

ZESZYTY NAUKOWE
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

SCIENTIFIC LETTERS
OF RZESZOW UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

NR 291

(e-ISSN 2300-5211)

MECHANIKA

Kwartalnik

tom XXXII

zeszyt 87 (nr 3/2015)

lipiec-wrzesień



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. 287

SPIS TREŚCI

Radosław BIELAWSKI, Witold RZĄDKOWSKI, Sławomir AUGUSTYN, Paweł PYRZANOWSKI: Nowoczesne materiały stosowane w konstrukcjach lotniczych – wybrane problemy oraz kierunki rozwoju	203
Paweł GIL, Joanna WILK: Instalacja CHP z silnikiem spalinowym zasilanym gazem drzewnym	217
Sebastian LEPSZY, Tadeusz CHMIELNIAK: Analiza matematyczna pracy prostej turbiny gazowej po zmianie paliwa	227
Bartosz PRZYBYŁA, Zbigniew ZAPAŁOWICZ: Przegląd metod uszczelniania wirników turbin lotniczych	235
Ewa SKAWIŃSKA: Badanie wpływu dodatku zmiennofazowego na właściwości cieplne wybranego materiału budowlanego	245
Jan TALER, Magdalena JAREMKIEWICZ: Identyfikacja współczynnika wnikania ciepła na zewnętrznej powierzchni termometru do wyznaczania nieustalonej temperatury płynu	251
Roman ULBRICH, Marcin KARAŚ, Daniel ZAJĄC: Wymiana ciepła i wizualizacja przepływu dwufazowego w przestrzeni międzyrurowej	261
Barbara ZAJĄC, Michał POMORSKI: Określanie optymalnego udziału okien w budynku mieszkalnym	269
Robert ZARZYCKI, Marcin PANOWSKI: Wykorzystanie ciepła odpadowego w procesie przygotowania spalin na potrzeby separacji metodą VPSA	277

Radosław BIELAWSKI¹
Witold RZĄDKOWSKI²
Sławomir AUGUSTYN³
Paweł PYRZANOWSKI⁴

NOWOCZESNE MATERIAŁY STOSOWANE W KONSTRUKCJACH LOTNICZYCH – WYBRANE PROBLEMY ORAZ KIERUNKI ROZWOJU

W artykule dokonano analizy materiałów stosowanych we współczesnych konstrukcjach lotniczych, skupiając uwagę na strukturze płatowca samolotu. Przedstawiono wybrane problemy dotyczące projektowania i eksploatacji struktur lotniczych, z uwzględnieniem kompozytów oraz metali lekkich (aluminium, tytan i ich stopy). Omówiono problemy obróbki mechanicznej, takiej jak: szlifowanie, wykonywanie otworów itp. Przedstawiono problemy analizy metodą elementów skończonych (MES), na podstawie dwóch próbek wykonanych ze stopu aluminium oraz z włóknistego kompozytu szklanego. Zaprezentowano różnice w budowie oraz modelowaniu tych materiałów, wynikające z ich różnorodnej struktury (izotropia i anizotropia). Dokonano analizy mechaniki niszczenia metalu, porównując go z kompozytem. Przedstawiono tendencje oraz kierunki rozwoju lotniczych materiałów konstrukcyjnych z uwzględnieniem materiałów metalowo-kompozytowych. Przedmiotem niniejszego artykułu są współczesne materiały konstrukcyjne wykorzystywane w strukturach lotniczych. Celem publikacji jest porównanie współczesnych materiałów konstrukcyjnych (kompozytów oraz metali) oraz przedstawienie wybranych problemów w ich projektowaniu, konstruowaniu oraz eksploatacji. Tezy, uzasadnione wynikami analizy symulacji oraz badań, zostały przedstawione w treści i podsumowaniu artykułu.

Słowa kluczowe: konstrukcje lotnicze, kompozyty, metale lekkie, metoda elementów skończonych (MES)

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Radosław Bielawski, Akademia Obrony Narodowej, ul. Chruściela 103, 00-910 Warszawa, tel.: (22) 6813243, e-mail: r.bielawski@aon.edu.pl.

² Witold Rządowski, Politechnika Warszawska, e-mail: wrzadkowski@meil.pw.edu.pl.

³ Sławomir Augustyn, Akademia Obrony Narodowej, e-mail: s.augustyn@aon.edu.pl.

⁴ Paweł Pyrzanowski, Politechnika Warszawska, e-mail: pyrzan@meil.pw.edu.pl.

1. Wstęp

Zmiany w lotnictwie następują bardzo szybko. Dynamicznej modyfikacji ulega nie tylko sposób konstruowania samolotów – zmieniają się również używane materiały. Zauważalna jest tendencja do stosowania tych bardzo lekkich, które zarazem posiadają bardzo dobre właściwości mechaniczne. Tym samym dąży się do obniżania masy statków powietrznych przy zachowaniu ich gabarytów. Pozwala to na zwiększenie transportowanego ładunku, zasięgu czy też zmniejszenie emisji dwutlenku węgla i innych substancji szkodliwych dla atmosfery.

W pierwszych konstrukcjach lotniczych do budowy płatowców stosowano drewno i stal, a do poszycia płótno, skórę czy papier. Następnym krokiem w wykorzystaniu materiałów do budowy struktur nośnych było użycie blachy stalowej oraz aluminiowej. Najpierw kryto nią spodnią, a następnie wierzchnią powierzchnię skrzydeł. W drugiej połowie lat 40. XX w. nastąpiła dynamiczna zmiana myśli konstrukcyjnej. Stal stosowano w konstrukcji wytrzymałościowej skrzydeł oraz w ich poszyciach. Kompozyty oraz stopy tytanu zaczęto stosować w latach 50. i 60. ubiegłego wieku, natomiast radykalne zmiany w wykorzystaniu tych materiałów dokonały się w latach 80. Zaczęto używać wysoko zaawansowanych hybrydowych kompozytów na bazie aluminium i tytanu. Obecnie jednym z najczęściej stosowanych materiałów są laminaty o włóknach szklanych lub węglowych, z których płatowce niektórych współczesnych samolotów są wykonane niemal w całości. Innym wszechstronnie używanym włóknem jest aramid. Stanowi on często dodatkowe poszycie w samolotach i śmigłowcach lotnictwa wojskowego. Jego wytrzymałość mechaniczna pozwala na ochronę załogi nawet przed skutkami trafienia głowicami pocisków przeciwpancernych i odłamkowo-burzących kalibru 23 mm. Obecnie zauważalny jest wzrost stosowania aluminium oraz jego stopów, które stanowią konkurencję dla materiałów kompozytowych. Kolejnym wykorzystywanym metalem jest tytan. Posiada bardzo korzystne właściwości mechaniczne oraz mechaniczno-termiczne. Jego wytrzymałość na rozciąganie jest dwukrotnie większa niż stali przy tej samej masie. Współczesne materiały, technologia wytwarzania oraz programy wsparcia projektowania pozwalają budować statki powietrzne o takich właściwościach, o których jeszcze kilka lat temu trudno było myśleć, przy zachowaniu ich gabarytów, wytrzymałości oraz żywotności i ciągłej redukcji masy.

