycznych oraz zasady działania tych urządzeń, w kolejnych punktach został podjęty temat konwersji energii.

2. Podstawowe pojęcia

Falę akustyczną można traktować jak rozchodzące się zaburzenie gęstości, ciśnienia, temperatury i energii ośrodka, które powoduje miejscowe drgania jego cząsteczek. Oscylacje ciśnienia oraz strumienia przepływu gazu można wykorzystać do transportu ciepła w efekcie termoakustycznym. Ruch harmoniczny cząstek gazu powoduje wzrost gradientu temperatury wzdłuż regeneratora lub odwrotnie – gradient temperatury wywołuje miejscowe drgania gazu. Aby móc opisać to zjawisko, należy przedstawić kilka wielkości charakteryzujących falę akustyczną. Pierwszą z nich jest długość fali λ wyrażona wzorem:

$$\lambda = \frac{a}{f} \quad (1)$$

gdzie: a – prędkość dźwięku, f – częstotliwość oscylacji.

Kolejnym ważnym parametrem jest amplituda przemieszczenia gazu ξ , wyrażona zależnością:

$$\xi = \frac{u_a}{\omega} \quad (2)$$

gdzie: u_a – amplituda prędkości gazu, $\omega = 2\pi f$ – częstotliwość kątowna.

Długość 2ξ (w kierunku równoległym do ruchu gazu) odpowiada odległości między maksymalnym a minimalnym położeniem cząstki gazu podczas drgania. Wymienione wielkości opisują falę akustyczną w kierunku równoległym do jej propagacji.

W termoakustyce parametrem określającym falę akustyczną w kierunku prostopadłym do kierunku ruchu gazu jest termiczna głębokość wnikania:

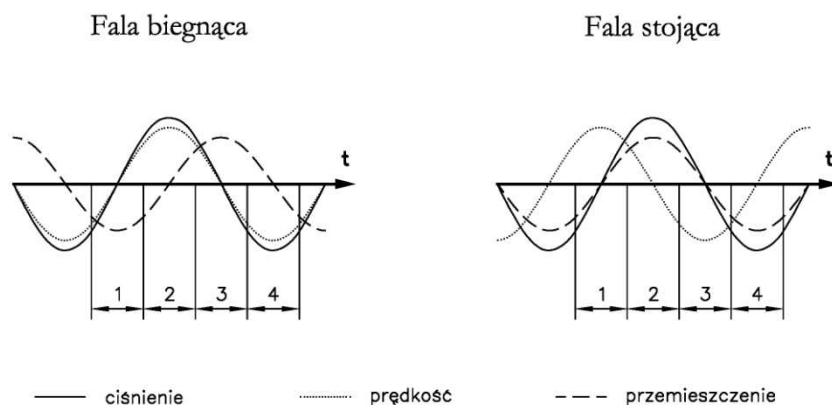
$$\delta_\kappa = \sqrt{\frac{2k}{\omega\rho c_p}} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\omega}} \quad (3)$$

gdzie: k i κ – odpowiednio współczynnik przewodzenia ciepła i współczynnik dyfuzji gazu, c_p – ciepło właściwe gazu przy stałym ciśnieniu [14].

Wielkości te charakteryzują kontakt termiczny cząstek gazu z ciałem stałym przy danej częstotliwości.

Fale akustyczne charakteryzują się różnym przesunięciem fazowym między ciśnieniem akustycznym (p) a prędkością akustyczną (v) oraz między ciśnieniem akustycznym a przemieszczeniem cząsteczki gazu (ξ). Fala biegnąca tworzy się, kiedy oscylujące ciśnienie pozostaje w fazie z prędkością, natomiast między ciśnieniem a przemieszczeniem cząstki gazu występuje przesunięcie fazowe

$\theta = \pi/2$ (rys. 1.). Fala stojąca powstaje natomiast przez nałożenie się dwóch fal propagujących w przeciwnych kierunkach. Jej prędkość akustyczna pozostaje w fazie z przemieszczeniem gazu i jest przesunięta o $\pi/2$ względem ciśnienia. Trzeba jednak podkreślić, że w praktyce osiągnięcie idealnej fali stojącej i biegnącej jest niemożliwe, stąd w urządzeniach termoakustycznych wykorzystujących fale biegnącą mogą wystąpić niewielkie komponenty fali stojącej i odwrotnie.



Rys. 1. Porównanie fali stojącej i biegnącej. Ciśnienie, przemieszczenie i prędkość cząsteczki gazu w funkcji czasu. Kolejne fazy cyklu: 1 – kompresja, 2 – ogrzewanie, 3 – ekspansja, 4 – ochładzanie

Fig. 1. Comparison of a standing and travelling waves. Pressure, displacement and velocity of gas parcel as a function of time. The cycle phases: 1 – compression, 2 – heating, 3 – expansion, 4 – cooling

Kolejnym ważnym parametrem opisującym falę akustyczną jest wspomniana już wcześniej impedancja, czyli oporność fali [8]. Określa ona bezpośrednio stosunek ciśnienia akustycznego do prędkości akustycznej i wyraża się wzorem:

$$Z = \frac{P}{v} \quad (4)$$

Można zauważyć, że przy wysokich prędkościach oscylujących cząstek impedancja jest mała, lecz niestety zależne od prędkości straty lepkościowe tłumią propagację dźwięku. Urządzenia termoakustyczne konstruuje się zatem tak, aby zwiększyć impedancję na regeneratorze.

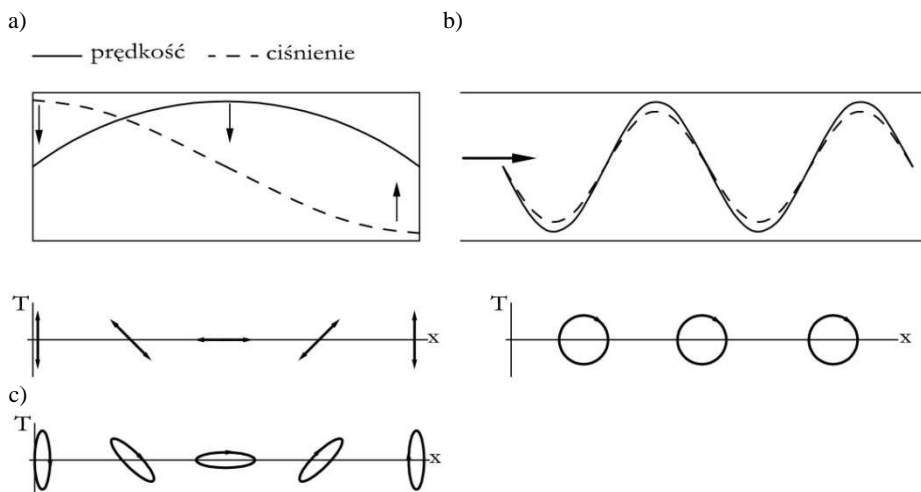
3. Oscylacje ciśnienia

Proces konwersji energii w urządzeniu termoakustycznym zachodzi poprzez kontakt termiczny między gazem a ciałem stałym. Ciałem stałym w urzą-

dzeniu jest regenerator, czyli porowata struktura o dużej pojemności cieplnej i małej średnicy porów. Wymiarem charakterystycznym porów, w których oscyluje gaz, jest promień hydrauliczny r_h , będący z definicji stosunkiem objętości do powierzchni zwilżanej lub pola przekroju do obwodu zwilżanego i zależny od stosunków geometrycznych. W niniejszej analizie będzie również używana wielkość y , charakteryzująca odległość cząstki gazu od ścianki regeneratora. Istotę działania efektu termoakustycznego najprościej można przedstawić, rozważając ruch oscylacyjny bardzo małej objętości gazu wzdłuż warstwy przyściennej. Tę małą objętość nazywa się cząstką gazu. Fala dźwiękowa sprawia, że cząstka gazu wykonuje ruch harmoniczny w przód i w tył względem swojego środkowego położenia, w kierunku propagacji tej fali. Przejście fali powoduje, że podczas tego ruchu cząstka zwiększa i zmniejsza naprzemiennie swoje ciśnienie. Właśnie naprzemienne sprężanie i rozprężanie w połączeniu z dostarczaniem i odbieraniem ciepła może zainicjować obieg termodynamiczny.

Jak zaobserwował Laplace, propagacja dźwięku w ośrodku gazowym jest procesem izentropowym [7]. Oznacza to, że oscylująca cząstka gazu nie oddaje ani nie pobiera ciepła. Oscylacje ciśnienia przebiegają więc adiabatycznie, a zatem towarzyszą im również harmoniczne wahania temperatury. Należy tu rozważyć dwie możliwości: proces zachodzący w zamkniętej tubie akustycznej, gdzie przez odbicie powstaje fala stojąca oraz proces zachodzący w nieskończenie długim rezonatorze, gdzie występuje fala biegnąca. Fala stojąca w zamkniętym rezonatorze posiada węzeł ciśnienia i antywęzeł prędkości w środku tuby, co przedstawiono na rys. 2a. Ciśnienie i prędkość są zatem przesunięte w fazie o $\varphi = \pi/2$. W środkowym położeniu cząstka podlega największemu przemieszczeniu i osiąga maksymalną prędkość właściwie bez zmiany ciśnienia, co oznacza, że również temperatura się nie zmienia. Na krańcach rezonatora znajdują się z kolei węzły prędkości i antywęzły ciśnienia, co świadczy o tym, że cząsteczka prawie się nie porusza, natomiast ciśnienie i temperatura podlegają największym zmianom. Blisko węzła prędkości występuje zatem największy lokalny gradient temperatur.

W przypadku fali biegnącej ciśnienie i prędkość pozostają w fazie, tzn. podlegają tym samym zmianom jednocześnie. Jeśli założy się, że fala biegnąca propaguje w prawą stronę (rys. 2b), cząstka przesuwa się w prawo w wysokiej temperaturze, a w lewo w niskiej temperaturze. Ponieważ ciśnienie jest w fazie z prędkością, osiągnie ono maksimum i minimum w środkowym położeniu cząstki. Oznacza to, że przy przesuwaniu się w prawo od tego miejsca temperatura maleje wraz z ciśnieniem (przemiana adiabatyczna), aż do momentu gdy osiągnie minimum, po powrocie do środkowej pozycji. Stąd wykres zależności temperatury od położenia tworzy charakterystyczne koła. Fala dźwiękowa składa się zazwyczaj z komponentów fali biegnącej i fali stojącej. Wtedy wykres zależności temperatury od położenia cząstki przyjmuje bardziej kształt elipsy, której pochylenie jest zależne od komponentu fali stojącej i pozycji w rezonatorze.



Rys. 2. Oscylacje temperatury oraz przemieszczenia cząstki gazu na wykresie temperatura–położenie: a) dla fali stojącej, b) dla fali biegnącej, c) dla fali zawierającej komponenty fali biegnącej i stojącej

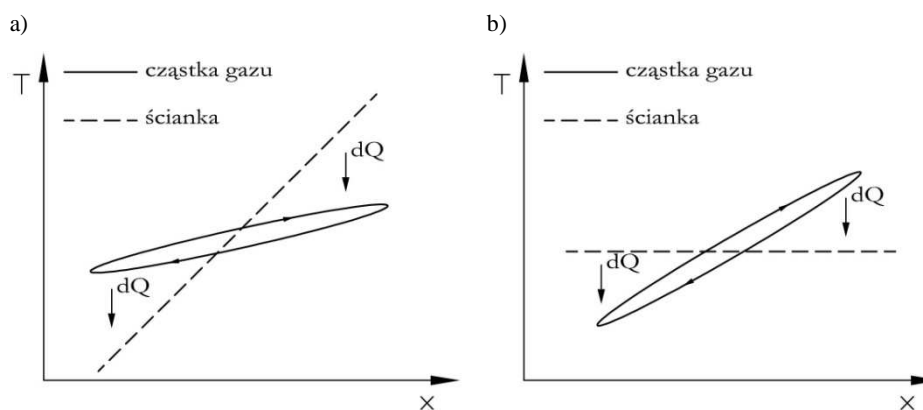
Fig. 2. Temperature and displacement oscillations of a gas parcel in the diagram of temperature–position for: a) standing wave, b) travelling wave, c) wave consisting of standing and travelling wave components

Zamieszczony opis dotyczył adiabatycznych procesów oscylacji cząstek gazu. Następnie należy rozważyć drgania cząstek wzdłuż ścianki ciała stałego, z którym wchodzą one w kontakt termiczny. Transport energii w postaci ciepła między gazem a ścianką generuje efekt termoakustyczny. Na tym zjawisku opierają się urządzenia termoakustyczne. Analizując propagację fali akustycznej wzdłuż ścianki, można wyróżnić dwa przypadki:

- *gradient temperatury jest znacznie większy niż gradient temperatury oscylującej cząstki gazu.* W tej sytuacji ciepło jest transportowane od ścianki do cząstki gazu po stronie cieplej oraz od cząstki do ścianki po stronie zimnej, jak przedstawiono na rys. 3a. Transport ciepła od źródła o wysokiej temperaturze do źródła o niskiej temperaturze powoduje wykonanie pracy. Tą pracą jest w tym wypadku zwiększenie amplitudy ciśnienia oscylacji gazu. W ten sposób fala akustyczna w urządzeniu ulega wzmocnieniu – wzrasta amplituda ciśnień. Parafrazując kryterium Rayleigha: ciepło jest dostarczane do gazu przy najwyższym ciśnieniu, a odbierane od niego przy najniższym ciśnieniu, co powoduje generowanie fali akustycznej, czyli konwersję energii cieplnej w pracę mechaniczną. Z punktu widzenia termodynamiki takie urządzenie jest nazywane silnikiem,
- *gradient temperatury wzdłuż ścianki jest mniejszy niż gradient temperatury gazu* (rys. 3b). Ciepło jest wówczas dostarczane od gazu do ścianki po stronie cieplej, a zabierane od ścianki do gazu po stronie zimnej.

W tym wypadku ciepło jest przenoszone od niskiej do wysokiej temperatury, dzięki energii fali akustycznej dostarczonej do układu. Jest to przykład klasycznego obiegu lewobieżnego, w którym dzięki dostarczonej do układu pracy można przetransportować ciepło z dolnego do górnego źródła ciepła. To urządzenie jest nazywane pompą ciepła [15].

Porównując zatem obydwa urządzenia: w silniku początkowo występuje gradient temperatur na regeneratorze, natomiast cząstka gazu, ogrzewając się z jednej i ochładzając z drugiej strony, zaczyna drgać. W pompie ciepła z kolei drgania cząstki są wywołane falą dźwiękową, co powoduje jej początkowy gradient temperatur. Ścianka regeneratora odbiera ciepło od cząstki w wysokiej temperaturze, a dostarcza w niskiej, dzięki czemu wzdłuż ścianki również pojawia się gradient temperatur.



Rys. 3. Wykres zależności temperatury od pozycji dla adiabatycznych oscylacji cząstki gazu oraz temperatury ścianki. Procesy wymiany ciepła: a) w silniku, b) w pompie ciepła. Strzałki wskazują kierunek transportu ciepła od gazu do ścianki lub odwrotnie

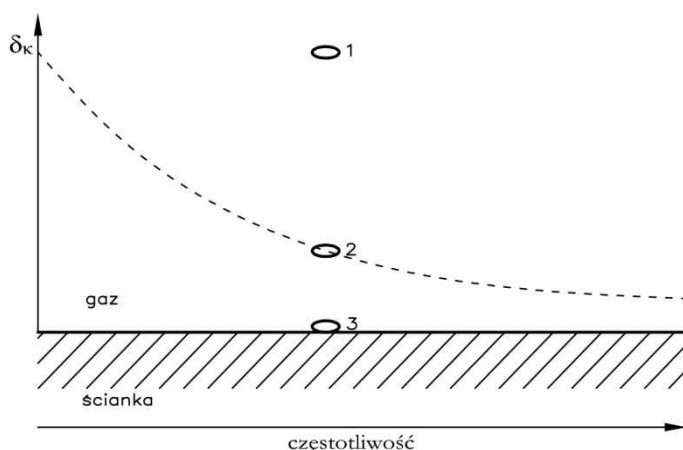
Fig. 3. The temperature–position diagram for the adiabatic parcel-temperature oscillations and the wall temperature. Diagrams show heat transfer processes: a) in engine, b) in heat pump. The arrows indicate the direction of heat transport from the gas to the wall and vice-versa

4. Obieg termodynamiczny

4.1. Konwersja energii cieplnej

Aby w urządzeniu termoakustycznym nastąpiła konwersja energii cieplnej na pracę lub odwrotnie, gaz musi podlegać obiegowi termodynamicznemu. Biorąc pod uwagę falę akustyczną, czyli ruch oscylacyjny gazu, przesunięcie fazowe między prędkością akustyczną a ciśnieniem akustycznym oraz średnica porów regeneratora mają kluczowe znaczenie. Swift [13] wykazał, że przemiany cząstki gazu w urządzeniu z falą stojącą opisuje obieg Braytona. Z kolei Ceperley [2] stwierdził, że skonstruowanie urządzenia z falą biegnącą pozwala na

osiągnięcie idealnego obiegu Stirlinga, co może zmniejszyć znacząco nieodwracalne straty systemu.



Rys. 4. Głębokość penetracji termicznej w funkcji częstotliwości (linia kreskowana); 1 – cząstka izotermiczna, 2 – cząstka przejściowa, 3 – cząstka adiabatyczna (na podstawie [11])

Fig. 4. Thermal penetration depth as a function of the frequency (dashed line); 1 – isothermal parcel, 2 – transition parcel, 3 – adiabatic parcel (on the basis of [11])

Aby gaz oscylujący w tubie zawierającej regenerator przeszedł obieg termodynamiczny, musi nastąpić wymiana ciepła między cząstką gazu a ścianką. Ich kontakt termiczny zależy bezpośrednio od ich wzajemnej odległości. Rysunek 4. przedstawia zależność głębokości penetracji termicznej gazu δ_k wyrażonej wzorem (3) i częstotliwości kątowej. Fala propaguje w kierunku równoległym do ścianki, w tym samym kierunku oscylują również cząstki. Wykres dzieli się na trzy obszary. Cząstki oscylujące blisko ścianki przyjmują temperaturę ścianki, zatem sprężanie i rozprężanie gazu przebiegają izotermicznie. Gdy cząstki oscylują daleko od ścianki ($>5\delta_k$), podlegają przemianom adiabatycznym. Cząstki „przejściowe” oscylują w odległości równej mniej więcej głębokości penetracji termicznej gazu. Niedoskonała wymiana ciepła w tym przypadku jest wykorzystywana do wykonania obiegu termodynamicznego przy fali stojącej. Penetracja termiczna gazu δ_k maleje wraz ze wzrostem częstotliwości, co oznacza, że dla wyższych częstotliwości odległość cząstki od ścianki potrzebna do zainicjowania obiegu będzie mniejsza.