2. Metale i ich stopy w konstrukcjach lotniczych

Metale (stal, aluminium, tytan oraz ich stopy z innymi metalami) są podstawowym materiałem używanym w konstrukcjach lotniczych. Jeszcze w 2000 r. udział masowy stali wynosił ok. 8,1% [6]. Obecnie w konstruowaniu elementów nośnych stal została wyparta przez takie metale, jak tytan oraz aluminium. Nadal

jest powszechnie używana w elementach konstrukcyjnych silników lotniczych, natomiast w produkcji elementów nośnych⁵ właściwie nie jest już spotykana.

Aluminium i jego stopy

Stopy aluminium należą do najważniejszych materiałów konstrukcyjnych stosowanych w przemyśle lotniczym. Główne składniki stopów aluminium w lotnictwie to: miedź, krzem, mangan, magnez i cynk. Dodatkami w ilościach małoprocentowych są: nikiel, żelazo, tytan, chrom, beryl i in. Ze stopów aluminium wykonuje się bardzo obciążone elementy konstrukcji lotniczych, takie jak dźwigary, uźebrowania, poszycia, wsporniki konstrukcji płatów [15]. Ważnym elementem w projektowaniu skrzydeł samolotów są elementy łączące – nity (nitonakrętki), które także są wykonane z aluminium.

Z zastosowaniem aluminium oraz jego stopów wiążą się liczne problemy. Jednym z nich jest łamanie się wiórów przy jego obróbce. Podczas toczenia grube wióry (często o dużej wytrzymałości) owijają się wokół materiału obrabianego lub narzędzia. Zjawisko to można ograniczyć, stosując odpowiednie kąty natarcia, łamacze wiórów oraz fazki z ujemnym kątem natarcia, które poprawiają efektywność procesu [8]. Innym rozwiązaniem jest modyfikacja składu przez dodanie różnych pierwiastków stopowych zwiększających poślizg w strefie tworzenia się wióra.

Kolejnym problemem jest stosowanie w procesie obróbki mechanicznej drogich narzędzi oraz wiertel, których żywotność jest stosunkowo krótka. Koszt obróbki aluminium i jego stopów jest zatem wysoki. Istotna jest również kwestia łączenia aluminium i jego stopów za pomocą złączy spawanych. Główne problemy, jakie występują podczas spawania stopów aluminium, wynikają z dużego powinowactwa aluminium do tlenu i powstawania trudnotopliwego tlenku, wysokiej przewodności cieplnej oraz dużej rozszerzalności. Proces ten utrudniają duże spadki wytrzymałości w temperaturach spawania oraz utrata pierwiastków stopowych, takich jak magnez, cynk czy lit [1]. Spawanie aluminium odbywa się przeważnie w otoczeniu gazu ochronnego (argon, hel z argonem i in.), co znacznie zwiększa koszty tego procesu.

Tytan i jego stopy

Tytan to pierwiastek metaliczny znany ze swojej wysokiej wytrzymałości mechanicznej w stosunku do ciężaru właściwego. Jest metalem bardzo lekkim (gęstość 4507 kg/m³). Charakteryzuje się wysoką temperaturą topnienia, wynoszącą 1668°C. Handlowy tytan o czystości 99,2% jest lżejszy od stali o ok. 45%, a cięższy od aluminium o 60% [10]. Posiada bardzo dobre właściwości chemiczne. Jego najbardziej charakterystyczną cechą jest doskonała odporność na

⁵ Elementy nośne to elementy konstrukcyjne samolotu wytwarzające siłę nośną – skrzydła samolotu.

korozję, porównywalna do odporności platyny. Należy do grupy paramagnetyków, wykazując niską przewodność cieplną oraz elektryczną. Dzięki swoim właściwościom z powodzeniem znalazł zastosowanie w lotnictwie oraz przemyśle kosmicznym. Wykorzystywanie tytanu wprowadziło nowe jakościowo konstrukcje lotnicze, czyli nowoczesne silniki i płatowce o znacznie zmniejszonej masie konstrukcji. Pozwoliło to zwiększyć osiągi budowanych samolotów. W nowoczesnych konstrukcjach płatowca z tytanu wykonuje się: elementy siłowe, elementy łączące (nity, śruby, sworznie itp.) oraz konstrukcje nośne skrzydeł. Udział wagowy tytanu w tworzeniu płatowców w latach 80. minionego stulecia ustabilizował się na poziomie 7-12% [6]. W najnowocześniejszych produktach firmy Boeing (787 Dreamliner) oraz Airbus (model A380) jego udział wynosi 15%.

Z tytanem i jego zastosowaniem łączą się liczne problemy. Sam proces wytwarzania tytanu jest obciążony wieloma niedogodnościami. Otrzymuje się go przez redukcję dwutlenku tytanu. Stosowana metoda Krolla jest jednak bardzo kosztowna. Duży problem stanowi proces topnienia tytanu, ze względu na wytwarzanie się wysokiej temperatury. Poza tym tytan w temperaturze topnienia wykazuje aktywność chemiczną [10]. Kolejnym aspektem jest obróbka mechaniczna tego materiału. Odzysk metalu ze złomu i wiórów jest procesem uciążliwym technologicznie. Często stosuje się techniki bezwiórowe, lecz są one ściśle związane z modyfikacją jego składu, a co za tym idzie – właściwości mechanicznych.

3. Materiały kompozytowe

Materiał kompozytowy (krócej kompozyt, laminat) jest to tworzywo złożone z dwóch (lub większej liczby) komponentów o różnych właściwościach [5]. Głównymi składnikami kompozytu są: osnowa (zwana matrycą) oraz wzmocnienie (inaczej zbrojenie). Osnowa stanowi przeważnie 10-80% objętości całego kompozytu. Jest to jednolity materiał wypełniający przestrzeń między elementami wzmacniającymi, jednocześnie stanowiący dla nich spoinę. Jej dodatkową rolą jest ochrona materiału wzmacniającego, przenoszenie na niego naprężeń zewnętrznych i nadawanie żadanego kształtu wytworzonej części. Wzmocnienie odpowiada za ukształtowanie pozostałych właściwości kompozytu.

Materiały kompozytowe są obecnie stosowane bardzo powszechnie. W porównaniu z metalami mają wysoką sztywność oraz wytrzymałość mechaniczną przy stosunkowo małej masie. W przemyśle lotniczym najczęściej używaną grupą są kompozyty włókniste, których zbrojenie jest zbudowane z włókien. Są one elementem nośnym, natomiast matryca służy jako spoiwo łączące włókna i zapewnia rozdział obciążenia zewnętrznego pomiędzy włókna. Chroni je także przed czynnikami zewnętrznymi [3]. Najbardziej rozpowszechnionymi rodzajami wzmocnienia stosowanymi w kompozytach włóknistych są włókna: szklane G (*Glass*), węglowe C (*Carbon*) oraz aramidowe A (*Aramid*). Kompozyty włók-

niste są najbardziej efektywnymi spośród materiałów kompozytowych, ponieważ wykazują najlepsze właściwości mechaniczne i wytrzymałościowe przy najmniejszym ciężarze właściwym. Ich jedyną wadą jest wyższa cena [2]. We współczesnych konstrukcjach lotniczych wykorzystuje się najczęściej kompozyty wzmocnione włóknami szklanymi GFRP⁶ oraz włóknami węglowymi CFRP⁷ [13].

Przykładem znaczącego zmniejszenia masy samolotu dzięki zastosowaniu materiałów kompozytowych jest samolot Airbus A380. Około 22% struktury podstawowej samolotu (w stosunku wagowym) wykonano z różnych kompozytów włóknistych z osnową z żywicy epoksydowej. Powodem była wysoka sztywność wzmocniających włókien węglowych, o wartości 935 GPa (70 GPa dla stopów aluminium) [11]. Airbus wykorzystuje w swoich produktach również kompozyty GFRP. Znalazły one zastosowanie w usterzeniu pionowym wielu współczesnych samolotów tej firmy. Nowo stosowanym kompozytem w konstrukcjach współczesnego lotnictwa jest GLARE (*Glass Fibre Reinforced Aluminium Laminates*). Stanowi on rozwiązanie hybrydowe złożone z 2-6 warstw aluminium o grubości od 0,2 do 0,5 mm. Pomiędzy skrajnymi warstwami aluminium są usytuowane na przemian warstwy włókien i metalu. Powłoki ukierunkowanych włókien szklanych o grubości 0,125-0,500 mm są spojone osnową z żywicy epoksydowej i połączone z aluminium. Materiał typu GLARE jest droższy od aluminium i innych kompozytów. Ma niską gęstość i jest odporniejszy na korozję. Jego niewątpliwą zaletą stanowi odporność na pęknięcia, a dodatkowo warstwowa, metalowo-kompozytowa konstrukcja zapobiega propagacji w miejscu jego powstania.

Kolejnym przykładem zastosowania zaawansowanych materiałów kompozytowych w lotnictwie jest Boeing 787 Dreamliner. W samolocie tym udział masowy kompozytów wynosi ok. 50%, natomiast udział objętościowy – 80%. W większości są to laminaty wzmocnione włóknem węglowym. Zostały zastosowane w skrzydłach, kadłubie oraz usterzeniu tego samolotu. Szacuje się, że dalsza przyszłość lotnictwa będzie związana z zastosowaniem tego typu kompozytu.

Kompozyty są materiałami trudnymi w obróbce mechanicznej. Problemy wiążą się z doбором odpowiednich narzędzi skrawających, zużywaniem się ostrzy narzędzi skrawających, możliwościami obróbki skomplikowanych powierzchni krzywoliniowych, jak również z obróbką w miejscach trudno dostępnych. Wiele problemów koncentruje się wokół efektu delaminacji⁸ zachodzącego podczas oddziaływań narzędzia skrawającego na materiał przedmiotu obrabianego. Następną niedogodnością stanowi dobór odpowiednich urządzeń odpylających, odprowadzających pyły szkodliwe zarówno dla zdrowia, jak i maszyny.

⁶ GFRP – *Glass Fiber Reinforced Plastics*.

⁷ CFRP – *Carbon Fiber Reinforced Plastics*.

⁸ Termin został wyjaśniony w dalszej części artykułu.

Wiele problemów wiąże się z przetwarzaniem warstwy skrawanej w wiór oraz zachowaniem wymagań dotyczących stanu geometrycznego powierzchni po obróbce. Typowymi sposobami obróbki skrawaniem kompozytów jest frezowanie, wiercenie i cięcie. Coraz powszechniejszymi technikami obróbki kompozytów są także cięcie wysokociśnieniową strugą wodno-ścierną⁹ [7] oraz obróbka laserowa.

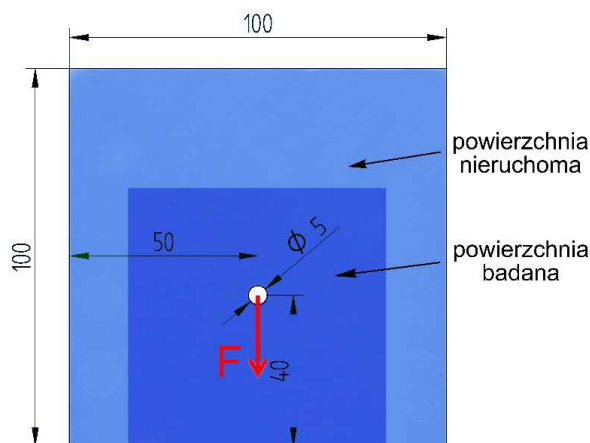
4. Problemy w modelowaniu

Metoda elementów skończonych – MES jest obecnie najszerzej stosowaną metodą obliczeniową, mającą zastosowanie w niemal wszystkich typach zadań inżynierskich. Analiza konstrukcji metodą elementów skończonych polega na zamianie pełnej konstrukcji, dla której nie można analitycznie znaleźć rozkładu naprężeń, na bardzo dużą liczbę niewielkich, powiązanych ze sobą elementów, dla których istnieją proste rozwiązania analityczne. Z uwagi na bardzo dużą liczbę powstałych równań rozwiązuje się je najczęściej numerycznie.