4.2. Fala stojąca

Ciśnienie akustyczne przy fali stojącej jest przesunięte o $\pi/2$ w fazie względem prędkości, osiąga zatem swoje maksimum i minimum przy maksymalnym wychyleniu cząstki, wtedy gdy prędkość jest zerowa. Gaz, przemieszczając się,

podlega naprzemiennie kompresji i ekspansji. Jak wspomniano wcześniej, odległość cząstki od ścianki (y) ma wpływ na transport ciepła oraz realizację obiegu termodynamicznego. Można więc rozważyć trzy sytuacje:

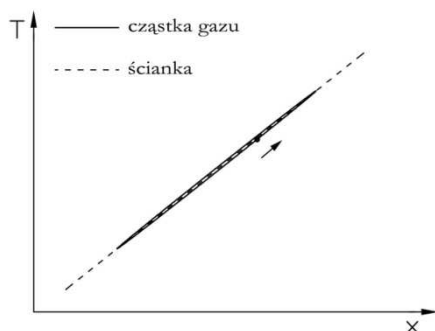
- *brak kontaktu termicznego* ($y \gg \delta_k$). Cząstka znajduje się daleko od ścianki. Przy braku kontaktu termicznego między gazem a ciałem stałym cząstki gazu przechodzą sprężanie i rozprężanie adiabatyczne w sposób odwracalny, zatem transport ciepła nie zachodzi,
- *doskonały kontakt termiczny* ($y \ll \delta_k$). Cząstka transportowana wzdłuż ścianki nagrzewa się, przemieszczając na stronę ciepłą i ochładza, przemieszczając na stronę zimną. Doskonała wymiana ciepła zapewnia, że cząstka przyjmuje temperaturę ścianki w danym miejscu. Gaz przechodzi przemiany odwracalne – spręża się wraz ze wzrostem temperatury i rozpręża wraz z jej spadkiem. Zmiany temperatury znajdują się w fazie ze zmianami ciśnienia, nie zachodzi zatem obieg termodynamiczny,
- *niedoskonały kontakt termiczny* ($y \approx \delta_k$). Odległość cząstki gazu (w tym wypadku jest to cząstka przejściowa) od ścianki powoduje opóźnienie w czasie między ruchem cząstki a przejmowaniem ciepła. W rezultacie gaz przechodzi obieg termodynamiczny złożony z czterech przemian: kompresji, ogrzewania, ekspansji i ochładzania. Podczas przemieszczania się cząstka jest sprężana, lecz nie przejmuje idealnie ciepła od ścianki. Przy maksymalnym przesunięciu (najwyższe ciśnienie) cząstka nadal się ogrzewa, w przybliżeniu przy stałym ciśnieniu – przemiana izobaryczna. Wracając, cząstka jest rozprężana, po czym przy najniższym ciśnieniu jeszcze się ochładza.

W przypadku fali stojącej, aby zaistniał obieg termodynamiczny, konieczny jest nieidealny kontakt termiczny, a zatem większa średnica porów regeneratora. Taki regenerator jest nazywany stosem i zazwyczaj składa się z równolegle ułożonych płytek. Obieg termodynamiczny urządzenia termoakustycznego z falą stojącą składa się z dwóch izobar i dwóch przemian adiabatycznych – jest to zatem obieg Braytona. Energia akustyczna uzyskana podczas procesu jest równa polu wewnątrz obiegu na wykresie p - V . Niedoskonały kontakt termiczny potrzebny do realizacji obiegu sprawia, że urządzenia z falą stojącą nie osiągają wysokiej sprawności. Urządzenia z falą biegnącą przechodzą obieg termodynamiczny przy prawie idealnej wymianie ciepła między gazem a ciałem stałym, dzięki czemu wykazują wyższą sprawność.

4.3. Fala biegnąca

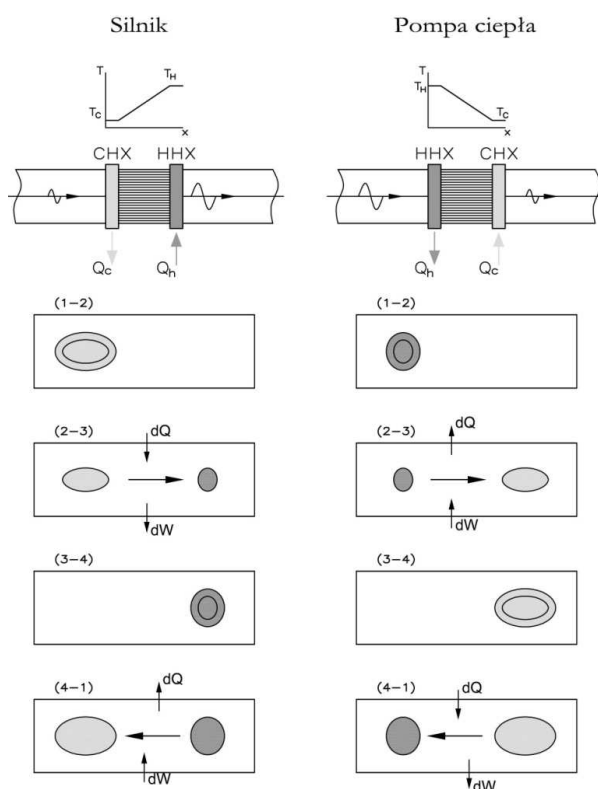
W przypadku fali biegnącej do zaistnienia obiegu potrzebny jest idealny kontakt termiczny między gazem a ciałem stałym, czyli $y \ll \delta_k$. Oznacza to, że w każdym miejscu regeneratora gaz przyjmuje prawie idealnie temperaturę ścianki – w przypadku silnika, lub ścianka przejmuje temperaturę gazu – w przypadku pompy ciepła. Stąd wykres przebiegu temperatury względem

przemieszczenia cząstki, przedstawiony na rys. 3., dla idealnego kontaktu termicznego będzie wyglądał jak na rys. 5. Według badań [17] optymalna średnica porów regeneratora powinna się zawierać między $\delta_k/3$ a $\delta_k/5$.



Rys. 5. Przebieg zmiany temperatury cząstki gazu wzdłuż regeneratora względem położenia dla fali biegnącej

Fig. 5. The temperature variation of the gas parcel along the regenerator in relation to the traveling-wave



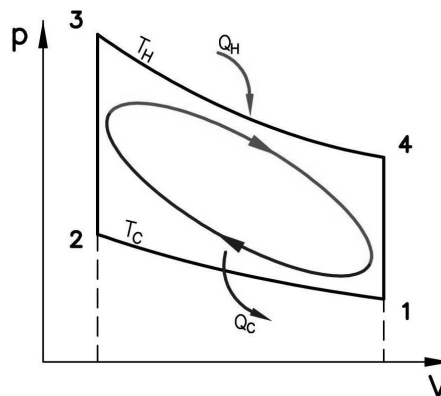
Rys. 6. Cztery przemiany cyklu termodynamicznego TAS w silniku i pompie ciepła: 1-2 – kompresja, 2-3 – ogrzewanie/ochładzanie, 3-4 – ekspansja, 4-1 – ochładzanie/ogrzewanie; dQ – ciepło wymieniane między cząsteczką gazu a regeneratorem, dW – praca sprężania i rozprężania. Jasny kolor odpowiada niższej, a ciemny wyższej temperaturze

Fig. 6. Four processes of TAS thermodynamic cycle in an engine and a heat pump: 1-2 – compression, 2-3 – heating/cooling, 3-4 – expansion, 4-1 – cooling/heating; dQ – heat transferred between a gas parcel and regenerator, dW – work of compression and expansion cycles. The light colour relates to lower, and the dark one to the higher temperature

W urządzeniu z falą biegnącą prędkość pozostaje w fazie z ciśnieniem, zatem najwyższe i najniższe wartości ciśnienia występują w środkowym położeniu cząstki. Przyjmuje się, że cząstka, przemieszczając się na stronę ciepłą, ogrzewa

się bez zmiany swojej objętości, po czym się rozpręża. Wracając w kierunku zimnej strony, cząstka oddaje ciepło do regeneratora, ochładzając się izochorycznie, po czym jest sprężana przy stałej temperaturze. Obieg składa się zatem z dwóch izochor i dwóch izoterm, czyli jest to klasyczny obieg Stirlinga. Trzeba tu zaznaczyć, że mała średnica porów regeneratora, zapewniająca idealny kontakt termiczny, może powodować straty lepkościowe. Z tego powodu urządzenia z falą biegnącą są projektowane tak, aby zwiększyć impedancję (5) w regenerators, czyli znacząco zmniejszyć prędkość.

Przemiany, którym podlega oscylująca cząstka gazu w pojedynczym cyklu obiegu prawo- i lewobieżnego zostały przedstawione na rys. 6. W silniku fala akustyczna sprawia, że cząsteczka gazu przechodzi kolejno przemiany: kompresji (1-2), ogrzewania (2-3), ekspansji (3-4) i ochładzania (4-1), poruszając się tam i z powrotem wzdłuż regeneratora. Proces dostarczania ciepła w wysokiej oraz odbierania w niskiej temperaturze zwiększa amplitudę ciśnienia akustycznego, a zatem wzmacnia falę dźwiękową. W ten sposób w silniku następuje konwersja energii cieplnej w akustyczną. W termoakustycznej pompie ciepła zachodzi odwrotny cykl niż w silniku – następuje tu konwersja energii akustycznej w energię cieplną. W przeciwieństwie do silnika w pompie ciepła kompresja gazu (1-2) następuje w wysokiej, a ekspansja (3-4) w niskiej temperaturze. Energią dostarczoną do układu jest w tym wypadku energia fali akustycznej, a uzyskanym efektem – różnica temperatur. Dlatego fala akustyczna podczas cyklu w regenerators osłabia się. Rysunek 7. przedstawia obieg termodynamiczny silnika termoakustycznego w układzie p - V . Ponieważ cząstka gazu wykonuje ruch harmoniczny wzdłuż regeneratora, a jej oscylacje mają charakter sinusoidalny, wykres przyjmuje kształt elipsy ograniczonej przemianami charakterystycznymi teoretycznego obiegu Stirlinga. Pole elipsy jest równe wielkości wygenerowanej mocy (akustycznej).



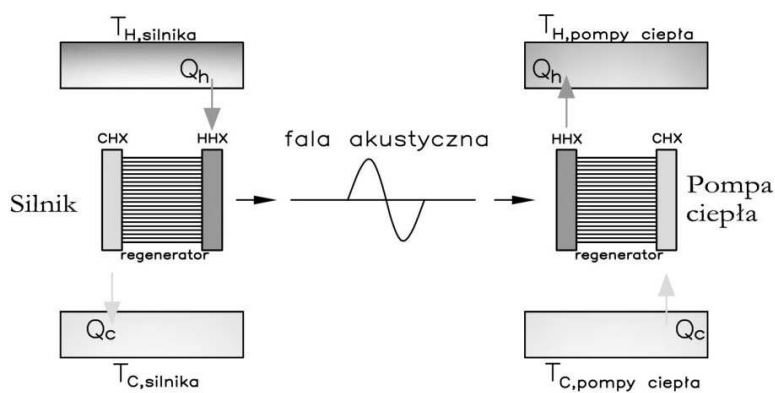
Rys. 7. Termodynamiczny obieg Stirlinga dla silnika termoakustycznego

Fig. 7. Thermodynamic Stirling cycle for a thermosacoustic engine

5. Konstrukcja

Urządzenie termoakustyczne w najprostszej formie składa się z wypełnionej gazem tuby zawierającej regenerator wraz z dwoma wymiennikami ciepła odbierającymi i dostarczającymi ciepło do krańców regeneratora. Od kształtu i wymiarów tuby (rezonatora) zależą parametry fali akustycznej propagującej przez układ wymienników z regeneratorem. Wymienniki ciepła: zimny i gorący mają za zadanie odebrać i dostarczyć ciepło do układu, w taki sposób, aby zapewnić stałą temperaturę krańcowych powierzchni regeneratora. Ponieważ gradient temperatur na regeneratorze jest kluczowym parametrem wpływającym na wzmocnienie fali akustycznej, zapewnienie odpowiedniej wymiany ciepła jest bardzo ważne. Aby wymienniki ciepła nie tłumily propagującej fali akustycznej, przy ich konstrukcji bierze się pod uwagę wymaganą przepuszczalność fali (ożebrowanie rurek, materiały porowate). Rolę regeneratora mogą spełniać: wełna metalowa, pianka metalowa lub ściśnięte ze sobą ekrany siatki drucianej zrobionej z drucików o bardzo małej średnicy (np. 65 μm). Jak już wspomniano, wymuszenie ustawienia się w fazie oscylującej prędkości i oscylującego ciśnienia cząstek gazu sprawia, że gaz w regeneratorze przechodzi w przybliżeniu termodynamiczny obieg Stirlinga. W odróżnieniu od klasycznego urządzenia, w którego działaniu wykorzystano obieg Stirlinga, urządzenie termoakustyczne z falą biegnącą, zwane termoakustycznym urządzeniem Stirlinga (TAS), nie posiada części ruchomych. Rolę tłoka odpowiedzialnego za cykliczne przemieszczenie gazu roboczego wzdłuż regeneratora pełni fala akustyczna.

Oprócz silnika i pompy ciepła, omówionych wcześniej, możliwe jest kompaktowe zastosowanie obu rozwiązań w celu bezpośredniej konwersji ciepła w chłód. Rozwiązanie to, nazywane urządzeniem hybrydowym, przedstawiono schematycznie na rys. 8. Urządzenie składa się z modułów regeneratora wyko-



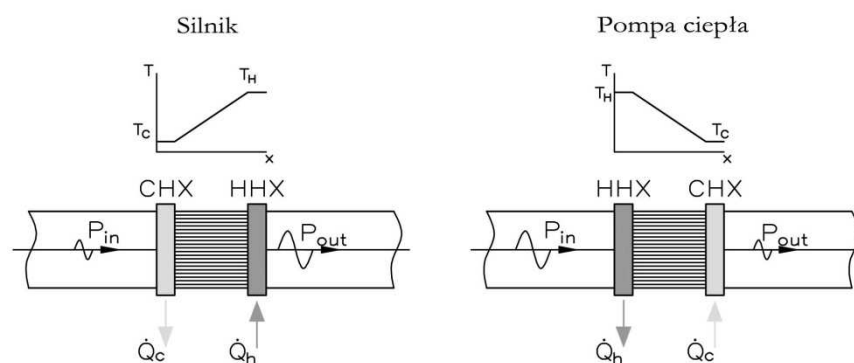
Rys. 8. Schemat układu hybrydowego z termoakustycznym silnikiem i pompą ciepła

Fig. 8. The scheme of a hybrid system with a thermoacoustic engine and a heat pump

nujących pracę silnika i pompy ciepła znajdujących się w jednej sieci akustycznej. Moduł silnika pełni rolę urządzenia generującego falę akustyczną, natomiast moduł pompy ciepła wykorzystuje dostarczoną falę do konwersji w ciepło. Należy zwrócić uwagę, że silnik i pompa ciepła pracują na innych zakresach temperatur, dlatego urządzenie hybrydowe można z powodzeniem stosować w celu chłodzenia [12].

6. Bilans energii

Z punktu widzenia termodynamiki, urządzenie termoakustyczne w całości charakteryzują strumienie odbieranego i dostarczanego ciepła (rys. 9.). Układ termoakustyczny przenosi energię między dwoma źródłami ciepła: górnym o temperaturze T_H i dolnym o temperaturze T_C . W silniku, przez dostarczenie ciepła Q_H z górnego źródła ciepła i oddanie ciepła Q_C jest wykonana praca, czyli następuje wzrost energii akustycznej ($P_{out}-P_{in}$).



Rys. 9. Schemat bilansu energii dla sekcji silnika i pompy ciepła; CHX – zimny wymiennik ciepła, HHX – gorący wymiennik ciepła, Q_C – strumień ciepła o niskiej temperaturze, Q_H – strumień ciepła o wysokiej temperaturze, P_{in} , P_{out} – moc na wejściu i wyjściu

Fig. 9. Scheme of energy balance in an engine and a heat pump; CHX – cold heat exchanger, HHX – hot heat exchanger, Q_C – low temperature heat flux, Q_H – high temperature heat flux, P_{in} , P_{out} – input and output power, respectively

Ponieważ w urządzeniu termoakustycznym nie występuje przepływ masy, a jedynie oscylacyjny ruch gazu, system ten traktuje się jako układ zamknięty, dla którego pierwsza zasada termodynamiki przedstawia się następująco:

$$\frac{dU}{dt} = \sum \dot{Q} + \sum P \quad (5)$$

gdzie: ΔU – zmiana energii wewnętrznej w czasie, $\sum \dot{Q}$ i $\sum P$ – odpowiednio suma strumieni ciepła wymianianych z otoczeniem oraz moc akustyczna dostarczana do układu lub odebrana z niego.

Ponieważ rozważa się stan ustalony, można przyjąć, że $dU/dt = 0$. Zatem dla silnika można napisać następujący bilans energii:

$$P_{out} - P_{in} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_C \quad (6)$$

Zakłada się, że w rezonatorze propaguje fala akustyczna o mocy P_{in} . Wzrost tej mocy na regeneratorze do wartości P_{out} jest równy różnicy między strumieniami dostarczanego i odbieranego ciepła: $\dot{Q}_H - \dot{Q}_C$. W sekcji regeneratora pełniącą rolę pompy ciepła to fala akustyczna wykonuje pracę, zatem jej moc osłabia się od wartości P_{in} do P_{out} , dzięki czemu jest możliwy transport ciepła ze źródła o niższej do źródła o wyższej temperaturze. Można zatem napisać:

$$P_{in} - P_{out} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_C \quad (7)$$

Warto zauważyć, że w pompie ciepła gradient temperatury ustala się odwrotnie wobec kierunku propagacji fali niż w silniku. Ponadto w wymienniku gorącym (HHX) ciepło jest odprowadzane z układu, a nie do niego dostarczane, jak ma to miejsce w silniku.

Wyznacznikami pracy obiegu termodynamicznego jest sprawność termiczna η_t dla silnika oraz współczynniki wydajności ε_{pg} i ε_{ch} dla pompy ciepła lub chłodziarki, zdefiniowane jako stosunek strumieni energii użytecznych do energii dostarczonych. Wyznacznikiem porównawczym dla każdego obiegu jest sprawność obiegu Carnota η_C lub $\varepsilon_{pg(C)}$. Określa ona maksymalną sprawność termodynamiczną dla idealnego urządzenia pracującego między źródłami ciepła o danej temperaturze. Sprawność rzeczywista jest mniejsza niż sprawność Carnota. Dla silnika cieplnego zatem:

$$\eta_t = \frac{P_{out} - P_{in}}{\dot{Q}_H} \leq \eta_C = \frac{T_H - T_0}{T_H} \quad (8)$$

a dla chłodziarki i pompy ciepła kolejno:

$$\varepsilon_{ch} = \frac{\dot{Q}_C}{P_{in} - P_{out}} \leq \varepsilon_{ch(C)} = \frac{T_C}{T_0 - T_C} \quad (9)$$

$$\varepsilon_{pg} = \frac{\dot{Q}_H}{P_{in} - P_{out}} \leq \varepsilon_{pg(C)} = \frac{T_C}{T_0 - T_C} \quad (10)$$

Energia rozproszona podczas pracy silnika to głównie dodatkowe straty ciepła w urządzeniu. Zatem w przypadku silnika moc może być zdefiniowana jako iloczyn dostarczonego ciepła i sprawności Carnota, pomniejszony o wartość nazwaną ogólnie mocą strat P_{str} [14]:

$$P = \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) - P_{str} \quad (11)$$

Pierwsza część prawej strony równania wyraża, w odniesieniu do I i II zasady termodynamiki, maksymalną moc, jaką może wygenerować idealny silnik. Różnicę między urządzeniem rzeczywistym a idealnym wyraża moc strat P_{str} . Podobnie w przypadku chłodziarki – potrzebna do napędu moc jest sumą mocy minimalnej (dla idealnego urządzenia) i mocy dodatkowej P_{str} :

$$P = \dot{Q}_C \frac{T_0 - T_C}{T_C} + P_{str} \quad (12)$$

Moc i sprawność każdego urządzenia cieplnego zależą od temperatury górnego i dolnego źródła ciepła. Stąd, przy małej różnicy temperatur sprawność Carnota też będzie niska. Aby zatem móc relatywnie ocenić efektywność urządzenia, należy wyznaczyć jego sprawność egzergetyczną η_E , czyli sprawność urządzenia w odniesieniu do sprawności Carnota dla takich samych wartości temperatury dolnego i górnego źródła ciepła, tj. [15]:

$$\eta_E = \frac{\eta}{\eta_C} \quad (13)$$

a dla chłodziarki i pompy ciepła:

$$\varepsilon_E = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{(C)}} \quad (14)$$

7. Podsumowanie

Praca urządzeń termoakustycznych z falą biegnącą opiera się na termodynamicznym obiegu Stirlinga, dzięki czemu osiągają one potencjalnie wysoką sprawność. Do napędu urządzeń TA może być wykorzystywane ciepło odpadowe o różnym zakresie temperatur (m.in. gazy wylotowe z silników albo ciepło z próżniowych kolektorów słonecznych) [4].

Urządzenia termoakustyczne znajdują wiele zastosowań w energetyce. Najbardziej oczywistym jest praca silnika termoakustycznego jako generatora mocy elektrycznej. Uzyskana w urządzeniu energia akustyczna jest konwertowana w energię elektryczną. Pulsacje ciśnienia i prędkości odbierane przez membranę mogą napędzać tłok poruszający magnes w alternatorze liniowym lub zostać zamienione na ruch obrotowy wirnika turbiny dwukierunkowej, co umożliwia wykorzystanie tradycyjnych obrotowych generatorów elektrycznych. Innym zastosowaniem może być wykorzystanie układu hybrydowego jako chłodziarki.

Uzyskany w sekcji chłodzącej spadek temperatury pozwala na zastosowanie takiego urządzenia na cele klimatyzacji, chłodzenia procesowego, a także zamrażania. Technologia termoakustyki pozwala również budować urządzenia do skraplania gazów. Przykładowa instalacja skraplania gazu ziemnego (LNG) została zademonstrowana w Los Alamos [16].

Termoakustyka oferuje obecnie wiele możliwości opracowania innowacyjnych rozwiązań w dziedzinie konwersji energii. Oczekuje się, że pierwsze rynkowe zastosowanie znajdzie się w tym obszarze, gdzie tradycyjne techniki konwersji z powodów ekonomicznych lub technicznych nie są zasadne. Kluczowe parametry systemów termoakustycznych to niska początkowa różnica temperatur pracy silnika i szybki wzrost mocy akustycznej wraz ze wzrostem różnicy temperatur. Urządzenia termoakustyczne mogą pracować wydajnie nawet przy niskiej różnicy temperatur (>80 K). Dzięki temu technologia termoakustyczna może się stać konkurencyjna, jeśli chodzi o wykorzystanie niskotemperaturowych źródeł ciepła.

Dziedzina termoakustyki posiada duże perspektywy rozwoju, za czym przemawiają liczne zalety urządzeń termoakustycznych. Pierwszą z nich jest prosta budowa, następną zaś zastosowanie standardowych, łatwo dostępnych materiałów, dzięki czemu koszty urządzenia są relatywnie niskie. Urządzenia termoakustyczne nie posiadają części ruchomych. Zastąpienie tradycyjnych tłoków falą akustyczną powoduje znaczne obniżenie kosztów konserwacji i eksploatacji urządzeń oraz wydłużenie jego żywotności. Gazy robocze układów termoakustycznych (powietrze, gazy szlachetne) są nieszkodliwe dla środowiska. Dodatkową zaletą jest możliwość wykorzystania różnych źródeł ciepła o szerokim zakresie temperatur.

Literatura

- [1] Backhaus S., Swift G.W.: A thermoacoustic Stirling heat engine: detailed study, *J. Acoustical Soc. America*, 107 (2000), 3148-3166.
- [2] Ceperley P.H.: A pistonless Stirling engine – the travelling wave heat engine, *J. Acoustical Soc. America*, 66 (1979), 1508-1513.
- [3] Ceperley P.H.: Gain and efficiency of a short travelling wave heat engine, *J. Acoustical Soc. America*, 77 (1985), 1329-1344.
- [4] de Blok C.M.: Low operating temperature integral thermoacoustic devices for solar cooling and waste heat recovery, *Acoustics*, Paris 2008, 3545-3550.
- [5] de Blok C.M.: Multi-stage travelling wave thermoacoustics in practice, 19th Int. Congress Sound Vibration, Vilnius 2012.
- [6] de Blok C.M.: Thermoacoustic system, Dutch Patent, Int. Application Number PCT/NL98/00515, 1998.
- [7] Laplace S.: Equations of nonlinear acoustics, *Ann. Chemie Physique*, 3 (1816), 328.
- [8] Makarewicz R.: *Dźwięki i fale*, Wydawn. Naukowe Uniwersytetu im. Adama Mickiewicza w Poznaniu, Poznań 2004.

- [9] Rayleigh Lord: The explanation of certain acoustical phenomena, *Nature (Lond)*, 18 (1878), 319-321.
- [10] Rott N.: Thermoacoustics, *Adv. Appl. Mech.*, 20 (1980), 135-175.
- [11] Shutte A.: Thermoacoustics: Numerical modelling and experimental validation, Master's thesis, University of Twente, Enschede 2009.
- [12] Spoelstra S., Tijani M.E.H.: Thermoacoustic heat pumps for energy savings, ECN-RX-05-159, Seminar Boundary crossing acoustics, Netherlands 2005.
- [13] Swift G.W.: Thermoacoustic engines, *J. Acoustical Soc. America*, 84 (1988), 1146-1180.
- [14] Swift G.W.: Thermoacoustics: a unifying perspective for some engines and refrigerators, *Acoustical Society of America*, Los Alamos 2002.
- [15] Wilhelmus in't panhuis P.H.M.: Mathematical Aspects of Thermoacoustics, PhD thesis, The Eindhoven University of Technology, 2009.
- [16] Wollan J.J., Swift G.W., Backhaus S., Gardner D.L.: Development of a thermoacoustic natural gas liquefier, *AiChe New Orleans Meeting*, New Orleans 2002.
- [17] Yu Z., Li Q., Chen X., Guo F.Z., Xie X.J.: Study on the optimal characteristic dimension of regenerator in a thermoacoustic engine, *Proc. 20th Int. Cryogenic Eng. Conf. ICEC20*, 2005, 357-360.

ANALYSIS OF ENERGY CONVERSION PROCESSES IN A THERMOACOUSTIC DEVICE

Summary

Thermoacoustic devices (TA) operation are based on thermoacoustic effect, described by Rayleigh in XIX century. With the temperature difference high enough along an acoustic tube, gas starts to oscillate spontaneously producing sound. The performance of TA devices with the travelling wave is based on the thermodynamic Stirling cycle. The thermoacoustic engine resembles in its construction the conventional Stirling engine – it uses regenerator placed between hot and cold heat exchangers. Mechanical energy achieved by oscillatory compression and expansion of the gas parcels is the energy carried by a sound wave, which in this case replaces work of a piston. Hence, in TA devices thermal energy is converted into acoustic energy (engines) or acoustic energy into thermal energy (heat pumps). TA devices are very simple in construction and have no moving parts. The aim of this article is to introduce the principle of thermoacoustic devices and related to it energy conversion processes. The process of energy dissipation on the TA regenerator as well as the thermodynamic cycle of the TA device, considering the gas oscillations, is being analysed. It is presented, how the gas parcel undergoes the cycle, and how the thermal contact between the parcel and the solid influences the process. The conditions needed for the occurrence of the thermoacoustic effect for the travelling wave and standing wave phasing are also discussed. Finally, the energy balance of the device and application perspectives are presented.

Keywords: thermoacoustics, thermodynamic cycle, Stirling cycle, acoustic wave energy

DOI: 10.7862/rm.2015.15

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 20.02.2015 r.

Przemysław SMAKUŁSKI¹
Sławomir PIETROWICZ²

DYNAMIKA PROCESU PAROWANIA POJEDYNCZEJ KROPLI WODY PRZY MAŁYCH LICZBACH WEBERA

Jedną z metod chłodzenia powierzchni o dużej gęstości strumienia ciepła jest wykorzystanie rozpylaczy cieczowych. Proces odbioru ciepła rozpylonej cieczy zachodzi przez przemianę fazową płynu, którego tempo jest uzależnione od warunków początkowych, takich jak prędkość i średnica początkowa kropli cieczy. W artykule podjęto próbę obliczenia dynamiki procesu parowania pojedynczej kropli wody rozpylanej na płaskiej powierzchni ciała stałego, przy różnych liczbach Webera. Zaprezentowano model numeryczny odparowania wody oparty na metodzie lokalizacji powierzchni swobodnej Volume of Fluid (VoF). Symulację wykonano dla prędkości 1, 2, 3 i 4 m/s oraz początkowych średnic kropli równych odpowiednio 100, 150 i 200 μm . Liczby We osiągnęły wartości od 1,35 do 32,35.

Słowa kluczowe: obliczenia numeryczne, rozpylacze cieczowe, dynamika parowania kropli

1. Wstęp

Zarówno układy elektroniczne, jak i aplikacje przemysłowe dużej mocy osiągają obecnie znaczne wartości przekazywanej energii cieplnej na jednostkę powierzchni. Do takich struktur można zaliczyć pręty paliwowe w reaktorach jądrowych, powierzchnie ogrzewalne w kotłach na parametry nadkrytyczne czy delikatne układy elektroniczne [4]. W przypadku tych ostatnich lokalne strumienie ciepła generowane przez mikroprocesory mogą osiągnąć w najbliższej przyszłości wartość 300 W/cm², przy wymaganej temperaturze pracy poniżej 85°C [1]. Do odbioru ciepła o dużej gęstości można wykorzystać różne techniki chłodzenia powierzchni, m.in. rozpylacze cieczowe. Stosowanie takich technologii odbioru strumieni ciepłych jest skutkiem ograniczeń wynikających z charakteru przyjmowania ciepła przez konwekcję wymuszoną (dla gazów), a także limitu odbioru ciepła podczas wrzenia powierzchniowego, uzależnionego od charakte-

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Przemysław Smakulski, Politechnika Wrocławska, ul. Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław, tel.: (71) 3203091, e-mail: przemyslaw.smakulski@pwr.edu.pl.

² Sławomir Pietrowicz, Politechnika Wrocławska, e-mail: slawomir.pietrowicz@pwr.edu.pl.

rystyki wrzenia cieczy [10]. Biorąc pod uwagę pracę układów elektronicznych, trzeba zauważyć, że istotny z perspektywy efektywnej pracy procesorów jest czas chłodzenia. Wartości temperatury narastają (w zależności od mocy cieplnej przypadającej na jednostkę powierzchni) w czasie krótszym niż 0,1 s do temperatur granicznych dla pracy procesora [6]. Dlatego też jednym z istotnych elementów jest poznanie dynamiki parowania pojedynczej kropli, która ma wpływ na efektywność procesu, a co za tym idzie – na nakłady energetyczne przyszłej instalacji chłodniczej.

Celem artykułu jest analiza czynników mających wpływ na proces parowania pojedynczej kropli fazy ciekłej i odbiór ciepła od powierzchni chłodzonej przy różnych liczbach Webera.

2. Proces parowania kropli wody przy zderzeniu z ciałem stałym

Opierając się na badaniach Chandry i in. [3], można dostrzec wpływ kąta styku powierzchniowego na prędkość parowania kropli. Podczas uderzenia, w zależności od średnicy początkowej kropli oraz jej prędkości, wartość kąta zwilżenia ścianki jest zmienna w czasie formowania się powierzchni styku ciec–ciało stałe. Dodatkowo, przy uderzeniu może dojść do odbicia, rozplaszczania lub rozpadu kropli cieczy [8] i tym samym do zmiany powierzchni kontaktu. Zależności te najlepiej wyrazić liczbą Webera, która wiąże w sobie jednocześnie prędkość kropli, jak i jej średnicę początkową [7].

$$We = \frac{\rho_L D v^2}{\sigma} \quad (1)$$

gdzie: ρ_L – gęstość cieczy, D – średnica początkowa kropli, v – prędkość, σ – napięcie powierzchniowe cieczy.

Bezwymiarowa liczba kryterialna – liczba Webera (We) – jest określana jako stosunek sił bezwładności do sił napięcia powierzchniowego dla cieczy. Jest wykorzystywana głównie do określenia energii uderzenia cieczy o powierzchnię. Na tej podstawie można przewidzieć zachowanie się cieczy tuż po uderzeniu o warstwę powierzchni. Krytyczna wartość liczby Webera określa ilość energii potrzebnej do rozerwania kropli na mniejsze frakcje. Niestety, nie ma jednoznacznej wartości liczby We , przy której istnieje pewność, że rozpad kropli nastąpi. W przypadku wody szacuje się, że krytyczna wartość liczby Webera oscyluje w okolicach 90 dla powierzchni pokrytej parafiną [9].

3. Model parowania kropli wody

W celu zamodelowania procesu parowania kropli wody posłużono się numeryczną metodą lokalizacji powierzchni swobodnej Volume of Fluid (VoF), która w bardzo dokładny sposób przybliża zachowanie się przepływu dwufazo-

wego złożonego z frakcji ciekłej i gazowej [5]. Metoda ta polega na identyfikacji wewnątrz struktury siatki numerycznej, objętości zajmowanej przez fazę ciekłą. Przypisuje ona każdej komórce siatki wartości od 0 do 1, które reprezentują stosunek udziału objętościowego cieczy do objętości całej komórki (α_i). Traktując mieszaninę gazów jako płyny nieściśliwe, można opisać rozkład pola temperatur równaniem energii:

$$\frac{\partial}{\partial t} T + \nabla \cdot (UT) = DT \nabla^2 T + \frac{S_h}{\rho c_p} \quad (2)$$

gdzie: T – temperatura w K, U – wektor prędkości, S_h – człon źródłowy zależny od procesu parowania, ρ – gęstość mieszaniny, c_p – ciepło właściwe mieszaniny.

Strumień energii cieplnej związany z przejściem fazowym opisano za pomocą iloczynu ubytku strumienia masy m_{lv} (w przypadku parowania) i utajonego ciepła parowania dla cieczy L [12]. Iloczyn ten w zależności od przypadku (kondensacja/parowanie) stanowi dodatkowy człon źródłowy wchodzący w skład głównego równania energii (2):

$$S_h = \begin{cases} -\dot{m}_{lv} L & \text{parowanie} \\ \dot{m}_{lv} L & \text{kondensacja} \end{cases} \quad (3)$$

gdzie: L – ciepło utajone parowania dla cieczy, m_{lv} – strumień masy cieczy związany z przejściem fazowym.

Rozpatrując zagadnienie wnikania ciepła, ubytek masy frakcji ciekłej podczas parowania można określić za pomocą stosunku ciepła dostarczonego poprzez konwekcję oraz dyfuzję do ciepła utajonego przejścia fazowego. Jako temperaturę odniesienia przyjęto stałą temperaturę nasycenia wody:

$$-\dot{m}_{lv} = \frac{\dot{Q}_{conv}}{L} = \frac{h_{conv} A_{inter} (T - T_{sat})}{L} \quad (4)$$

gdzie: h_{conv} – konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła, A_{inter} – powierzchnia wymiany ciepła/powierzchnia kropli cieczy, T_{sat} – temperatura nasycenia dla wody.

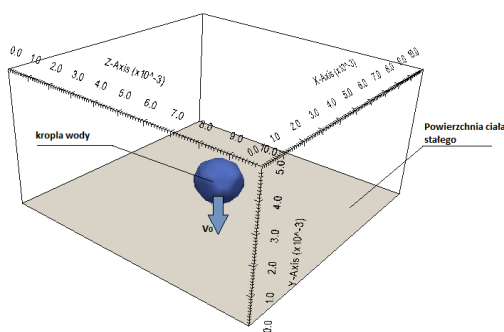
Konwekcyjny współczynnik h_{conv} parowania powierzchniowego kuli zaproponowany przez Bejana [2] zastosowano do obliczeń i przedstawiono we wzorze:

$$h_{conv} = \frac{\lambda_2}{D} 0,67 \left[\frac{D^3 L g (\rho_1 - \rho_2)}{\lambda_2 \nu_2 (T - T_{sat})} \right]^{1/4} \quad (5)$$

gdzie: λ_2 – współczynnik przewodzenia ciepła dla cieczy, D – średnica kropli, ρ_1 , ρ_2 – gęstość odpowiednio wody i powietrza, g – przyspieszenie ziemskie, ν_2 – lepkość kinematyczna dla powietrza.

4. Warunki symulacji

Obliczenia numeryczne wykonano, korzystając z oprogramowania OpenFOAM 2.3.0 i wykorzystując do obliczeń model identyfikacji powierzchni swobodnej Volume of Fluid (VoF). Kropla wody uderza w płaską powierzchnię (rys. 1.) z prędkością początkową odpowiednio 1, 2, 3 i 4 m/s. Powierzchnia ciała stałego, o które uderza kropla, wytwarza strumień ciepła o wartości równej 100 W/cm^2 , co odpowiada średniej wartości pracy procesorów komputerowych przy niskim obciążeniu mocy. Ciśnienie oraz parametry strumienia cieplnego pozostają stałe przez cały czas trwania obliczeń.