Model obliczeniowy powstaje przez podział badanej konstrukcji na elementy skończone (dyskretyzacja). Na tym etapie określa się gęstość siatki w wybranych fragmentach modelu, liczbę węzłów w elemencie (elementy z większą liczbą węzłów mogą być opisane funkcjami wyższego rzędu), rodzaj materiału i jego właściwości oraz warunki brzegowe. Konstrukcje są na ogół obiektami trójwymiarowymi, lecz z uwagi na wykorzystanie różnego rodzaju symetrii, płaskich stanów odkształceń i naprężeń, wiele modeli można rozważać jako obiekty dwuwymiarowe (powłokowe) lub jednowymiarowe (prętowe). Takie wyidealizowanie badanej konstrukcji pozwala na duże ograniczenie liczby elementów skończonych oraz węzłów. Zmniejsza to liczbę stopni swobody koniecznych do uzyskania zakładanej dokładności obliczeń. Obliczenia, po zdefiniowaniu rodzaju badanego zagadnienia (statyka, przepływy, drgania własne itd.) i określeniu głównych parametrów analizy (stopień szczegółowości wyników, kryterium zbieżności, metoda rozwiązywania), odbywają się bez czynnego udziału użytkownika. Wybrane wyniki można prezentować w postaci map warstwicznych, wykresów, animacji oraz przez zapisanie interesujących użytkownika wartości dla wybranych węzłów. Należy pamiętać, że MES jest metodą przybliżoną, a uzyskane wyniki mogą być obarczone błędem, zależnym od wielu czynników. Każdy uzyskany z MES wynik powinien być wstępnie sprawdzony przez obliczenia analityczne uproszczonych modeli oraz zweryfikowany pod kątem fizycznej poprawności i zgodności z narzuconymi warunkami brzegowymi [16].

Model pokazany w części obliczeniowej został wykonany z elementów powłokowych. W programie ANSYS 15.0 ustalono następujące parametry: grubość powłoki, liczbę warstw oraz orientację w przestrzeni.

⁹ AWJM – *Abrasive Water-Jet Machining*.



Rys. 1. Wymiary próbki

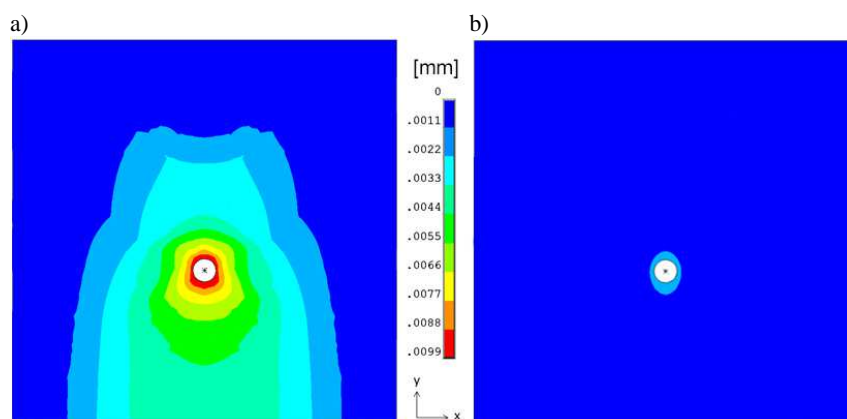
Fig. 1. Dimensions of the sample

Do badań przyjęto próbki o wymiarach 100x100 mm, o powierzchni badanych przemieszczeń 3600 mm² (60x60 mm). W okolicy środka badanej powierzchni wykonano otwór. Zasymulowano siłę o wartości 100 N działającą w kierunku pionowym (-Y), przyłożoną w środku otworu (rys. 1.), przez dodatkowy element nieodkształcalny o średnicy równej średnicy otworu. Symuluje to obciążenie przykładowo przez nit włożony bez spęczania otworu. W analizie przebadano dwa modele o identycznym kształcie, różniące się modelem materiałowym. Pierwszy model wykonano z jednokierunkowego, 4-warstwowego kompozytu zbrojonego włóknem szklanym o włóknach równoległych do kierunku działania siły, drugi natomiast ze stopu aluminium. Przyjęto dane materiałowe jak w tab. 1. Obie próbki mają jednakową grubość 1 mm, a uzyskane wyniki przemieszczeń w kierunku działania siły pokazano na rys. 2-4.

Tabela 1. Dane materiałowe przyjęte do obliczeń

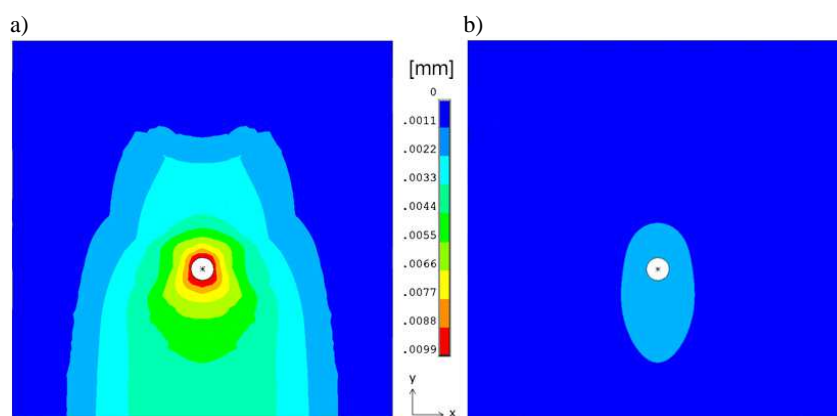
Table 1. The material data used in the calculations

Parametr	CFRP	Duraluminium
Moduł Younga, GPa	33,4 $E_Y = E_Z = 3$	70
Liczba Poissona	0,3	0,34
Moduł Kirchhoffa, GPa	4,3	26
Gęstość, kg/m ³	1900	2800



Rys. 2. Mapy przemieszczeń w kierunku działania siły wymuszającej $-Y$ dla próbek o równej grubości 1 mm: a) z CFRP, b) z duraluminium

Fig. 2. Displacement maps in the force Y direction $-Y$ for specimens with the same thickness of 1 mm: a) CFRP, b) duraluminium

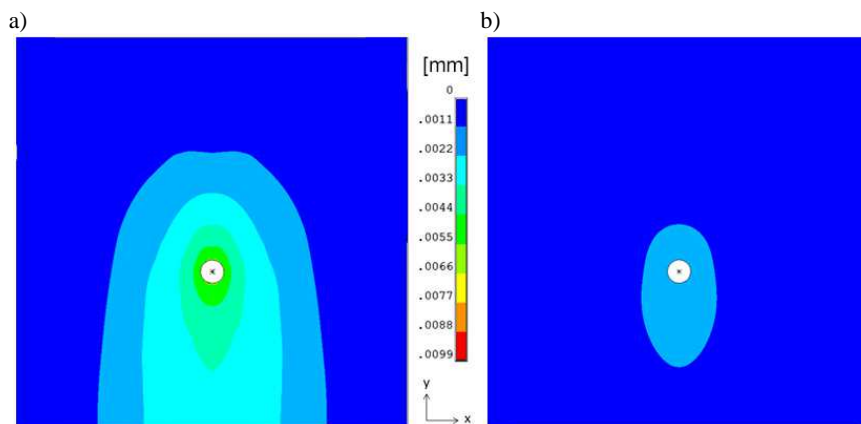


Rys. 3. Mapy przemieszczeń w kierunku działania siły wymuszającej $-Y$, dla próbek o równej masie: a) z CFRP, b) z duraluminium