Rys. 1. Domena z zaznaczoną powierzchnią ciała stałego

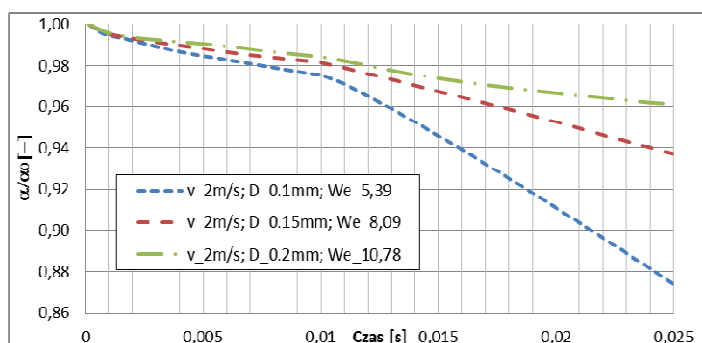
Fig. 1. The domain with marked surface of solid body

Krople wody o początkowej temperaturze 10°C i średnicach odpowiednio 100, 150 i 200 μm zostały uniesione nad powierzchnię o zadanym strumieniu ciepła. Nadano im początkową wartość prędkości, zmieniając tym samym liczbę Webera przed uderzeniem. Kropla spadała pod kątem 90° do powierzchni ciała stałego. Liczba We została tak dobrana, aby zapobiec wtórnemu rozpadowi kropli (wartość We poniżej 90). Domena siatki numerycznej została wykonana jako prostopadłościan o bokach $1 \times 1 \times 0,5 \text{ mm}$. Do obliczeń zastosowano siatkę heksagonalną o 100 tys. elementów obliczeniowych.

5. Wyniki symulacji

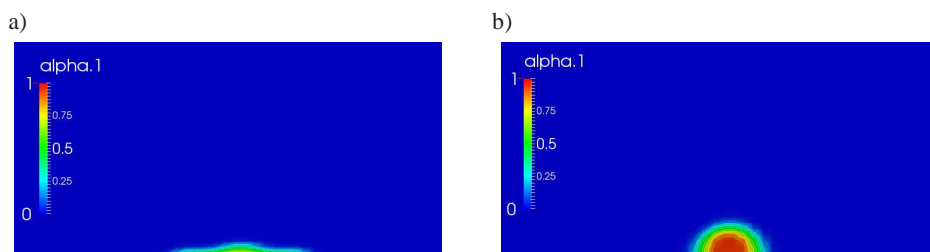
Symulację przeprowadzono dla średniego czasu formowania się kształtu kropli wody na powierzchni ciała stałego, dochodzącego do 25 ms [11]. Po tym czasie w większości przypadków tempo parowania kropli jest stałe. Dynamikę parowania kropli wody określono za pomocą udziału objętościowego wody wewnątrz siatki numerycznej, który malał wraz z ubytkiem masy kropli wody w czasie (rys. 2.). Stosunek ubytku udziału objętościowego określono względem

początkowego udziału objętościowego wody (stosunek α/α_0 na wykresach). Na podstawie wygenerowanych wyników zauważono, że w czasie poniżej 10 ms dynamika procesu parowania ma charakter nieustalony i jest uzależniona od kształtu uformowanego krążka cieczowego. Po czasie formowania się kropli (rys. 3b) następuje etap ustalonego charakteru parowania. Ubytek masy cieczy jest wprost proporcjonalny do redukcji średnicy kropli – zgodnie z prawem D^2 [7]. Początkowa średnica kropli wpływa na proces parowania (rys. 2.). Zasadniczo, im mniejsza kropla cieczy, tym proces parowania jest krótszy. Na rysunkach 3. i 4., jak i w pozostałych przypadkach, kropla wody ulega deformacji w momencie styku z ciałem stałym. Przy różnych liczbach We dochodzi do różnego rodzaju deformacji. Przy liczbach We ok. 24-32 (rys. 4a) średnica kropli osiąga swoje maksimum po czasie równym 1 ms. Jak można zauważyć na rys. 5-7, tempo parowania, w zakresie nieustalonym (do 25 ms), jest znacząco



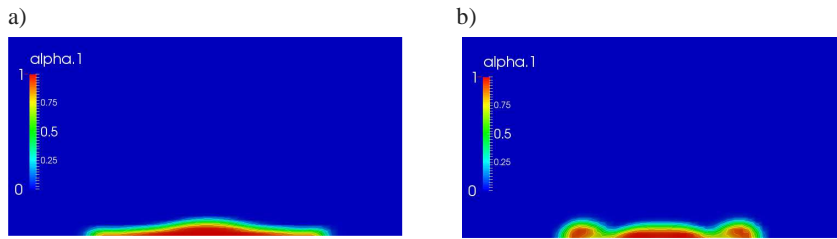
Rys. 2. Porównanie tempa parowania kropli wody przy różnych średnicach i tej samej prędkości początkowej

Fig. 2. Comparison of the droplet evaporation rate for different droplet diameters, with the same initial velocity



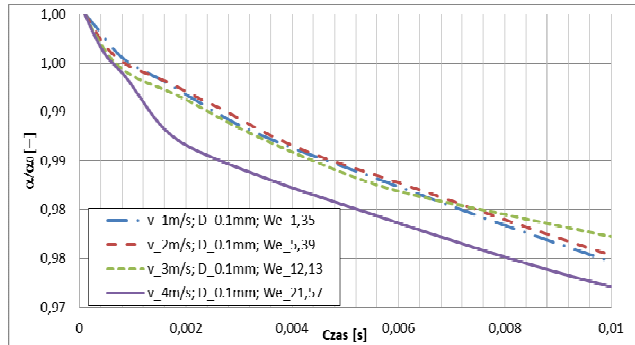
Rys. 3. Profil udziału objętościowego wody w czasie: a) 1 ms, b) 10 ms; średnica początkowa 100 μm , prędkość początkowa 2 m/s, $We = 5,39$

Fig. 3. The water volume fraction profile at time of a) 1 ms, b) 10 ms; initial droplet diameter is 100 μm , initial velocity is 2 m/s, $We = 5.39$



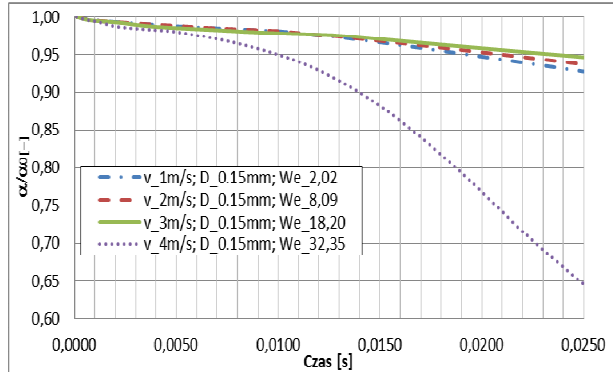
Rys. 4. Profil udziału objętościowego wody w czasie: a) 1 ms, b) 5 ms; średnica początkowa 200 μm , prędkość początkowa 3 m/s, $We = 24,26$

Fig. 4. The water volume fraction profile at time of a) 1 ms, b) 5 ms; initial droplet diameter is 200 μm , initial velocity is 3 m/s, $We = 24.26$



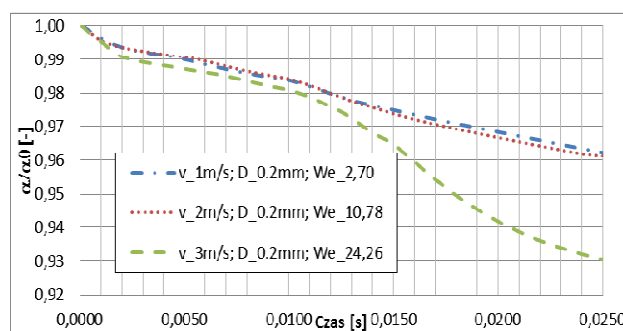
Rys. 5. Dynamika parowania kropli wody przy średnicy początkowej kropli 100 μm

Fig. 5. Droplet evaporation dynamics for the initial droplet diameter 100 μm



Rys. 6. Dynamika parowania kropli wody przy średnicy początkowej kropli 150 μm

Fig. 6. Droplet evaporation dynamics for the initial droplet diameter 150 μm



Rys. 7. Dynamika parowania kropli wody przy średnicy początkowej kropli $200\ \mu\text{m}$

Fig. 7. Droplet evaporation dynamics for the initial droplet diameter $200\ \mu\text{m}$

szybsze przy wartościach liczby We powyżej 20. Jest to spowodowane uformowanym kształtem powierzchni styku pomiędzy kroplą a ciałem stałym. Ponadto, wcześniejsze formowanie się krążka cieczowego o stosunkowo dużej powierzchni i najniższej możliwej wysokości ułatwia proces podgrzewania do temperatury nasycenia dla cieczy.

6. Podsumowanie

Zaprezentowane wyniki ukazują dynamikę procesu parowania pojedynczej kropli wody przy różnych wartościach liczby Webera. Przedstawiona analiza prezentuje charakter parowania kropli cieczy zarówno podczas ustalonego, jak i nieustalonego parowania kropli (tuż po uderzeniu i formowaniu się krążka cieczy). Zauważono, że przy zaproponowanych średnicach początkowych kropli charakterystyka parowania cieczy zależy od kształtu powierzchni styku pomiędzy wodą a ciałem stałym. Przy wartościach liczby We powyżej 20 charakterystyka parowania jest bardziej dynamiczna od pozostałych. Tempo parowania podczas odbioru ciepła ma zasadniczy wpływ na bezwładność układu chłodzenia. Dlatego też niezbędne jest dokładne zrozumienie procesu parowania rozpylonej cieczy w celu usprawnienia odbioru ciepła od powierzchni chłodzonej.

Literatura

- [1] Agostini B., Fabbri M., Park J.E., Wojtan L., Thome J.R., Michel B.: State of the art of high heat flux cooling technologies, *Heat Transf. Eng.*, 28 (2007), 258-281.
- [2] Bejan A.: *Convective heat transfer*, Wiley, New York 2004.
- [3] Chandra S., Di Marzo M., Qiao Y., Tartarini P.: Effect of liquid-solid contact angle on droplet evaporation, *Fire Saf. J.*, 27 (1996), 141-158.

- [4] Chunqiang S., Shuangquan S., Changqing T., Hongbo X.: Development and experimental investigation of a novel spray cooling system integrated in refrigeration circuit, *Appl. Therm. Eng.*, 33-34 (2012), 246-252.
- [5] Hirt C., Nichols B.: Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries, *J. Comput. Phys.*, 39 (1981), 201-225.
- [6] Huang W.: An improved block-based thermal model in hotspot 4.0 with granularity considerations, *Proc. Int. Cond. WDDD'07, San Diego 2007*.
- [7] Orzechowski Z., Prywer J.: Wytwarzanie i zastosowanie rozpylonej cieczy, WNT, Warszawa 2008.
- [8] Rein M.: Phenomena of liquid drop impact on solid and liquid surfaces, *Fluid Dyn. Res.*, 12 (1993), 61-93.
- [9] Šikalo Š., Marengo M., Tropea C., Ganić E.: Analysis of impact of droplets on horizontal surfaces, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 25 (2002), 503-510.
- [10] Smakulski P.: Method of high heat flux removal by usage of liquid spray cooling, *Arch. Thermodyn.*, 34 (2013), 173-184.
- [11] Strotos G., Gavaises M.: Numerical investigation on the evaporation of droplets depositing on heated surfaces at low Weber numbers, *Heat Mass Transf.*, 51 (2008), 1516-1529.
- [12] Sun D.L., Xu J.L., Wang L.: Development of a vapor-liquid phase change model for volume-of-fluid method in FLUENT, *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 39 (2012), 1101-1106.

EVAPORATION PROCESS DYNAMICS OF SINGLE WATER DROPLET AT LOW WEBER NUMBERS

Summary

One of the cooling methods for high heat flux surfaces is the spray cooling method. The heat removal process of sprayed liquid occurs by the phase transformation of liquid, whose rate depends on the initial conditions such as velocity and initial diameter of the liquid droplets. The article shows the attempt to calculate the evaporation process dynamics of single water droplet spraying on flat surface of solid body at different Weber numbers. The numerical model of water evaporation based on the location of the free surface method – Volume of Fluid (VoF), was presented in this paper. Calculations were performed for the velocities of 1, 2, 3, and 4m/s, and initial droplets diameter of 100, 150 and 200 μm . The value of the Weber number were from 1.35 to 32.35.

Keywords: numerical calculations, liquid sprayer, drop evaporation dynamics

DOI: 10.7862/rm.2015.16

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 20.02.2015 r.

Dawid TALER¹
Paweł MADEJSKI²
Jan TALER³

MODELOWANIE USTALONYCH PROCESÓW PRZEPIYWOWO-CIEPLNYCH W KOTLE FLUIDALNYM

W pracy zostały przedstawione wyniki komputerowej symulacji pracy przegrzewacza pary w stanach ustalonych. Analizowany przegrzewacz charakteryzuje się złożonym kształtem przekroju poprzecznego rur i jest stosowany w kotłach z cyrkulującą warstwą fluidalną. W trakcie obliczeń cieplno-przepływowych niezbędne jest wyznaczenie rozkładu temperatury materiału na całej długości przegrzewacza. Do przeprowadzenia obliczeń pracy przegrzewacza w stanach ustalonych stworzono własny model matematyczny, napisany w języku Fortran, którego wyniki zostały porównane z wynikami otrzymanymi w programie Star-CCM+. W modelu własnym zastosowano bilansową metodę elementów skończonych, która pozwala na dokładne odwzorowanie rozkładu temperatury przy niewielkiej liczbie komórek siatki. Do wyznaczenia właściwości przepływającej pary została zastosowana jawna metoda różnic skończonych. Wyniki uzyskane z zastosowaniem opracowanego własnego modelu wykazały się bardzo dobrą zgodnością z wynikami uzyskanymi dzięki modelowaniu CFD.

Słowa kluczowe: kocioł parowy, pole temperatury, komputerowa mechanika płynów, bilansowa metoda elementów skończonych

1. Wstęp

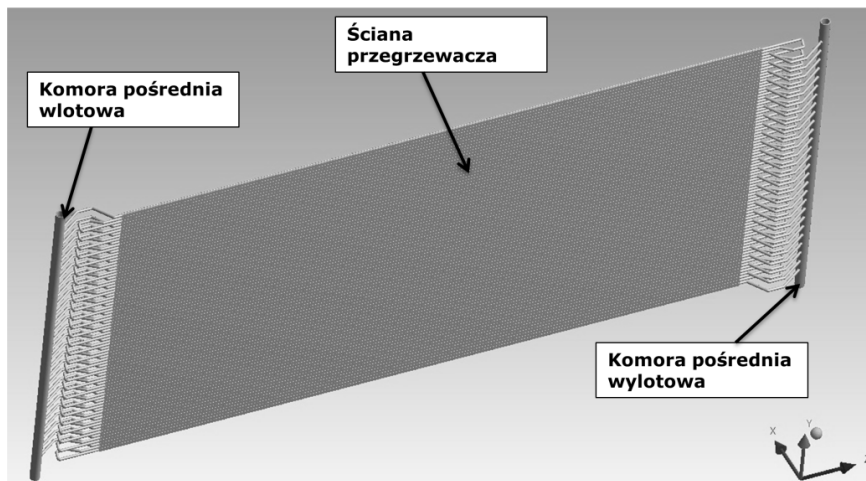
W pracy został wykonany model matematyczny przegrzewacza pary pierwotnej drugiego stopnia, zbudowanego z rur „podwójna omega”. Przegrzewacz z tego typu rur jest stosowany w kotłach z cyrkulacyjnym złożem fluidalnym, jako przegrzewacz grodziowy zlokalizowany nad komorą paleniskową. Rysunek 1. przedstawia pojedynczą grodzę przegrzewacza składającą się z 27 sekcji, do których jest doprowadzana para. Każda sekcja składa się z trzech biegów, co daje łączną liczbę rur w każdej grodzi równą 81. Para do 27 sekcji przegrzewa-

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Dawid Taler, Politechnika Krakowska, ul. Warszawska 24, 31-155 Kraków, tel.: (12) 6283600, e-mail: dtaler@pk.edu.pl.

² Paweł Madejski, Akademia Górniczo-Hutnicza, e-mail: madejski@agh.edu.pl.

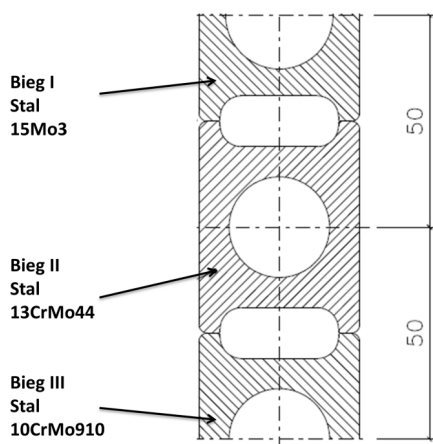
³ Jan Taler, Politechnika Krakowska, e-mail: taler@mech.pk.edu.pl.

cza jest doprowadzana przez komorę pośrednią wlotową. Para, przepływając przez daną sekcję, dokonuje dwóch nawrotów, zanim trafi do komory pośredniej wylotowej. Każda sekcja przegrzewacza jest zbudowana z trzech biegów różniących się między sobą wartością średnicy wewnętrznej oraz materiałem, z jakiego zostały wykonane. Rysunek 2. przedstawia widok pojedynczej sekcji z zaznaczonymi poszczególnymi biegami wykonanymi ze stali 15Mo3, 13CrMo44 i 10CrMo910, odpowiednio dla biegu I, II oraz III.