Fig. 3. Displacement maps in the force Y direction $-Y$, for specimens with the same mass: a) CFRP, b) duraluminium

Różnica w wartościach przemieszczeń wynika z ponaddwukrotnie niższego w kompozycie modułu Younga w kierunku wzdłuż włókien $-Y$, a w szczególności o rząd wielkości niższego modułu Younga w kierunku poprzecznym do osi włókien $-X$. Materiał izotropowy ma identyczną sztywność w każdym kierunku, natomiast użyty kompozyt w kierunku Y posiada sztywność taką jak materiał zbrojenia. Różnica ta może zostać zniwelowana, pod warunkiem przyjęcia kryterium równych mas, zamiast zastosowania takich samych grubości. Wtedy prób-

ka o grubości 0,66 mm wykonana z duraluminium ulega maksymalnemu przemieszczeniu, większemu o 44%. Odształcenia w kompozycie mogą być niższe, jeśli zastosuje się inny układ warstw, np. gdzie obie zewnętrzne powłoki (warstwy) mają kierunek wzdłuż osi X, a środkowe – jak w poprzednich przypadkach – wzdłuż osi Y.



Rys. 4. Mapy przemieszczeń w kierunku działania siły wymuszającej $-Y$, dla próbek o równej masie z CFRP o zmienionym układzie włókien (a) oraz dla wykonanej z duraluminium (b)

Fig. 4. Displacement maps in the force Y direction $-Y$, for specimens with the same mass for the sample made of CFRP with changed fiber orientation (a) and for the sample made of duraluminium (b)

Rezultatem uzyskanych wyników jest wniosek, że istnieją nie tylko trudności ze zidentyfikowaniem właściwości materiałów kompozytowych, ale również z ich odpowiednim rozmieszczeniem. W takich zadaniach stosuje się metody optymalizacyjne zawarte w programach MES. Układ warstw dobiera się tak, aby był jak najbardziej adekwatny do sposobu obciążenia konstrukcji.

5. Problemy eksploatacyjne

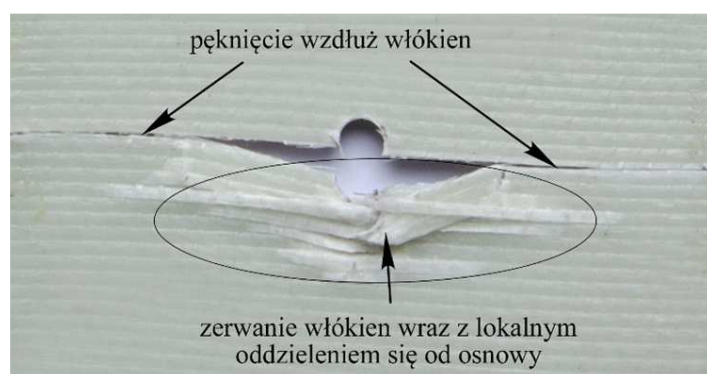
Materiały konstrukcyjne zastosowane w strukturach samolotu są podczas eksploatacji narażone na niesprawności¹⁰ i uszkodzenia¹¹. Ich występowanie jest uzależnione od użytych materiałów. Zachodzą one przez różnego rodzaju zjawiska fizyczne i chemiczne, m.in. destrukcyjne czynniki mechaniczno-chemiczne,

¹⁰ Niesprawność to takie zdarzenie niepożądane, które pojawia się w systemie technicznym (statek powietrzny), antropotechnicznym (człowiek – statek powietrzny) lub socjotechnicznym (człowiek – statek powietrzny – otoczenie), uniemożliwiając fizyczne lub umowne spełnienie przewidzianych funkcji.

¹¹ Uszkodzenie to utrata fizycznych właściwości i(lub) właściwości elementu konstrukcyjnego lub przejście struktury technicznej ze stanu zdatności do stanu niezdatności [9].

które wywołują różne siły statyczne i dynamiczne działające na konstrukcję, a tym samym na materiał. Są to najczęściej: udary, hałas, wibracje, czyli drgania. Innymi postaciami uszkodzeń są korozja oraz kawitacja. W zależności od zastosowanego materiału przyjmuje on różne formy oraz różny stopień uszkodzenia.

Metalowe części konstrukcji samolotów są narażone na korozję. Jest to zjawisko niszczenia materiału pod wpływem chemicznego lub elektrochemicznego oddziaływania środowiska. W konstrukcjach lotniczych wyróżnia się trzy rodzaje korozji: wżerową, międzykrystaliczną i naprężeniową. Korozja wżerowa niszczy powierzchnię i objętość elementu, natomiast międzykrystaliczna rozprzestrzenia się wzdłuż granic ziaren metali i nie jest widoczna. Ujawnia się dopiero poprzez pogorszenie właściwości mechanicznych materiału [9]. W konstrukcjach lotniczych ten typ korozji jest bardzo niebezpieczny. Zachodzi wyjątkowo szybko, głęboko niszcząc materiał. Jest trudny do wykrycia podczas codziennej obsługi wzrokowej. Korozja naprężeniowa pojawia się wówczas, gdy zachodzi oddziaływanie środowiska korozyjnego oraz naprężeń rozciągających. Dla konstrukcji lotniczych jest ona niebezpieczna. Rozwija się dosyć szybko, tworząc mikroszczeliny. Często uszkodzenie elementu następuje bez przyłożenia obciążenia, jedynie pod wpływem naprężeń własnych. Korozja elementów konstrukcji przyczynia się do obniżenia jej żywotności. To niekorzystne zjawisko dotyczy głównie konstrukcji metalowych. Obecnie są prowadzone prace nad stopami aluminium oraz tytanu, które przeciwdziałają temu zjawisku. Całkowite wyeliminowanie korozji z metalowych konstrukcji lotniczych najprawdopodobniej nie jest jednak możliwe. Kompozyty pod wpływem obciążeń przybierają inne formy uszkodzeń niż metale. Są one narażone na wszelkie uszkodzenia strukturalne, takie jak pęknięcie żywicy oraz włókien, rozwarstwienia czy nieciągłości struktury. Najczęściej spotykanymi uszkodzeniami materiałów kompozytowych są: rozwarstwienie (delaminacja), utrata sztywności, rozklejenie, pęknięcia (rys. 5.) i in.

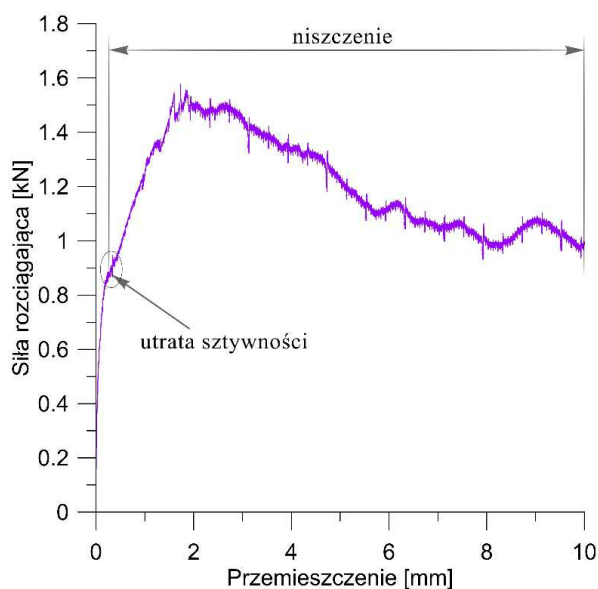


Rys. 5. Uszkodzenie struktury kompozytu włóknistego w okolicy otworu

Fig. 5. Damage of the fiberglass composite structure in the hole area

Zjawisko delaminacji jest jednym z najpoważniejszych i najczęściej występujących defektów podczas eksploatacji oraz obróbki mechanicznej [11]. Występuje zazwyczaj w kompozytach zbudowanych z wielu warstw, w następstwach uderzeń i krótkich, gwałtownych przegrzań. Polega na utracie spójności poszczególnych warstw, powodując obniżenie sztywności oraz wytrzymałości materiału.

Kolejnym uszkodzeniem charakterystycznym dla materiałów kompozytowych jest utrata ich sztywności¹² (rys. 6.), która zależy od właściwości materiałów i konfiguracji struktury (sposobu przyłożenia sił i momentów). W praktyce sztywność struktury określa się za pomocą współczynników sztywności, będących stosunkiem wartości przemieszczenia do wartości siły to przemieszczenie wywołującej [12]. Często towarzyszy jej lokalne rozwarstwienie poszycia, najczęściej spowodowane uderzeniem przez ciało obce (typowe uszkodzenie osłony radaru statku powietrznego przez ptaki). Innym uszkodzeniem kompozytu jest rozklejenie, które jest brakiem lokalnej spójności łączonych elementów kompozytowych. W konstrukcjach lotniczych powstaje ono często w miejscach gromadzenia się wody.



Rys. 6. Wykres zależności siły niszczącej od przemieszczenia w kompozycie włóknistym GFRP podczas próby rozciągania statycznego

Fig. 6. Diagram of destructive force as a function of displacement in GFRP fiber composite during static tensile test

¹² Sztywnością jest nazywana zdolność do przeciwstawienia się deformacjom.

Konsekwencje uszkodzeń charakterystycznych zarówno dla metali, jak i kompozytów są bardzo ważne dla konstrukcji lotniczych. Mają one decydujący wpływ na bezpieczeństwo eksploatacji i żywotność samolotu. W chwili obecnej trwają intensywne prace nad modyfikacją składów chemicznych w celu zapobiegania zjawisku korozji. Materiały stosowane w lotnictwie, takie jak tytan, aluminium oraz ich stopy charakteryzują się małą podatnością korozyjną, jednak to zjawisko nadal im towarzyszy. Kompozyty są natomiast tworzywami ulegającymi delaminacji oraz pęknięciom, czasem bardzo silnie propagującym w głąb struktury. Ich wysoka sztywność powoduje tzw. kruche pęknięcia, którym towarzyszy lawinowy wzrost szczeliny prowadzący do zniszczenia elementu [4]. Obecnie dużą wagę przywiązuje się do wykonywania testów za pomocą metody elementów skończonych oraz odpowiedniego oprogramowania¹³ już na etapie projektowania. Pozwalają one na oszacowanie newralgicznych miejsc podatnych na obciążenia oraz występowanie lokalnych bądź globalnych uszkodzeń konstrukcji. Dają możliwość jej wzmocnienia bez nadmiernego wzrostu masy oraz bez zwiększenia użycia materiału.

6. Podsumowanie

Dobór materiału ma zasadniczy wpływ na jakość i niezawodność konstrukcji lotniczych, będące podstawowymi czynnikami umożliwiającymi postęp oraz wskazującymi dalsze kierunki rozwoju. Konstrukcje lotnicze mają szczególne wymagania. Poszukuje się materiałów lekkich, a zarazem wytrzymałych mechanicznie i odpornych na korozję. Ważnym aspektem we współczesnym projektowaniu konstrukcji lotniczych jest metoda MES oraz korzystające z niej oprogramowanie. Programy pozwalają małym kosztem określić słabe miejsca konstrukcji, obliczyć żywotność oraz zdatność do użytku sprzętu lotniczego.

Jednym z kierunków rozwoju materiałów stosowanych w konstrukcjach lotniczych będą niewątpliwie materiały hybrydowe, kompozytowo-metalowe. Okazuje się, że mimo wysokich kosztów ich wytwarzania można uzyskać bardzo korzystne właściwości mechaniczne, a czasem zapobiegać niepożądanym, typowym dla nich efektom. Przykładem jest materiał typu GLARE, który dzięki strukturze aluminiowo-kompozytowej przeciwdziała delaminacji i silnie propagującym pęknięciom. W przemyśle lotniczym należy się spodziewać ciągłego współzawodnictwa pomiędzy materiałami metalowymi i kompozytowymi, wyznaczającego tym samym nowy kierunek projektowania materiałów dla lotnictwa. Celem tego przedsięwzięcia jest uzyskanie niższego o 20-30% ciężaru oraz niższych o 20-40% kosztów wytwarzania. Cały czas są prowadzone intensywne badania, mające na celu opracowanie nowych materiałów i technologii do zastosowań w lotnictwie, umożliwiających doskonalenie konstrukcji samolotów.

¹³ Przykładami są programy: ANSYS, NASTRAN, ABAQUS oraz inne.