Rys. 1. Pojedyncza grodz przegrzewacza zbudowanego z rur „podwójna omega”

Fig. 1. A single plate of a superheater built with „double omega” tubes



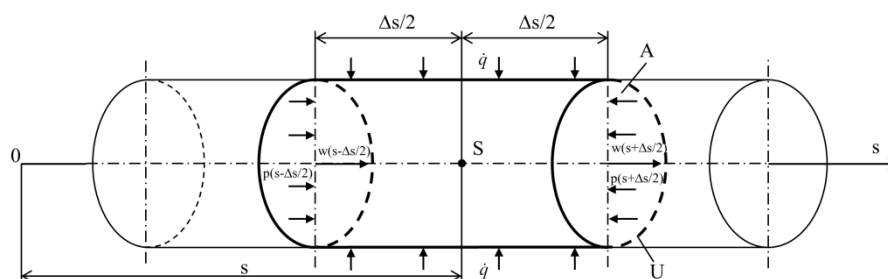
Rys. 2. Przekrój poprzeczny przez 3 biegi przegrzewacza

Fig. 2. Cross-section of the 3 passes of a superheater

2. Matematyczny opis zjawisk przeplywowo-cieplnych w przegrzewaczu pary

W celu przeprowadzenia analiz przeplywowo-cieplnych w stanach ustalonych wykonano model numeryczny odwzorowujacy zjawiska zachodzace podczas pracy przegrzewacza. W wykonanym modelu numerycznym zostala odwzorowana para przeplywajaca przez wszystkie trzy biegi przegrzewacza oraz material przegrzewacza, z uwzglednieniem zmiany srednicy wewnetrznej. Wlasciwosci termofizyczne pary oraz materialu scianki byly wyznaczane w trakcie obliczen we wszystkich elementach, na jakie zostal podzielony przegrzewacz. Do wyznaczania wlasciwosci wykorzystano funkcje temperatury i cisnienia (para) [7] oraz temperatury materialu (scianka przegrzewacza) [2].

Zjawiska zachodzace podczas przeplywu pary odwzorowano z wykorzystaniem odpowiednio zdefiniowanych rownan ruzniczkowych dla zasady zachowania masy, pedu i energii. Zjawiska przyblizono modelem jednowymiarowym, uwzgledniajacy zmiany wlasciwosci i parametrów pary tylko w kierunku przeplywu czynnika. Rysunek 3. przedstawia pojedynczy obszar kontrolny, dla ktorego sa rozwiazywane rownania zachowania masy, pedu i energii.



Rys. 3. Obszar kontrolny z zaznaczonymi wartościami prędkości w , ciśnienia p oraz gęstości strumienia ciepła \dot{q}

Fig. 3. The control area with marked values of velocity w , pressure p and heat flux density \dot{q}

Równanie zachowania masy wykorzystane w modelu przedstawia się następująco:

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial s} = 0 \quad (1)$$

gdzie: \dot{m} – strumień masy pary, s – współrzędna kierunkowa przechodząca przez środek ciężkości przekroju poprzecznego rury.

Równanie zachowania pędu dla przepływającej pary ma postać:

$$\frac{\partial p}{\partial s} = -\rho w \frac{\partial w}{\partial s} - \frac{\xi}{d_h} \frac{\rho w |w|}{2} \quad (2)$$

gdzie: p – ciśnienie pary, ρ – gęstość pary, w – prędkość pary, ξ – współczynnik strat tarcia, d_h – średnica hydrauliczna.

Równanie zachowania energii dla pojedynczego obszaru kontrolnego przedstawia wzór:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + w \frac{\partial T}{\partial s} \right) = \frac{1}{A} \int_0^U \alpha_1 (T_w|_{r=r_w} - T) dU \quad (3)$$

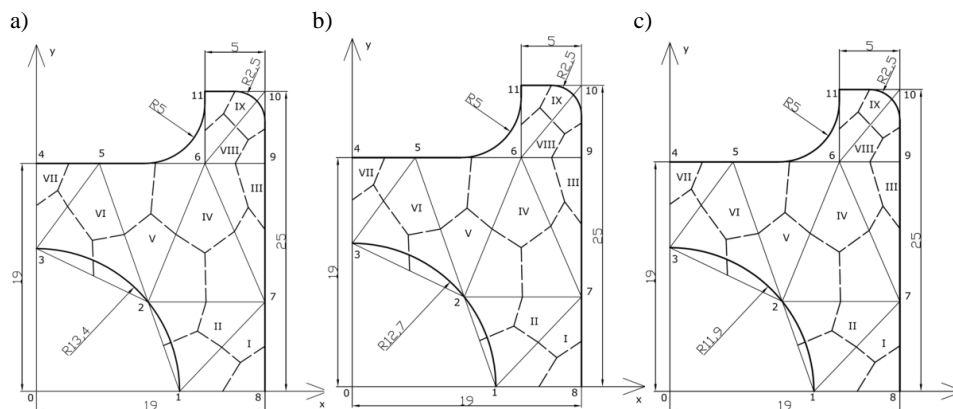
gdzie: c_p – ciepło właściwe pary przy stałym ciśnieniu, T – temperatura pary, U – obwód przekroju o polu poprzecznym, A – pole przekroju, α_1 – współczynnik wnikania ciepła po stronie pary, T_w – temperatura wewnętrznej powierzchni ścianki zmieniająca się na obwodzie U , r_w – promień wewnętrzny rury.

Zastosowanie całki po prawej stronie równania (3) wynika ze złożonego kształtu przekroju poprzecznego rury. Na wewnętrznej powierzchni kanału gęstość strumienia ciepła nie jest stała, z uwagi na nierównomierny rozkład temperatury na wewnętrznej powierzchni kanału. Do wyznaczenia wartości temperatur i ciśnienia pary została zastosowana jawna metoda różnic skończonych. Każdy bieg przegrzewacza podzielono na 20 obszarów kontrolnych, w których obliczono parametry pary. Wykorzystane w modelu równanie przewodzenia ciepła dla stanów nieustalonych przyjmuje następującą postać:

$$c(T) \rho(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial y} \right] \quad (4)$$

gdzie: c – ciepło właściwe materiału, ρ – gęstość materiału, T – temperatura materiału, λ – współczynnik przewodzenia ciepła, W/(m·K).

Rozkład temperatury w elemencie o tak złożonym kształcie przekroju poprzecznego wyznaczono bilansową metodą objętości skończonych [5, 6]. Zastosowanie tej metody dla przekroju poprzecznego przegrzewacza wymaga podziału poszczególnych przekrojów poprzecznych na objętości kontrolne (rys. 4.). Ponieważ każdy bieg przegrzewacza jest wykonany z innego materiału i posiada inną średnicę wewnętrzną, podziału dokonano osobno dla każdego biegu. W opracowanym modelu wartości temperatury materiału są wyznaczone w 11 punktach (rys. 4.), w 20 przekrojach poprzecznych rury dla każdego biegu przegrzewacza.



Rys. 4. Podział przekroju poprzecznego pierwszego (a), drugiego (b) i trzeciego (c) biegu przegrzewacza na objętości kontrolne

Fig. 4. The division of the cross-section of the first (a), second (b) and third (c) pass of a superheater on control volumes

Współczynnik wnikania ciepła po stronie pary α_1 jest obliczany w każdym obszarze kontrolnym za pomocą wzoru:

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu} \cdot w}{d_h} \quad (5)$$

gdzie Nu oznacza liczbę Nusselta, która jest wyznaczana z wykorzystaniem korelacji Gnielinskiego [1, 4, 7], obowiązującej dla zakresów liczb Reynoldsa $3 \cdot 10^3 \leq \text{Re} \leq 10^7$ i Prandtla $0,5 \leq \text{Pr} \leq 200$:

$$\text{Nu} = \frac{\frac{\xi}{8} (\text{Re} - 1000) \text{Pr}}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8} (\text{Pr}^{2/3} - 1)}} \left[1 + \left(\frac{d_h}{L_s} \right)^{2/3} \right] \quad (6)$$

gdzie L_s – długość jednego biegu przegrzewacza.

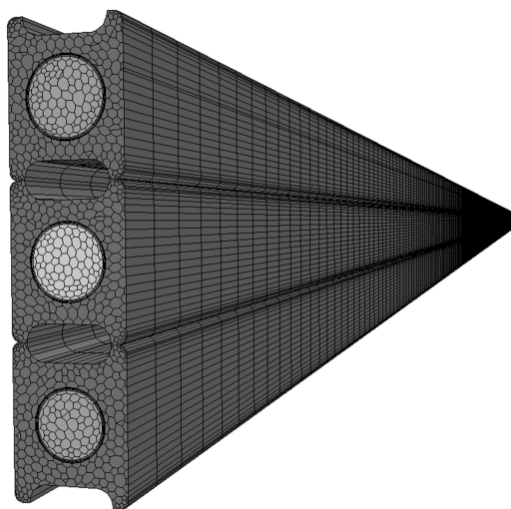
Współczynnik strat tarcia ξ występujący we wzorze (6) oraz w równaniu zachowania pędu (2) jest obliczany z zależności [4, 7]:

$$\xi = \frac{1}{(0,79 \ln \text{Re} - 1,64)^2} \quad (7)$$

Współczynnik wnikania ciepła po stronie spalin α_2 został dobrany tak, aby wartość temperatury pary na wylocie z całego przegrzewacza zgadzała się z wartością zmierzoną. Z uwagi na różnice w odwzorowaniu geometrii w modelu własnym i programie Star-CCM+, wartości współczynników posiadają niewielką różnicę.

3. Model CFD przegrzewacza pary

W celu wykonania weryfikacji obliczeń przepływowo-ciepłnych dla przegrzewacza składającego się z trzech biegów wykonany został numeryczny model z zastosowaniem pakietu Star-CCM+ [3], wykorzystującego w obliczeniach metodę objętości skończonych.



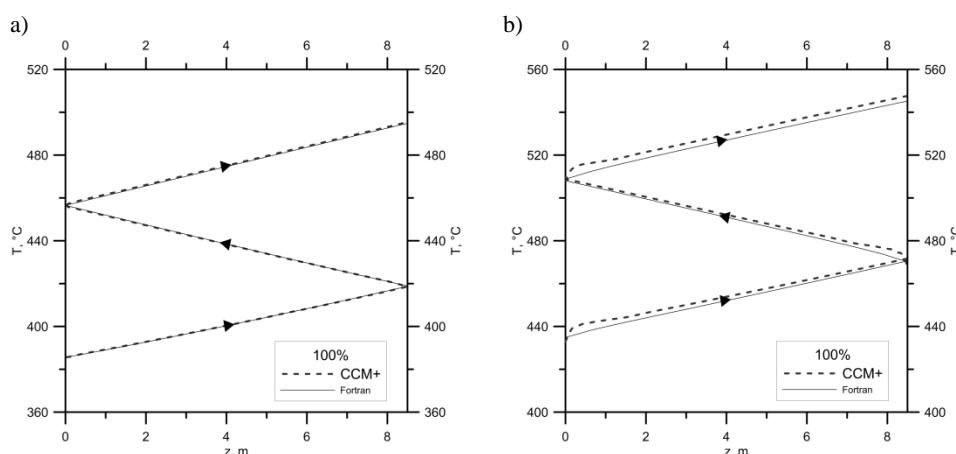
Rys. 5. Siatka numeryczna wykorzystana w obliczeniach z zastosowaniem programu Star-CCM+

Fig. 5. The numerical mesh used in the calculations using the Star-CCM + program

Wszystkie trzy biegi przegrzewacza zostały podzielone na łączną liczbę elementów pary i ścianki równą 437 170 (rys. 5.). W modelu wymiana ciepła pomiędzy materiałem przegrzewacza a przepływającą parą została zamodelowana jako sprzężona wymiana ciepła. W każdym punkcie na powierzchni wewnętrznej rury temperatura płynu i materiału oraz bezwzględna wartość gęstości strumienia ciepła są takie same. Do zamodelowania zjawiska turbulencji wykorzystano 2-równaniowy model $k-\varepsilon$. Temperatura na wlocie do II i III biegu została obliczona za pomocą średniej masowej temperatur, wyznaczonych na powierzchniach zewnętrznych komórek siatki płynu na wylocie z biegu poprzedniego. Właściwości termofizyczne pary zostały uwzględnione w modelu w postaci funkcji temperatury i ciśnienia [7], a materiału biegów przegrzewacza – w postaci funkcji temperatury [2].

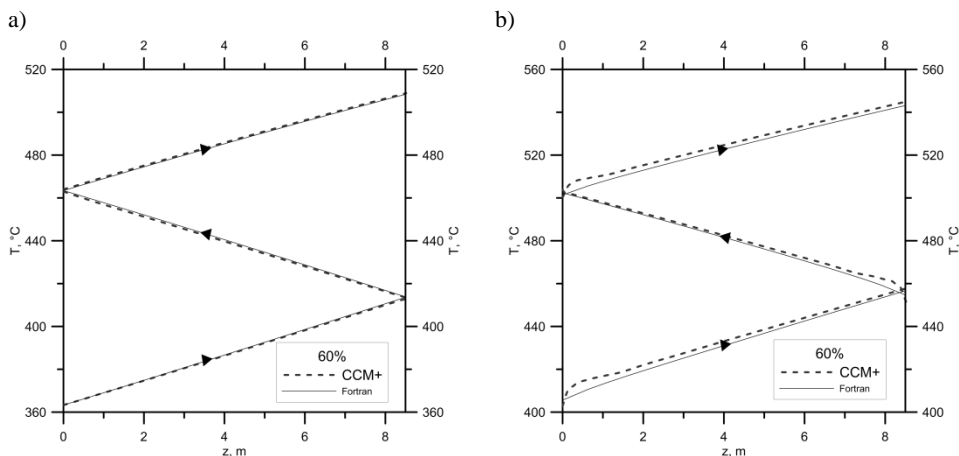
4. Obliczenia przegrzewacza pary dla różnych obciążeń kotła

W celu weryfikacji opracowanych modeli zostały przeprowadzone obliczenia ustalonej pracy przegrzewacza dla trzech różnych obciążeń kotła: 100, 60 i 35%. Dla wyznaczonych na drodze pomiaru parametrów pracy kotła wykonano obliczenia przegrzewacza z wykorzystaniem własnego modelu oraz modelu wykonanego w pakiecie Star-CCM+. Tabela 1. przedstawia wartości parametrów przyjętych do obliczeń dla trzech różnych analizowanych wydajności kotła. Zmiany temperatury pary i maksymalnej temperatury materiału w postaci przebiegów na długości całego przegrzewacza przedstawiają rys. 6-8. Wyniki w postaci zmiany temperatury pary w kierunku jej przepływu przez wszystkie trzy biegi przegrzewacza są identyczne (100 i 60%) zarówno przy stosowaniu modelu opierającego się na MOS, jak i na BMES. Niewielkie różnice w wartościach temperatury pary, nieprzekraczające 2 K, w zastosowanych modelach wykazuje przypadek, kiedy wydajność kotła jest równa 35% wydajności znamionowej. Obliczone temperatury pary na wylocie z poszczególnych biegów (przyrost temperatury pary) oraz maksymalna temperatura materiału uzyskana z wykorzystaniem dwóch modeli (MOS i BMES) są bardzo do siebie zbliżone. Niewielkie różnice w wartościach maksymalnej temperatury ścianki są spowodowane różnicami w wykonanych modelach geometrycznych przegrzewacza.



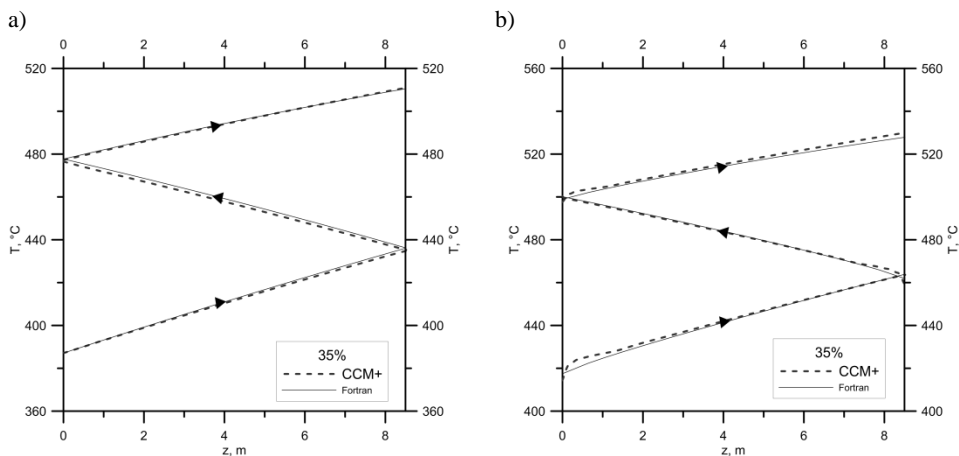
Rys. 6. Zmiana temperatury pary (a) i maksymalnej temperatury materiału (b) na długości przegrzewacza dla obciążenia kotła równego 100%, obliczona za pomocą pakietu CFD (CCM+) i modelu własnego (Fortran)

Fig. 6. Variation of the temperature of the steam (a) and maximum temperature of material (b) along the length of a superheater for the boiler load equal to 100%, calculated using the CFD (CCM+) program and own subroutine (Fortran)



Rys. 7. Zmiana temperatury pary (a) i maksymalnej temperatury materiału (b) na długości prze-grzewacza dla obciążenia kotła równego 60%, obliczona za pomocą pakietu CFD (CCM+) i mode-lu własnego (Fortran)

Fig. 7. Variation of the temperature of the steam (a) and maximum temperature of material (b) along the length of a superheater for the boiler load equal to 60%, calculated using the CFD (CCM+) program and own subroutine (Fortran)



Rys. 8. Zmiana temperatury pary (a) i maksymalnej temperatury materiału (b) na długości prze-grzewacza dla obciążenia kotła równego 35%, obliczona za pomocą pakietu CFD (CCM+) i mode-lu własnego (Fortran)

Fig. 8. Variation of the temperature of the steam (a) and maximum temperature of material (b) along the length of a superheater for the boiler load equal to 35%, calculated using the CFD (CCM+) program and own subroutine (Fortran)

Tabela 1. Zmierzone wartości warunków brzegowych użytych w obliczeniach

Table 1. The measured values of the boundary conditions used in the calculations

Nr	Parametr	Wydajność kotła, %		
		100	60	35
1	Strumień masy pary, kg/s	0,43	0,245	0,1485
2	Ciśnienie pary na wlocie, MPa	16	10	7,5
3	Temperatura pary na wlocie, °C	385,5	363,3	387,1
4	Temperatura spalin, °C	850	767	645
5	Współczynnik wnikania ciepła po stronie spalin (CCM+), W/(m ² ·K)	174	130	104
6	Współczynnik wnikania ciepła po stronie spalin (Fortran), W/(m ² ·K)	181,2	135,2	111

5. Podsumowanie

Model opracowany z zastosowaniem bilansowej metody elementów skończonych pozwolił przeprowadzić obliczenia dla ustalonych stanów pracy przegrzewacza pary. Obliczone temperatury pary na wylocie z poszczególnych biegów (przyrost temperatury pary) oraz maksymalna temperatura materiału uzyskana z wykorzystaniem dwóch modeli (MOS i BMES) są bardzo do siebie zbliżone. W przypadku maksymalnej temperatury materiału wartości uzyskane za pomocą symulacji przy użyciu programu Star-CCM+ i gęstej siatki objętości skończonych są nieznacznie wyższe niż wartości temperatury otrzymane za pomocą własnego modelu matematycznego, w którym liczba objętości skończonych była niewielka. Te nieznaczne różnice w wartościach temperatury ścianki są spowodowane różnicą w odwzorowanym modelu geometrycznym przegrzewacza. Uproszczony model geometryczny z zastosowaniem BMES pozwala na przeprowadzanie obliczeń w stanach nieustalonych, przy krótkich czasach obliczeniowych.

Literatura

- [1] Gnielinski V.: On heat transfer in tubes, Int. J. Heat Mass Transfer, 63 (2013), 134-140.
- [2] Pich R., EVT: Werkstoffkennwerte, Stuttgart 1980.
- [3] Star-CCM+ software: User Guide, Computational Dynamics Ltd, London 2011.
- [4] Taler D.: Experimental determination of correlations for mean heat transfer coefficients in plate fin and tube heat exchangers, Arch. Thermodyn., 33 (2012), 1-24
- [5] Taler D., Korzeń A., Madejski P.: Wyznaczanie temperatury rur w grodziowym przegrzewaczu pary w kotle fluidalnym, Rynek Energii, 93 (2011), 56-60.
- [6] Taler J., Duda P.: Solving Direct and Inverse Heat Conduction Problems, Springer, Berlin 2006.
- [7] VDI Heat Atlas, 2nd Ed., VDI-Springer, Berlin 2010.

MODELING OF THE STEADY-STATE THERMAL AND FLOW PROCESSES IN STEAM SUPERHEATER OF FLUIDIZED BOILER

Summary

The paper presents the results of computational steady-state simulations of the superheater. Analyzed superheater is characterized by complex shape of cross-section of tubes and is used in boilers with circulating fluidized (CFD). During the thermal and flow calculations of the superheater with a complex cross-section shape, the temperature distribution of the material need to be determined over the entire length of the superheater. To perform the calculations of superheater operation in the steady state was created its own mathematical model, prepared in Fortran language, which the results were compared with the results obtained in the Star-CCM + software. In this model, to solve the equation of heat conduction was applied the balance finite element method, which allows for the accurate determination of the temperature distribution using a small number of grid cells. To determine the properties of flowing steam the explicit finite difference method was applied. The results obtained by the own model compared with the results obtained by CFD modeling show very good agreement.

Keywords: steam boiler, temperature field, computational fluid dynamics, balance finite element method

DOI: 10.7862/rm.2015.17

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 21.01.2015 r.

Robert ZARZYCKI¹
Marcin PANOWSKI²

KONCEPCJA ZABUDOWY ABSORPCYJNEJ POMPY CIEPŁA W UKŁADZIE BLOKU PAROWEGO

W pracy przedstawiono koncepcję zabudowy absorpcyjnej pompy ciepła w układzie nadkrytycznego bloku parowego, mającej na celu jego ucieplnienie. Zaproponowana koncepcja została poddana analizie symulacyjnej, którą zrealizowano z wykorzystaniem środowiska IPSEpro firmy SimTech. W pracy dokonano integracji absorpcyjnej pompy ciepła z układem bloku parowego, a analiza wykazała duży potencjał tego rozwiązania. Wynika z niej, że zabudowa pompy ciepła pozwala na znaczące oszczędności paliwa oraz wyraźne ograniczenie emisji dwutlenku węgla. Ponadto zastosowanie absorpcyjnej pompy ciepła pozwala ograniczyć negatywny, ze względu na produkcję energii elektrycznej, wpływ ucieplnienia bloku. Przeprowadzone obliczenia symulacyjne pozwoliły na ustalenie i porównanie wskaźników sprawności elektrycznej brutto oraz sprawności w kogeneracji dla układu z wymiennikiem ciepła i absorpcyjną pompą ciepła.

Słowa kluczowe: kogeneracja, modelowanie obiegów cieplnych, symulacje numeryczne, absorpcyjne pompy ciepła

1. Wstęp

Paliwa kopalne w postaci węgla kamiennego i brunatnego stanowią podstawowe źródło energii w polskiej energetyce zawodowej. W kotłach energetycznych następuje proces ich spalania, w wyniku czego jest uzyskiwana para na potrzeby produkcji energii elektrycznej oraz gorąca woda na cele grzewcze. Realizacja procesu przygotowania ciepła na cele grzewcze odbywa się w ciepłowniach, elektrociepłowniach lub elektrowniach wyposażonych w odpowiednie upusty pary i instalacje wymienników ciepła. Praca ciepłowni wytwarzających jedynie ciepło ma charakter sezonowy i zależy głównie od warunków otoczenia, a ich sprawność waha się w granicach od 60 do 90%. Jednocześnie produkcję ciepła i energii elektrycznej umożliwiają układy elektrociepłowni, np. z turbinami przeciwprężnymi, których sprawność dochodzi do 85-90%. W więk-

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Robert Zarzycki, Politechnika Częstochowska, ul. Brzeźnicka 60a, 42-200 Częstochowa, tel.: (34) 3257334, e-mail: zarzycki@is.pcz.czest.pl.

² Marcin Panowski, Politechnika Częstochowska, e-mail: mpanowski@is.pcz.czest.pl.

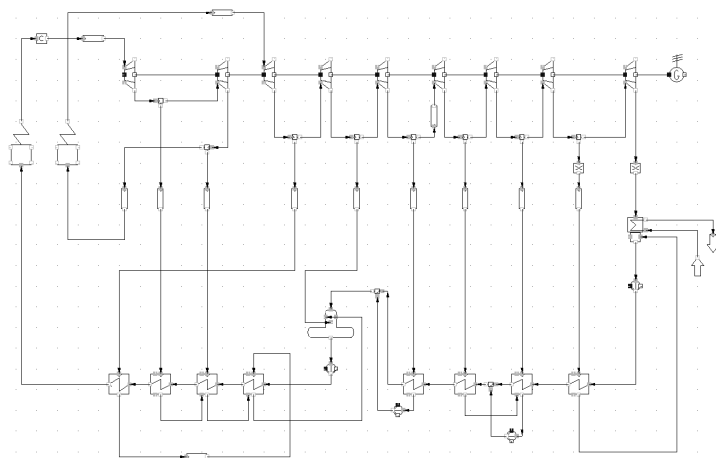
szości przypadków zapotrzebowanie na energię elektryczną oraz ciepło są od siebie niezależne. Układ skojarzonej produkcji obu nośników energii z turbiną przeciwnprężną, słuszny ze względów energetycznych, posiada jednak podstawową wadę, którą jest związanie produkcji energii elektrycznej z produkcją ciepła.

W przypadku bloków elektrowni parowych, których moce w polskim systemie energetycznym osiągają poziom 900 MWe, a sprawność zbliża się do poziomu 50% brutto, znacząca część energii w postaci ciepła niskotemperaturowego jest bezpowrotnie tracona do otoczenia. Pomimo rozwoju coraz to doskonalszych procesów konwersji energii chemicznej w elektryczną w elektrowniach parowych, ze względu na ograniczenia natury termodynamicznej nie jest możliwe wyeliminowanie utraty do otoczenia ciepła chłodzenia. Bezpośrednie wykorzystanie tego ciepła do celów grzewczych czy technologicznych jest także niemożliwe ze względu na jego niską temperaturę.

W pracy przedstawiono propozycję wykorzystania ciepła odpadowego na potrzeby zasilania sieci ciepłowniczej z wykorzystaniem absorpcyjnej pompy ciepła. Takie rozwiązanie pozwala na ucieplwienie bloku parowego przy możliwie małym jego negatywnym wpływie na produkcję energii elektrycznej.

2. Kondensacyjny blok parowy

W niniejszej pracy rozważono koncepcję zabudowy absorpcyjnej pompy ciepła w układzie nadkrytycznego bloku parowego o mocy 900 MWe, dla którego na etapie projektu nie przewidziano możliwości ucieplwienia. Schemat bloku przedstawiono na rys. 1.



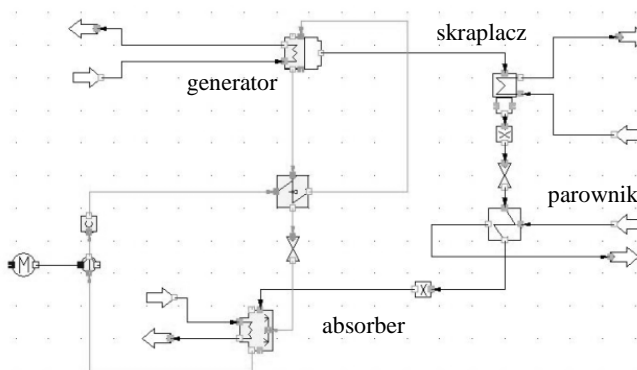
Rys. 1. Schemat nadkrytycznego bloku parowego o mocy 900 MWe

Fig. 1. The scheme of 900 MWe supercritical steam power unit

Podstawowe parametry analizowanego bloku to ciśnienie i temperatura pary świeżej, wynoszące odpowiednio 30 MPa i 650°C, natomiast w przypadku pary wtórnej odpowiednio 6 MPa i 670°C. Sprawność brutto bloku wynosi 49,04%. W nominalnych warunkach eksploatacyjnych do otoczenia wyprawadzany jest z chłodni strumień ciepła w ilości ok. 850 MW_t, a parametry wody chłodzącej na wylocie i wlocie do skraplacza wynoszą odpowiednio 29,5 oraz 18,5°C. W celu umożliwienia produkcji ciepła na potrzeby grzewcze konieczny jest pobór pary z jednego z upustów turbiny na potrzeby zasilania wymiennika ciepłowniczego. W tym przypadku należy się spodziewać, że nastąpi spadek mocy elektrycznej bloku proporcjonalny do strumienia pary pobieranej na cele ciepłownicze.

3. Absorpcyjna pompa ciepła

Urządzenia wymuszające przepływ ciepła z obszaru o niższej temperaturze do obszaru o temperaturze wyższej są nazywane pompami ciepła. Aby możliwy był transport ciepła, konieczne jest dostarczenie energii z zewnątrz do realizacji tego procesu. W technice można spotkać wiele różnych konstrukcji pomp ciepła. Głównymi typami są: pompy sprężarkowe, adsorpcyjne i absorpcyjne. Istotą absorpcyjnych pomp ciepła (APC) jest odzysk ciepła niskotemperaturowego, które wraz z ciepłem wysokotemperaturowym, np. w postaci gorącej wody, pary lub spalin, pozwala wytworzyć ciepło użyteczne, m.in. do celów grzewczych bądź technologicznych. W układzie urządzenia APC czynnikiem roboczym może być roztwór amoniaku i wody lub roztwór wodny bromku litu (LiBr). Schemat takiej pompy ciepła, opartej na wodnym roztworze bromku litu, opracowany w środowisku IPSEpro przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Model symulacyjny bromowo-litowej absorpcyjnej pompy ciepła

Fig. 2. Simulation model of bromine-lithium absorption heat pump

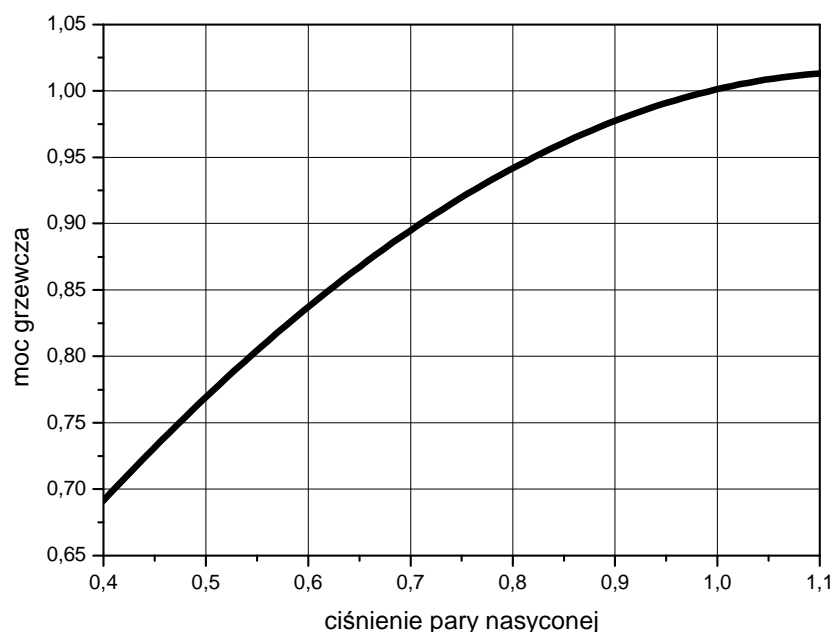
W generatorze APC kosztem ciepła dostarczonego w postaci pary (z upustu turbiny) następuje odparowanie pary wodnej z rozcieńczonego roztworu bromku litu i wody. Odparowanie w generatorze jest możliwe dzięki ciśnieniu znacząco niższemu od atmosferycznego. Odparowana czysta para wodna przechodzi do skraplacza i zostaje skondensowana, oddając ciepło przez przeponowy wymiennik. Uzyskana w ten sposób woda stanowiąca czynnik roboczy jest podawana przez układ dławiący do parownika, gdzie odparowując na wymienniku przeponowym w warunkach wysokiej próżni, odbiera ciepło nieużyteczne, niskotemperaturowe z dolnego źródła. Podczas odbioru ciepła woda wrze. Powstała w parowniku para wodna jest następnie pochłaniana w absorberze przez roztwór stężony bromku litu, z którego wcześniej w generatorze odparowała, utrzymując w ten sposób wysoką próżnię w urządzeniu, a więc i niską temperaturę wrzenia w parowniku. Proces absorpcji jest silnie egzotermiczny, dlatego też jest wymagany odbiór znaczącej ilości ciepła przez wymiennik przeponowy, co stanowi dodatkowe źródło energii oraz pierwszy stopień podgrzewu wody wlotowej. Stężony roztwór, pochłaniając parę, rozcieńcza się, a następnie jest przetłaczany przez pompę z powrotem do generatora, gdzie woda z roztworu zostaje odparowana, stężony roztwór zostaje przepompowany do absorbera i cykl się powtarza.

Najnowsze konstrukcje APC charakteryzują się efektywnością cieplną (COP) na poziomie 1.6-2.1, w zależności od parametrów pracy i konstrukcji [1]. Praca pompy ciepła jest także uwarunkowana wieloma charakterystykami, np. mocą grzewczą uzależnioną od ciśnienia pary zasilającej generator (rys. 3.), temperatury wody gorącej zasilającej skraplacz czy temperatury źródła niskotemperaturowego zasilającego parownik. Dysponując parametrami nominalnymi pracy APC oraz charakterystykami względnymi zmienności głównych parametrów (rys. 3.), można opracować wiarygodny model symulacyjny jednostki APC i zintegrować go z modelem symulacyjnym bloku parowego.

4. Obliczenia bloku parowego zintegrowanego z absorpcyjną pompą ciepła

Proces obliczeń termodynamicznych bloku parowego zintegrowanego z APC zrealizowano z wykorzystaniem oprogramowania symulacyjnego IPSEpro, które znajduje zastosowanie podczas modelowania różnego typu systemów energetycznych. Wiarygodność wyników uzyskiwanych dzięki zastosowaniu tego narzędzia przy odwzorowywaniu rzeczywistych obiektów energetycznych została wielokrotnie sprawdzona i potwierdzona [2, 3]. W niniejszej pracy założono, że blok zostanie ucieploniony mocą 100 MWt. Na potrzeby realizacji tego zadania została dobrana bromowo-litowa pompa ciepła o mocy nominalnej 35 MWt. Przewidziano zabudowę trzech takich jednostek. Pompa ta w warunkach nominalnych pozwala na współpracę z siecią cieplną o parametrach 50/88°C, przy wykorzystaniu jako dolnego źródła ciepła wody chłodzącej skraplacz turbiny, o średniej rocznej temperaturze 29°C. Jako źródło energii do

napędu pompy ciepła jest wymagana para nasycona o ciśnieniu 0,5 MPa, której dopuszczalna temperatura (z przyczyn technologicznych) nie może przekraczać 180°C. Przyjęta do rozważań pompa ciepła charakteryzuje się wysoką wartością COP, równą 2.



Rys. 3. Względna charakterystyka mocy cieplnej APC

Fig. 3. Relative characteristic of AHP thermal power

Integracja APC z blokiem parowym wymaga poboru pary z upustu turbiny, której ciśnienie jest najbliższe wymaganemu przez APC w warunkach nominalnych. W przypadku gdy pobierana z upustu para jest parą przegrzaną i posiada temperaturę wyższą od dopuszczalnej, konieczne jest jej wstępne przygotowanie przez wtrysk wody, np. ze zbiornika wody zasilającej w celu osiągnięcia stanu jej nasycenia. W analizowanym przypadku para pobierana z V upustu o parametrach 0,58 MPa i temperaturze 317°C jest parą przegrzaną. W tym przypadku zastosowano wtrysk wody z odgazowywacza o temperaturze 186°C, co pozwoliło na przygotowanie pary mokrej na potrzeby APC o temperaturze 157,5°C.

Praca pompy ciepła jest związana z wykorzystaniem niskotemperaturowego ciepła odpadowego, a zysk wynikający z zastosowania APC wiąże się ze zwiększeniem sprawności wytwarzania energii elektrycznej i ciepła w porównaniu z klasycznym przypadkiem ucieplnienia bloku parowego wymiennikiem ciepła zasilanym bezpośrednio parą z upustu. W przypadku zabudowy APC

w układzie bloku parowego strumień pary niezbędny do uzyskania wymaganej mocy cieplowniczej jest w analizowanym przypadku dwukrotnie niższy niż w klasycznym układzie z wymiennikiem ciepła, co prowadzi bezpośrednio do poprawy sprawności produkcji energii elektrycznej w tak skonfigurowanym układzie skojarzonym. W przypadku zastosowanej pompy ciepła o COP równym 2 urządzenie poza jednostką dostarczonej energii w postaci pary nasyconej dodatkowo odzyskuje jednostkę niskotemperaturowego ciepła odpadowego, które w innym przypadku byłoby skierowane przykładowo do chłodni kominowej. W ten sposób przy poborze jednostki ciepła z upustu turbiny są produkowane dwie jednostki ciepła na potrzeby grzewcze lub cele technologiczne. Wynika z tego, że moc pompy ciepła jest proporcjonalna do ilości energii pobranej z upustu turbiny i strumienia ciepła odzyskiwanego z wody chłodzącej opuszczającej skraplacz.