Literatura

- [1] Dudzik K.: Podatność na korozję naprężeniową złączy spawanych łukowo stopu AW 5059 alustar, Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Gdyni, 64 (2010), 27-35.
- [2] German J.: Interlaminar damage in fiber-reinforced polymeric matrix laminates, Cut, Kraków 2004.
- [3] German J.: Podstawy mechaniki kompozytów włóknistych, Politechnika Krakowska, Kraków 1996.
- [4] German J., Biel-Gołaska M.: Podstawy i zastosowanie mechaniki pęknięcia w zagadnieniach inżynierskich, Instytut Odlewnictwa, Kraków 2004.
- [5] Gibson R.F.: Principles of composite material mechanics, 3rd ed. Boca Raton: CRC Press: Taylor & Francis Group, 2012.
- [6] Gruszczyński E., Błażejewicz T., Stukonis M.: Materiały lotnicze, [w:] Problemy badań i eksploatacji techniki lotniczej, red. J. Lewitowicz, J. Borgoń, W. Ząbkowicz, ITWL, Warszawa 1993.
- [7] Józwik J., Tofil A., Banaszek M., Kuric I.: Wybrane aspekty obróbki skrawaniem polimerowych kompozytów włóknistych i ocena chropowatości powierzchni, Postępy Nauki Techniki, 15 (2012), 205-220.
- [8] Kuczmazewski J.: Efektywność wytwarzania elementów lotniczych ze stopów aluminium i magnezu, Komputerowo zintegrowane zarządzanie, t. 2, red. R. Knośala, Lublin 2011, s. 7-18.
- [9] Lewitowicz J.: Podstawy eksploatacji statków powietrznych. Badania eksploatacyjne statków powietrznych, ITWL, Warszawa 2007.
- [10] Mierzwa M.: Wszelkstronne zastosowanie tytanu z uwzględnieniem aspektów medycznych, Manag. Systems Production Eng., 4 (12), 2013.
- [11] Ocoś K.: Kompozyty włókniste – właściwości, zastosowanie, obróbka ubytkowa, Mechanik, 7 (2008), 579-592.
- [12] Wiśniowski W.: Sztywność i utrata sztywności konstrukcji lotniczych, Prace Instytutu Lotnictwa, 214 (2011), 15-23.
- [13] Zagrajek T., Krzesiński G., Marek P.: Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji: Ćwiczenia z zastosowaniem systemu ANSYS, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2006.
- [14] www.a350xwb.com (dostęp: 7 lipca 2014 r.).
- [15] www.compositesworld.com (dostęp: 7 lipca 2014 r.).
- [16] www.jsf.mil (dostęp: 7 lipca 2014 r.).

MODERN MATERIALS USED IN AIRCRAFT CONSTRUCTIONS SELECTED PROBLEMS AND DIRECTIONS FOR DEVELOPMENT

Summary

The article presents the analysis of materials used in modern air structures, with the focus on the structure of the aircrafts airframe. There were presented selected problems concerning the design and operation of aeronautical structures with composites and light metals (aluminum, titanium

and their alloys). The article is focused on mechanical treatment, such as grinding, making holes and others. The paper describes the problems of analysis of Finite Element Method (FEM), on the basis of two samples made of aluminium alloy and fiberglass composite and the differences between the constructions of these materials and modeling of these material resulting from their different structure (isotropy and anisotropy). The article also includes an analysis of the mechanics of destruction of metal comparing it to composite material. There were presented the trends and the ways of developments of the structural material, including air materials metal-composite. The object of this article is to show modern construction materials used in aerospace structures. The purpose of the publication is to compare the modern construction materials (composites and metals) and to present selected problems in their design and operation of construction. The results of simulation analysis and researches were presented in the content and summary of the article.

Keywords: aircraft structures, composites, light metals, Finite Element Method (FEM)

DOI: 10.7862/rm.2015.20

Otrzymano/received: 21.11.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 12.03.2015 r.

Paweł GIL¹
Joanna WILK²

INSTALACJA CHP Z SILNIKIEM SPALINOWYM ZASILANYM GAZEM DRZEWNYM

Artykuł zawiera opis koncepcji kogeneratora z silnikiem spalinowym czterosurowym iskrowym zasilanym gazem drzewnym, pochodzącym ze zgazowania biomasy. Przedstawiono metody adaptacji silników spalinowych z zapłonem iskrowym oraz zapłonem samoczynnym do wykorzystania gazu drzewnego. Zaprezentowano problemy techniczne silników zasilanych gazem drzewnym.

Słowa kluczowe: zgazowanie biomasy, CHP, skojarzone wytwarzanie energii elektrycznej i ciepła, oczyszczanie gazu drzewnego

1. Wstęp

Zastosowanie gazu drzewnego w przemyśle motoryzacyjnym było możliwe już w latach 20. XX w. W 1923 roku francuski inżynier Jerzy Imbert (1884-1950) wynalazł generator gazu drzewnego do zastosowań w przemyśle motoryzacyjnym [11]. Generator Imberta zaczęto produkować na masową skalę od 1931 r. Pod koniec lat 30. XX w. wyprodukowano ok. 9000 pojazdów zasilanych gazem drzewnym, głównie w Europie [11]. W późniejszych latach masową produkcję samochodów z tą technologią kontynuowali: Ford, General Motors, Mercedes-Benz. Masowo wykonywano również generatory gazu drzewnego domowym sposobem, z elementów pralek, zbiorników czy butli [10].

Podczas II wojny światowej zużycie benzyny na potrzeby prowadzenia działań wojennych było wysokie, zwłaszcza w lotnictwie. Rezerwując benzynę dla lotnictwa, samochody osobowe i dostawcze zasilano gazem drzewnym (niem. *holzgas*). Liczbę samochodów zasilanych gazem drzewnym podczas II wojny szacuje się na 7 mln [12]. Dostępność benzyny pod koniec lat 40. skutkowałą szybkim wyparciem technologii Imberta z zastosowań w pojazdach. Było to spowodowane niską sprawnością, niewygodną obsługą i zagrożeniem życia (zatrucie tlenkiem węgla) [10]. Później gaz drzewny zaczęto stosować w stacjonarnych systemach CHP (ang. *combined heat and power*) [8].

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Paweł Gil, Politechnika Rzeszowska, tel.: (17) 8651288, e-mail: gilpawel@prz.edu.pl.

² Joanna Wilk, Politechnika Rzeszowska, e-mail: joanwilk@prz.edu.pl.