Przedstawiona propozycja integracji APC z układem bloku parowego pozwala na osiągnięcie wymiernych korzyści, które zależą głównie od mocy zabudowanej APC i ciepła przekazanego do celów grzewczych lub technologicznych. Zakładając moc pompy równą 100 MWt i jej czas pracy z tą mocą w ciągu roku na poziomie 4380 godzin, można odzyskać 788,4 TJ ciepła odpadowego niskotemperaturowego. Tę ilość ciepła da się przeliczyć bezpośrednio na oszczędność paliwa. W przypadku opalania bloku parowego o mocy 900 MWe węglem kamiennym o wartości opałowej 23 MJ/kg lub węglem brunatnym o wartości opałowej 7,75 MJ/kg można się spodziewać oszczędności paliwa odpowiednio 36 500 i 113 000 Mg rocznie. Oszczędności te można bezpośrednio przełożyć na zmniejszenie emisji CO₂ do atmosfery o odpowiednio 79 500 Mg i 95 000 Mg rocznie.

Oprócz wspomnianych korzyści należy także uwzględnić wpływ ucieplwienia na moc maksymalną bloku. W przypadku zabudowy klasycznego wymiennika ciepła o mocy nominalnej 100 MWt do jego zasilania jest wymagany strumień pary, który ogranicza możliwości produkcyjne bloku przy maksymalnej mocy cieplowniczej do 875,2 MWe. Z kolei w przypadku zabudowy APC w układzie bloku parowego jest wymagany o połowę mniejszy strumień pary, co w mniejszym stopniu ogranicza możliwości produkcyjne energii elektrycznej i pozwala na produkcję z mocą ok. 887,6 MWe. W przypadku elektrowni zawodowych ze względu na ekonomię istotne są możliwości produkcji energii elektrycznej i każda ingerencja w te możliwości może mieć wpływ na wynik finansowy. Jednak przy zabudowie w układzie bloku APC i produkcji ciepła na potrzeby grzewcze lub technologiczne możliwe staje się utrzymanie potencjału produkcyjnego energii elektrycznej. Wiąże się to z tym, że ilość pary pobieranej przez APC na potrzeby produkcji ciepła jest dwukrotnie niższa niż w przypadku klasycznego wymiennika ciepła. Z tego też względu nieznaczne zwiększenie strumienia pary świeżej produkowanej w kotle (w analizowanym przypadku o 1,4% powyżej nominalnego) może rekompensować strumień pary pobieranej przez APC. W przypadku układu z wymiennikiem ciepła istniałaby konieczność

dwukrotnego zwiększenia strumienia pary w porównaniu z układem z APC, co może być trudne ze względu na ograniczenia techniczne kotła i turbiny.

Istotnym parametrem przemawiającym za celowością zabudowy APC w układach bloków parowych w celu ich uciepłownienia jest sprawność tych układów. W przypadku analizowanego bloku parowego bez uciepłownienia sprawność wytwarzania energii elektrycznej brutto wynosi 49,04%. W przypadku uciepłownienia bloku wymiennikiem ciepła o mocy 100 MWt sprawność ta spada do poziomu 47,69%, wzrasta natomiast znacząco sprawność w skojarzeniu – do poziomu 53,14%. Zabudowa APC o mocy 100 MWt pozwala na osiągnięcie sprawności układu skojarzonego na poziomie jeszcze wyższym: 53,81% przy sprawności elektrycznej na poziomie 48,36%. Należy jednak podkreślić, że przedstawione wartości zależą od mocy uciepłownienia bloku, która w tym przypadku stanowi jedynie ok. 11% mocy elektrycznej.

Mając na uwadze proces odzysku ciepła z układu chłodzenia za pomocą APC, można ograniczyć obciążanie cieplne chłodni kominowej, co przekłada się bezpośrednio na straty wody. Z drugiej strony zastosowanie APC pozwala w pewnym stopniu na obniżenie temperatury wody zasilającej skraplacz, a tym samym obniżenie ciśnienia w skraplaczu, co wpływa także bezpośrednio na wzrost sprawności bloku parowego.

5. Podsumowanie

Przedstawiona propozycja zabudowy absorpcyjnej pompy ciepła w układzie bloku parowego pozwala na jego uciepłownienie przy minimalizacji negatywnych wpływów tego przedsięwzięcia. Jak wykazano, zabudowa APC pozwala na znaczące oszczędności paliwa oraz ograniczenie emisji CO₂ do atmosfery. W przypadku oszczędności paliwa należy także pamiętać o innych korzyściach, takich jak: mniejsze zużycie sorbentu, mniejsza ilość popiołów, mniejsze straty wody w chłodni kominowej itp.

Oprócz wspomnianych aspektów należy się spodziewać korzyści finansowych z zabudowy APC, z możliwością większej produkcji energii elektrycznej niż w przypadku zabudowy klasycznego wymiennika ciepła.

Podziękowanie

Przedstawione w artykule wyniki zostały uzyskane w badaniach współfinansowanych przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach umowy SP/E/1/67484/10 – Strategiczny Program Badawczy – Zaawansowane technologie pozyskiwania energii: Opracowanie technologii dla wysokosprawnych „zero-emisyjnych” bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO₂ ze spalin.

Literatura

[1] http://www.shuangliang.com/eng/product_show.asp?PID=42&BigID=24.

- [2] Panowski M.: Modelowanie i optymalizacja skojarzonego obiegu siłowni parowej, rozprawa doktorska, Częstochowa 2006.
- [3] Skibiński N.: Optymalizacja termoeconomiczna obiegu cieplnego siłowni energetycznej z wykorzystaniem algorytmów genetycznych, rozprawa doktorska, Częstochowa 2008.

THE CONCEPT OF IMPLEMENTATION OF ABSORPTION HEAT PUMP INTO THE STEAM POWER UNIT

Summary

The paper presents concept of implementation of absorption heat pump into the supercritical steam power plant for additional heat production. Proposed concept was analysed based on numerical simulations that was realised with use of SimTech IPSEpro computer program. The integration of absorption heat pump and supercritical steam power unit was carried out. The results of analysis showed some advantages of such system. Furthermore, potential of fuel consumption savings that also causes significant reduction of carbon dioxide emission is found. Implementation of absorption heat pump allows to decrease negative impact of additional heat production on electricity generation in cogeneration system. The performed calculations allowed the assessment and comparison of basic coefficients such as gross electricity generation efficiency and efficiency of cogeneration system for power unit with conventional heat exchanger and absorption heat pump.

Keywords: cogeneration, thermal cycle modelling, numerical simulations, absorption heat pump

DOI: 10.7862/rm.2015.18

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 21.02.2015 r.

Jerzy ZOŃ¹
Zbigniew GNUTEK²

NOWE MATERIAŁY I PROCESY W KONWERSJI ORAZ PRZECHOWYWANIU ENERGII – WYBRANE ZAGADNIENIA

Na podstawie studiów literaturowych wybrano i przytoczono przykłady obecnie stosowanych technologii i materiałów do konwersji oraz przechowywania energii. Mając na uwadze z jednej strony rosnące zapotrzebowanie na energię, z drugiej zaś bogactwa naturalne oraz warunki klimatyczne, wybrano kilka zagadnień, dla których w zarysie przedstawiono obecny stan badań oraz podano literaturę. Studia literaturowe przeprowadzono, opierając się na bazach danych *SciFinder* i *Current Contents*, w perspektywie ostatnich czterech lat. Tylko w wyjątkowych przypadkach sięgano do starszej literatury.

Słowa kluczowe: węgiel brunatny, naturalny gaz ziemny, wodór jako paliwo, organiczny cykl Rankine'a, konwersja energii, magazynowanie energii

1. Wstęp

Autorzy pracy objęli przeglądem następujące paliwa węglowe: węgiel brunatny, gaz ziemny oraz alternatywne paliwa do silników spalinowych. Na kształt tego rozdziału miał wpływ artykuł pod redakcją prof. J.M. Tobina (Northwestern University, Evanston, USA) [1]. Dokumentował on dyskusję, która się odbyła w Santa Fe (stan Nowy Meksyk, USA) w 1999 r., w gronie naukowców z doświadczeniem akademickim i przemysłowym nad badaniami przemian węgla w obecności katalizatorów. W spotkaniu brali również udział reprezentanci różnych dziedzin nauk podstawowych oraz politycy. Zestaw zagadnień, które poddano dyskusji, proponując pewne rozwiązania na najwyższym obecnie poziomie naukowym, obejmował:

- wytwarzanie i zastosowanie wodoru,
- aktywację i zastosowanie niskocząsteczkowych węglowodorów,
- aktywację i zastosowanie ditlenku węgla,

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Jerzy Zoń, Politechnika Wroclawska, Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław, tel.: (71) 3203910, e-mail: jerzy.zon@pwr.edu.pl.

² Zbigniew Gnutek, Politechnika Wroclawska, e-mail: zbigniew.gnutek@pwr.edu.pl.

- nowe kierunki badań nad katalizą,
- katalizatory dla silników napędzających pojazdy o zwiększonej sprawności [1].

W ciągu prawie 15 lat od chwili ukazania się tego artykułu nastąpiła zmiana ważności zagadnień oraz radykalnie zmienił się stan wiedzy w poszczególnych obszarach.

Przegląd przemian, procesów i reakcji chemicznych zachodzących podczas termochemicznych transformacji stałych paliw węglowych przedstawiono w bieżącej literaturze [63, 64]. Wydaje się, że przyczyną transformacji zachodzących w różnych strefach jednego reaktora lub w różnych reaktorach są reakcje następcze zachodzące w polu temperatur i stężeń reagentów w reakcjach częściowo heterofazowych (ciało stałe–gaz), a częściowo homofazowych (gaz–gaz). Ten złożony układ może być dodatkowo komplikowany przez zastosowanie katalizatora przyspieszającego jedną reakcję chemiczną lub większą ich liczbę. Dlatego precyzyjne badanie i opis tego typu układu jest bardzo trudny i prawie zawsze wymaga uproszczenia. W celu lepszego poznania transformacji zachodzących w układzie i tym samym możliwości wywierania wpływu na transformację dąży się do oddzielnego badania jej poszczególnych etapów [63, 64].

2. Węgiel brunatny

Zagadnieniu reagowania lotnych składników z pozostałością po odgazowaniu paliwa i wpływu tego procesu na pirolizę lub gazyfikację niskogatunkowych paliw węglowych poświęcono artykuł przeglądowy [30]. W innym artykule zostały omówione sposoby suszenia niskogatunkowych paliw węglowych [43]. W tym miejscu warto wspomnieć o publikacji, w której zaproponowano klasyfikację niskogatunkowych paliw, ułatwiającą podjęcie decyzji o sposobie wykorzystania paliwa [5]. Przedmiotem przeglądu literaturowego była woda zawarta w niskogatunkowych węglach, z uwzględnieniem jej rodzaju, oddziaływania ze strukturą paliwa i wpływu na proces transformacji w wyższych temperaturach [61]. Kolejny artykuł dotyczył właściwości węgla brunatnego z różnych złóż w Stanie Wiktorii w Australii, istotnych z punktu widzenia sekwestracji ditlenku węgla [45]. Badano emisję metali podczas spalania karbonizatów w atmosferze tlenu lub powietrza, otrzymanych w wyniku pirolizy dwóch gatunków węgla brunatnego [33]. Nie stwierdzono istotnej różnicy w emisji pierwiastków między różnymi sposobami spalania. Wyniki badania mechanizmu samozapłonu niskogatunkowych węgli przedstawiono w innej publikacji [18].

Kolejna spośród wybranych prac dotyczyła wpływu rozmiaru ziarna węgla brunatnego na właściwości mechaniczne karbonizatu [65]. Do zagadnień badanych eksperymentalnie w instalacjach pilotażowych należy spalanie węgla brunatnego w atmosferze mieszaniny tlen–ditlenek węgla [10, 11]. W monografii [16] szeroko omówiono podstawy oraz rodzaje technologii spalania w pętli

węgla. Systemy spalania w pętli chemicznej przebiegają w dwóch reaktorach: powietrznym oraz paliwowym. Paliwo jest wprowadzane do reaktora paliwowego, w którym reaguje z nośnikiem tlenu w formie utlenionej (np. tlenek żelaza(III) Fe_2O_3). Strumień gazu opuszczającego reaktor paliwowy składa się z ditlenku węgla i pary wodnej. Po kondensacji pary wodnej uzyskuje się skoncentrowany strumień ditlenku węgla. Zredukowany nośnik tlenu (np. tlenek żelaza(II,III) Fe_3O_4) jest kierowany do reaktora powietrznego, gdzie następuje ponowne utlenienie nośnika powietrzem (np. do tlenku żelaza(III) Fe_2O_3), a następnie zawrót do reaktora paliwowego. Strumień gazu opuszczającego reaktor powietrzny składa się głównie z azotu oraz nieprzereagowanego tlenu. Całkowita ilość ciepła wydzielonego w trakcie procesu jest identyczna z ilością ciepła wydzielonego w trakcie normalnego spalania paliwa w atmosferze powietrza lub tlenu. Gazyfikacja węgla brunatnego lub alternatywnego paliwa stałego w reaktorze paliwowym, w temperaturze ok. 1000 K, może zachodzić w obecności nośnika tlenu, takiego jak hematyt [37], który jest minerałem lub handlowego tlenku żelaza (III) [51]. W badaniach przeprowadzonych z nośnikiem tlenu zawierającym żelazo, otrzymanym jako odpad w produkcji boksytu, ilość uwalnianej rtęci, głównie w postaci rtęci metalicznej, zależy od temperatury reaktora i zawartości rtęci w paliwie [38].

3. Naturalny gaz ziemny

Przedmiotem artykułu przeglądowego [23] są: transport, dystrybucja i wykorzystanie ciekłego gazu ziemnego. Omówiono procesy od skraplania poprzez przemianę do fazy gazowej, aż do spalania u odbiorcy oraz antycypowane kierunki rozwoju i zagrożenia mogące się pojawić podczas eksploatacji według tej technologii. W artykułach wstępnych [6, 14] w dwóch czasopismach, w których opublikowano materiały z 10. Sympozjum Konwersji Gazu Naturalnego (NGCS-10, Doha, Katar, 2013), przedstawiono w sposób syntetyczny postępy w tej dziedzinie. W 41 artykułach opublikowanych w czasopismach *Catalysis Today* (vol. 228) i *Industrial & Engineering Chemistry Research* (vol. 53, z. 5) zaprezentowano postępy w konwersji gazu ziemnego. Jako przykład wybrano jedną publikację z tych materiałów, opisującą wyniki badań nad spalaniem metanu w pętli z użyciem nośnika tlenu [4]. W innym artykule przedstawiono obliczone parametry modelowanej turbiny gazowej, przy zastosowaniu modelu reaktora *Aspen RGibbs*. Czynnikiem termodynamicznym był metan, spalany w dużym nadmiarze powietrza [34]. Parametrem limitującym pracę układu była maksymalna temperatura zespołu komory spalania.

Ostatnio zostały opublikowane wyniki eksperymentalne współspalania słomy ryżowej w gazie ziemnym, w złożu fluidalnym, w atmosferze powietrza [42]. W badaniach wykorzystano palnik nowszej konstrukcji. Osiągnięto wyższą temperaturę w komorze spalania, która wpłynęła pozytywnie na spadek emisji tlenku węgla i zmniejszyła straty węgla. W innej publikacji badano wpływ

udziału tlenu w powietrzu oraz dodatku ditlenku węgla na spalanie gazu naturalnego oraz skład spalin [28].

4. Alternatywne paliwa do silników spalinowych

Ostatnio ukazał się artykuł przeglądowy podsumowujący dotychczasowe osiągnięcia w dziedzinie wytwarzania i wykorzystania paliw gazowych ze źródeł odnawialnych [59]. Można stwierdzić, że w przyszłości potrzebne będą długotrwałe badania pracy silników zasilanych tego typu paliwami oraz zmiany w ustawieniu zapłonu przy zmianie składu paliwa. Przed projektantami i konstruktorami prototypów nowej generacji silników Diesla zasilanych mieszaniną powietrza i wodoru lub powietrza i gazu ziemnego, a następnie ich sprężania aż do wystąpienia samozapłonu, stoi wiele wyzwań [21]. Spośród nich można wymienić: kontrolę samozapłonu paliwa, odprowadzenie ciepła przy większych mocach czy spełnienie limitów emisji szkodliwych składników spalin. W projektowaniu bardzo pomocne są metody numeryczne, które mogą zredukować liczbę koniecznych doświadczeń w celu konstrukcji prototypu. Ostatnio ukazała się praca przeglądowa na temat ewolucji biopaliw ciekłych i gazowych do silników Diesla [12]. Biopaliwa czwartej generacji, wykorzystujące analizę i wcześniejsze osiągnięcia technologiczne, pozwolą obniżyć koszt jednostkowy paliwa (głównie podyktowany wysokimi kosztami inwestycyjnymi) oraz umożliwią większą wydajność przekształcania surowców odnawialnych w biopaliwo.

Następny artykuł przeglądowy przedstawia i objaśnia podstawy fizyczne braku odporności paliwa biodiesla na utlenianie oraz proponuje sposób zapobiegania utlenianiu paliwa przez dodatek antyutleniaczy [58]. Przegląd technologii wytwarzania bioetanolu z różnych surowców oraz jego rola w bilansie paliw to temat innego artykułu [56]. Przedmiotem badań było również porównanie sprawności termicznej i objętościowej oraz map emisji składników spalin w silniku Diesla zasilanym komercyjnym paliwem, mieszaniną dwuskładnikową paliw (paliwo diesel–naturalny gaz) oraz mieszaniną trójskładnikową paliw (paliwo diesel–naturalny gaz–paliwo biodiesel) [56].

5. Wodór jako paliwo

Wodór jest szczególnym paliwem ze względu na produkt spalania. Z tego powodu istnieje duże zainteresowanie sposobami wytwarzania wodoru jako nośnika energii (33,3 kWh/kg). Ostatnio ukazała się monografia obejmująca wytwarzanie, przechowywanie i zastosowanie wodoru [62]. W skali przemysłowej największe ilości wodoru otrzymuje się w wyniku konwersji gazu ziemnego [4, 6] w obecności pary wodnej i katalizatora. Obserwuje się postępy w technologii konwersji różnych surowców [13, 55] i metanolu [26] do wodoru, ale największe zainteresowanie w ostatnich latach wzbudza otrzymywanie wodoru na drodze fotokatalitycznego rozkładu wody z zastosowaniem odnawialnej energii

słonecznej [9, 22, 25]. W ocenie autorów najlepszym źródłem informacji na temat postępów w przechowywaniu wodoru jest monografia [62]. Z przeglądu dotyczącego zastosowania węgla aktywnych do przechowywania energii można się dowiedzieć o problemach związanych z dokładnymi i powtarzalnymi pomiarami adsorpcji wodoru na nośniku stałym [52]. Pewną nadzieję w dalszym rozwoju materiałów do adsorpcji wodoru stwarzają porowate materiały krystaliczne, ściślej – sieci hybrydowe zbudowane z jonów metali i związków organicznych, oznaczane akronimem MOF [60].

6. Organiczny cykl Rankine’a

Niedawno ukazał się przegląd termodynamicznych cykli i roboczych czynników, które są proponowane do zagospodarowania ciepła odpadowego [8]. Różne zastosowania organicznego cyklu Rankine’a (ORC) zagospodarowujące niskotemperaturowe ciepło przedstawiono w artykule [53]. W kolejnych publikacjach zostały omówione czynniki robocze i wybór ekspandera [2] oraz techniczno-ekonomiczna analiza [48] dla ORC. Zwrócono uwagę na potencjał płynący z zagospodarowania odpadowej energii cieplnej silników spalinowych [50], która stanowi energię równoważną około 50% energii zawartej w użytym paliwie. Wstępne wyniki eksperymentalne z instalacji laboratoryjnej oraz opis termodynamiczny mikro- i makroukładów ORC z zastosowaniem łopatkowego ekspandera opisano w pracy [19].

7. Wybrane przykłady konwersji energii

W bieżącej literaturze w dyscyplinach „termodynamika” i „energia” ukazują się publikacje opisujące nowe procesy – najczęściej znane, ale w nowy sposób zintegrowane – oraz nowe materiały. Doniesienia te pozwalają na proponowanie nowych rozwiązań dotychczasowych problemów. Dalej przytoczono kilka przykładów z literatury. Idea bezpośredniej zamiany fotonu światła słonecznego w prąd elektryczny lub w nośnik energii jest prawdopodobnie największym wyzwaniem naukowym i technologicznym naszych czasów [41]. Szczególne urządzenie polifunkcyjne, w skrócie opisywane jako „sztuczny liść”, jest przykładem realizacji tego typu zamierzeń [27]. Choć prace badawcze nad obecnymi na rynku wodorowymi ogniwami paliwowymi nie są zakończone, to podjęcie badań nad rozwojem idei ognia paliwowego zasilanego węglem brunatnym jest interesujące [49]. Realizowane są również badania materiałowe nad nowymi krystalicznymi ciałami stałymi typu MOF, posiadającymi zdolność przewodzenia protonów w podwyższonej temperaturze [3]. Projektowanie i konstrukcja magnesów nadprzewodzących będących źródłem bardzo silnych pól magnetycznych jest również aktualnym wyzwaniem [36, 47]. Zaproponowano nowy sposób zagospodarowywania niskotemperaturowego ciepła, wykorzystując do tego celu ogniwo termogalwaniczne [29]. Zainteresowanie mogą wzbudzić wyniki

otrzymane dla prototypu ulepszanego płaskiego kolektora po zastosowaniu nowych materiałów [17].

8. Przechowywanie energii

Na temat magazynowania różnych form energii ukazał się artykuł przeglądowy [35]. Ukazały się także artykuły przeglądowe w obszarach przechowywania poszczególnych form energii: termicznej [40, 44, 46, 54, 57], elektrycznej [20] oraz chemicznej [15, 39, 62]. W innej publikacji [7] zwrócono uwagę na możliwość oszczędności energii elektrycznej, analizując przypadek akumulacji energii hamowania tramwaju. Opisano także zintegrowany układ do magazynowania energii oparty na termochemicznej sorpcji ciało stałe–gaz [32].

9. Podsumowanie

Autorzy są przekonani, że zgromadzona literatura i szczegółowa analiza stanów badań w poszczególnych obszarach badawczych pozwoli na przygotowanie projektów badawczych dotyczących zaawansowanych technologii w energetyce i w konsekwencji na skonstruowanie oraz zbudowanie nowego urządzenia prototypowego.

Literatura

- [1] Arakawa H. et al.: Catalysis research of relevance to carbon management: Progress, Challenges, and Opportunities, *Chem. Rev.*, 101 (2000), 953-996.
- [2] Bao J., Zhao L.: A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 24 (2013), 325-342.
- [3] Bazaga-Garcia M., Colodrero R.M.P., Papadaki M., Garczarek P., Zoń J., Olivera-Pastor P., Losilla E.R., León-Reina L., Aranda M.A.G., Choquesillo-Lazarte D., Demadis K.D., Cabeza A.: Guest molecule-responsive functional calcium phosphate frameworks for tuned proton conductivity, *J. Am. Chem. Soc.*, 136 (2014), 5731-5739.
- [4] Bhavsar S., Najera M., Solunke R., Veser G.: Chemical looping: To combustion and beyond, *Catalysis Today*, 228 (2014), 96-105.
- [5] Bielowicz B.: A new technological classification of low-rank coal on the basis of Polish deposits, *Fuel*, 96 (2012), 497-510.
- [6] Bukur D.B., Elbashir N.: Gas conversion: The clean energy of the future is the theme of NGCS-10 in Doha, Qatar, *Ind. Eng. Chem. Res.*, 53 (2014), 1719-1719.
- [7] Ceraolo M., Lutzemberger G.: Stationary and on-board storage systems to enhance energy and cost efficiency of tramways, *J. Power Sources*, 264 (2014), 128-139.
- [8] Chen H., Goswami D.Y., Stefanakos E.K.: A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 14 (2010), 3059-3067.

- [9] Chen X., Shen S., Guo L., Mao S.S.: Semiconductor-based photocatalytic hydrogen generation, *Chem. Rev.*, 110 (2010), 6503-6570.
- [10] Czakiert T., Sztekler K., Karski S., Markiewicz D., Nowak W.: Oxy-fuel circulating fluidized bed combustion in a small pilot-scale test rig, *Fuel Proc. Technol.*, 91 (2010), 1617-1623.
- [11] Czakiert T., Muskala W., Janowska S., Krawczyk G., Borecki P., Jesionowski Ł., Nowak W.: Combustible matter conversion in an oxy-fuel circulating fluidized-bed (CFB) environment, *Energy Fuels*, 26 (2012), 5437-5445.
- [12] Dutta K., Daverey A., Lin J.G.: Evolution retrospective for alternative fuels: First to fourth generation, *Renew. Energy*, 69 (2014), 114-122.
- [13] Dutta S.: A review on production, storage of hydrogen and its utilization as an energy resource, *J. Ind. Eng. Chem.*, 20 (2014), 1148-1156.
- [14] Elbashir N.O., Mirodatos C., Holmen A., Bukur D.B.: Preface. Natural gas conversion: Current status and potentials in the light of the NGCS-10, *Catalysis Today*, 228 (2014), 1-4.
- [15] Escudero-González J., López-Jiménez P.M.: Iron redox battery as electrical energy storage system in the Spanish energetic framework, *Electrical Power Energy Systems*, 61 (2014), 421-428.
- [16] Fan L.S.: *Chemical Looping Systems for Fossil Energy Conversion*, Wiley, New York 2010.
- [17] Fernández A., Dieste J.A.: Low and medium temperature solar thermal collector based in innovative materials and improved heat exchange performance, *Energy Conversion Management*, 75 (2013), 118-129.
- [18] Fujitsuka H., Ashida R., Kawase M., Miura K.: Examination of low-temperature oxidation of low-rank coals, aiming at understanding their self-ignition tendency, *Energy Fuels*, 28 (2014), 2402-2407.
- [19] Gnutek Z., Kolasiński P.: The application of rotary vane expanders in organic rankine cycle systems – thermodynamic description and experimental results, *J. Eng. Gas Turbine Power-Trans. ASME*, 135 (2013), 61-69.
- [20] Hadjipaschalis I., Poullikkas A., Efthimiou V.: Overview of current and future energy storage technologies for electric power applications, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 13 (2009), 1513-1522.
- [21] Hairuddin A.A., Yusaf T., Wandel A.P.: Experimental investigation of intake diesel aerosol fuel homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine combustion and emissions, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 32 (2014), 739-761.
- [22] Han Z., Eisenberg R.: Fuel from water: The photochemical generation of hydrogen from water, *Acc. Chem. Res.*, 2014, <http://dx.doi.org/10.10221/ar5001605>.
- [23] Ikealumba W.C., Wu H.: Some recent advances in liquefied natural gas (LNG) production, spill, dispersion, and safety, *Energy Fuels*, 28 (2014), 3556-3586.
- [24] Imran S., Emberson D.R., Diez A., Wen D.S., Crookes R.J., Korakianitis T.: Natural gas fueled compression ignition engine performance and emissions maps with diesel and RME pilot fuels, *Applied Energy*, 124 (2014), 354-365.
- [25] Ismail A.A., Bahnemann D.W.: Photochemical splitting of water for hydrogen production by photocatalysis: A review, *Solar Energy Mat. Solar Cells*, 128 (2014), 85-101.

- [26] Iulianelli A., Ribeirinha P., Mendes A., Basile A.: Methanol steam reforming for hydrogen generation via conventional and membrane reactors: A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 29 (2014), 355-368.
- [27] Joya K.S., Joya Y.F., Ocakoglu K., van de Krol R.: Water-splitting catalysis and solar fuel devices: Artificial leaves on the move, *Angew. Chem. Int. Ed.*, 52 (2013), 10426-10437.
- [28] Kalicka Z., Jerzak W., Kawecka-Cebula E.: The effect of combustion of natural gas with 21-29% O₂/CO₂?N₂ mixtures on emission of carbon monoxide, *Arch. Environ. Protection*, 39 (2013), 93-103.
- [29] Lee S.W., Yang Y., Lee H.W., Ghasemi H., Kraemer D., Chen G., Cui Y.: An electrochemical system for efficiently harvesting low-grade heat energy, *Nature Comm.*, 2014.
- [30] Li C.Z.: Importance of volatile-char interactions during the pyrolysis and gasification of low-rank fuels – A review, *Fuel*, 112 (2013), 609-623.
- [31] Li L., Wu Z., Yuan S., Zhang X.B.: Advances and challenges for flexible energy storage and conversion devices and systems, *Energy Environ. Sci.*, 7 (2014), 2101-2122.
- [32] Li T.X., Wang R.Z., Yan T., Ishugah T.F.: Integrated energy storage and energy upgrade, combined cooling and heating supply, and waste heat recovery with solid-gas thermochemical sorption heat transformer, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 76 (2014), 237-246.
- [33] Low F., De Girolamo A., Dai B.Q., Zhang L.: Emission of organically bound elements during the pyrolysis and char oxidation of lignites in air and oxyfuel combustion mode, *Energy Fuels*, 28 (2014), 4167-4176.
- [34] Luyben W.L.: Chemical process engineering principles of combustion turbines, *Energy Fuels*, 27 (2013), 6316-6321.
- [35] Mahlia T.M.I., Saktisahdan T.J., Jannifar A., Hasan M.H., Matseelar H.S.C.: A review of available methods and development on energy storage; technology update, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 33 (2014), 532-545.
- [36] Manil P., Baudouy B., Clément S., Devaux M., Durante M., Fazilleau P., Ferracin P., Fessia P., Garcia Munoz J.E., Garcia L., Gauthier R., Oberli L., Perez J.C., Pietrowicz S., Rifflet L.M., de Rijk G., Rondeaux F., Todesco E.: Development and coil fabrication test of the Nb₃Sn dipole magnet FRESCA2, *IEEE Trans. Appl. Superconduc.*, 24 (2014), 4001705.
- [37] Mendiara T., de Diego L.F., Garcia-Labiano F., Gayán P., Adánez A.A.J.: On the use of a highly reactive iron ore in Chemical Looping Combustion of different coals, *Fuel*, 126 (2014), 239-249.
- [38] Mendiara T., Izquierdo M.T., Abad A., Gayán P., Garcia-Labiano F., de Diego L.F., Adánez J.: Mercury release and speciation in chemical looping combustion of coal, *Energy Fuel*, 28 (2014), 2786-2794.
- [39] Müller K., Städter M., Rachow F., Hoffmannbeck D., Smeißer D.: Sabatier-based CO₂-methanation by catalytic conversion, *Environ. Earth Sci.*, 70 (2013), 3771-3778.
- [40] Nithyanandam K., Pitchumani R.: Design of a latent thermal energy storage system with embedded heat pipes, *Appl. Energy*, 126 (2014), 266-280.

- [41] Nozik A.J., Miller J.: Introduction to solar photon conversion, *Chem. Rev.*, 110 (2010), 6443-6445.
- [42] Okasha F., Zaater G., El-Emam S., Awad M., Zeidan E.: Co-combustion of biomass and gaseoufiguration of fluidized bed: Combustion characteristic, *Fuel*, 133 (2014), 143-152.
- [43] Osman H., Jangam S.V., Lease J.D., Mujumdar A.S.: Drying of low-rank coal (LRC) – A review of recent patents and innovations, *Drying Techn.*, 29 (2011), 1763-1783.
- [44] Pardo P., Deydier A., Anxionnaz-Minvielle Z., Rougé S., Cabassud M., Cognet P.: A review on high temperature thermochemical heat energy storage, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 32 (2014), 591-610.
- [45] Perera M.S.A., Ranjith P.G., Choi S.K., Bouazza A., Kodikara J., Airey D.: A review of coal properties pertinent to carbon dioxide sequestration in coal seams: with special reference to Victorian brown coals, *Environ. Earth Sci*, 64 (2011), 223-235.
- [46] Pielichowska K., Pielichowski K.: Phase change materials for thermal energy storage, *Progress Mat. Sci.*, 65 (2014), 67-123.
- [47] Pietrowicz S., Baudouy B.: Numerical study of the thermal behavior of an Nb₃Sn high field magnet in He II, *Cryogenics*, 53 (2013), 72-77.
- [48] Quoilin S., Van Den Broek M., Declaye S., Dewallef P., Lemort V.: Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 22 (2013), 168-186.
- [49] Rady A.C., Giddey S., Kulkarni A., Badwall S.P.S., Bhattacharya S., Ladewig B.P.: Direct carbon fuel cell operation on brown coal, *Applied Energy*, 120 (2014), 56-64.
- [50] Saidur R., Rezaei M., Muzammil W.K., Hassan M.H., Paria S., Hasanuzzaman M.: Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 16 (2012), 5649-5659.
- [51] Saucedo M.A., Lim J.Y., Dennis J.S., Scott S.A.: CO₂-gasification of lignite coal in the presence of an iron – based oxygen carrier for chemical-looping combustion, *Fuel*, 127 (2014), 186-201.
- [52] Seville M., Mokaya R.: Energy storage applications of activated carbons: supecapacitor and hydrogen storage, *Energy Environ. Sci.*, 7 (2014), 1250-1280.
- [53] Tchanche B.F., Lambrinos G., Frangoudakis A., Papadakis G.: Low-grade heat conversion into power using organic rankine cycles – A review of various applications, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 15 (2011), 3963-3979.
- [54] Tian Y., Zhao C.Y.: A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications, *Appl. Energy*, 104 (2013), 538-553.
- [55] Uddin Md. N., Wan Daud W.M.A.: Technological diversity and economics: Coupling effects on hydrogen production from biomass, *Energy Fuels*, 28 (2014), 4300-4320.
- [56] Vohra M., Manwar J., Manmode R., Padgilwar S., Patil S.: Bioethanol production: Feedstock and current technologies, *J. Environ. Chem. Eng.*, 2 (2014), 573-584.
- [57] Xu J., Wang R.Z., Li Y.: A review of available technologies for seasonal thermal energy storage, *Solar Energy*, 103 (2014), 610-638.

- [58] Yaakob Z., Narayanan B.N., Padikkaparambil S., Surya U.K., Mohammed A.P.: A review on the oxidation stability of biodiesel, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 35 (2014), 136-153.
- [59] Yaliwal V.S., Banapurmath N.R., Gireesh N.M., Tewari P.G.: Production and utilization of renewable and sustainable gaseous fuel for power generation applications: A review of literature, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 34 (2014), 608-627.
- [60] Yan Y., Yang S., Blake A.J., Schröder M.: Studies on metal-organic frameworks of Cu(II) with isophthalate linkers for hydrogen storage, *Acc. Chem Res.*, 47 (2014), 296-307.
- [61] Yu J., Tahmasebi A., Han Y., Yin F., Li X.: A review on water in low rank coals: The existence, interaction with coal structure and effects on coal utilization, *Fuel Processing Technol.*, 106 (2013), 9-20.
- [62] Zhang J., Li J., Li Y., Zhao Y.: *Hydrogen Generation, Storage and Utilization*, Wiley, New York 2014.
- [63] Zhang J., Wang Y., Dong L., Gao S., Xu G.: Decoupling gasification: approach principle and technology justification, *Energy Fuels*, 24 (2010), 6223-6232.
- [64] Zhang J., Wu R., Zhang G., Yu J., Yao C., Wang Y., Gao S., Xu G.: Technical review on thermochemical conversion based on decoupling for solid carbonaceous fuels, *Energy Fuels* 27 (2014), 1951-1966.
- [65] Zhong S., Baitalow F., Nikityuk P., Gutte H., Meyer B.: The effect of particle size on the strength parameters of German brown coal and its chars, *Fuel*, 125 (2014), 200-205.

NEW MATERIALS AND PROCESSES IN CONVERSION AND STORAGE OF ENERGY – SELECTED PROBLEMS

Summary

On the basis of literature studies the examples of currently used technologies and materials for energy conversion and storage were selected and described. Taking into consideration increasing domestic demand for energy, limited resources and climate conditions, authors have presented several energy conversion and storage related topics. Literature studies were carried out on the basis of databases SciFinder and *Current Contents* in perspective past four years. Only in exceptional cases dating back to the older literature.

Keywords: brown coal, natural gas, coal, hydrogen as fuel, organic Rankine cycle, energy conversion, storage energy

DOI: 10.7862/rm.2015.19

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 10.03.2015 r.

Informacje dodatkowe

1. Lista recenzentów współpracujących zostanie opublikowana w czwartym numerze *Zeszytów Naukowych Politechniki Rzeszowskiej, Mechanika*, z. 87 (4/2015) oraz zamieszczona na stronie internetowej:
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>
2. Zasady recenzowania są udostępnione na stronie internetowej:
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/zasady-recenzowania/>
3. Informacje dla autorów artykułów są udostępnione na stronie internetowej:
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/informacje-dla-autorow/>
4. Formularz recenzji jest udostępniony na stronie internetowej:
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>
5. Instrukcja dla autorów omawiająca szczegółowo strukturę artykułu, jego układ, sposób przygotowywania materiału ilustracyjnego i piśmiennictwa jest zamieszczona na stronach internetowych:
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/instrukcja-dla-autorow/>
oraz
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>
w zakładce „Instrukcja dla autorów”.
6. Dane kontaktowe do redakcji czasopisma, adresy pocztowe i e-mail do przesłania artykułów oraz dane kontaktowe do wydawcy są podane na stronie internetowej (Komitet Redakcyjny):
<http://oficyna.portal.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>