Układy CHP zasilane gazem drzewnym mogą wykorzystywać różne technologie, takie jak: silnik spalinowy tłokowy o zapłonie iskrowym lub samoczynnym, turbina gazowa, turbina parowa, cykl Rankine'a, silnik Stirlinga lub ogniwo paliwowe. W dalszej części artykułu zaprezentowano przykłady pracujących instalacji zasilanych gazem drzewnym, o różnych mocach elektrycznych, wykorzystujących różne technologie. W Danii pracowała stacjonarna instalacja Viking zasilana gazem drzewnym. Jest to system skojarzonego wytwarzania energii cieplnej i elektrycznej z biomasy [1]. W latach 2002-2006 przepracował on łącznie 3600 godzin. Instalację Viking charakteryzowała moc elektryczna 17,5 W, moc cieplna 39 W, przy mocy chemicznej paliwa równej 70 W. Sprawność przetwarzania energii biomasy na energię elektryczną wynosiła 25%. Silnik Deutz o pojemności 3,1 litra z zapłonem iskrowym był zasilany gazem drzewnym, ale dodatkowo posiadał doprowadzenie gazu ziemnego, używanego do rozruchu instalacji. Silnik spalinowy był połączony sprzęgłem z prądnicą elektryczną. Wykorzystany generator gazu drzewnego stanowił dolnociągowy reaktor zgazowujący zrębki drzewne, wykorzystujący powietrze jako czynnik gazyfikujący. Wartość opałowa gazu wyprodukowanego w generatorze wynosiła 6 MJ/m_n^3 (normalnych metrów sześciennych), natomiast mieszanki dostarczonej do cylindrów silnika spalinowego – $2,6 \text{ MJ/m}_n^3$ [1]. W Güssing w Austrii badano stacjonarną instalację CHP z generatorem gazu drzewnego w złożu fluidalnym. Instalację uruchomiono w 2001 r. [19]. Zgazowywarka wykorzystująca parę wodną jako czynnik gazyfikujący przekształcała odpady drzewne w gaz drzewny o wartości opałowej ok. 12 MJ/m_n^3 . Po dwustopniowym oczyszczeniu gaz był dostarczany do silnika spalinowego, który napędzał generator prądu dostarczający prąd do sieci elektroenergetycznej. Energia chemiczna paliwa podawanego zgazowaniu wynosiła 8 MW, natomiast moc elektryczna prądnicy – 2 MW. Sprawność elektryczną instalacji określono na 25% przy uzyskanej mocy cieplnej 4,5 MW [19].

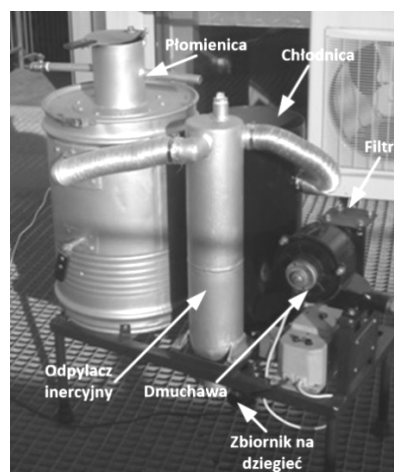
W pracy [13] zaprezentowano testową instalację pracującą w Danii, uruchomioną w 2001 r. Zastosowano silnik Stirlinga do współpracy z gazem drzewnym. Komora spalania oraz gorący wymiennik silnika Stirlinga zostały przystosowane do wykorzystania nieoczyszczonego gazu drzewnego zawierającego dziegieć oraz pył. Wykorzystano górnociągowy generator gazu drzewnego. System ma moc elektryczną 36 kW. Moc chemiczna paliwa dostarczana w formie rozdrobnionego drewna wynosi 200 kW. Dodatkowo instalacja jest chłodzona wodą wykorzystywaną do celów przemysłowych. Temperatura wody wlotowej wynosi 25°C , natomiast wylotowej 40°C . Moc cieplna odebrana to 130 kW. System CHP przepracował łącznie 350 godzin. Sprawność wytwarzania energii elektrycznej wynosiła 18%, sprawność całkowita 83%.

W pracy [16] zaprezentowano parametry silnika spalinowego o zapłonie iskrowym, zasilanego w 100% gazem drzewnym w zmiennych warunkach pracy. Silnik spalinowy został połączony z generatorem prądu o mocy 75 kW. Gaz drzewny o wartości opałowej wynoszącej $5,6 \text{ MJ/m}_n^3$ był produkowany w gene-

ratorze dolnociągowym. Jego skład to: 23% wodoru, 21% tlenku węgla, 0,9% metanu oraz dwutlenek węgla i azot. Sprawność elektryczna wynosiła 21%.

2. Generator gazu drzewnego

Prototypowy generator gazu drzewnego zbudowany i uruchomiony w Katedrze Termodynamiki i Mechaniki Płynów Politechniki Rzeszowskiej jest urządzeniem małej mocy. Moc chemiczna dostarczanego paliwa wynosi ok. 20 kW [5]. W skład prototypowego generatora gazu wchodzi następujące urządzenia: płomienica, odpylacz inercyjny, chłodnica wodna, filtr z wkładem z wełny mineralnej oraz dmuchawa (rys. 1.). Wszystkie elementy są połączone ze sobą szeregowo, a instalacja jest hermetyczna. Proces zgazowania jest prowadzony przy podciśnieniu. Opracowany generator stanowi jednostkę współprądową – biomasa oraz czynnik zgazowujący poruszają się w tym samym kierunku (generator dolnociągowy). Jako medium zgazowujące wykorzystuje się powietrze. Zaletą takiego generatora jest możliwość uzyskania wysokiej temperatury w strefie spalania, co umożliwia wytworzenie gazu o niskiej zawartości dziegciu. Wadą jest natomiast konieczność stosowania odpowiednio rozdrobnionego paliwa. Generator jest autotermiczny – ciepło potrzebne do zapewnienia przebiegu reakcji endotermicznych wytwarza się w procesach częściowego utleniania paliwa biomasowego. Wartość opałowa gazu drzewnego wyprodukowanego w generatorze zależy od rodzaju zastosowanej biomasy, jej wilgotności, temperatury zgazowania, ciśnienia oraz medium zgazowującego (tab. 1.) [2, 7]. Stosowanie powietrza do zgazowania biomasy powoduje rozcieńczenie azotem wytwarzanego gazu drzewnego, na skutek czego pogarsza się jego wartość opałowa (tab. 2.). Udział objętościowy azotu w gazie drzewnym wynosi wówczas 40-60%. Zgazowanie biomasy tlenem lub parą wodną podwyższa wartość opałową gazu drzewnego, jednak technologia taka znacznie podnosi koszty inwestycyjne i eksploatacyjne generatora.



Rys. 1. Prototypowy generator gazu drzewnego

Fig. 1. Prototype of wood gas generator

Tabela 1. Wpływ czynnika zgazowującego na wartość opałową gazu drzewnego (na podstawie [2])

Table 1. Influence of gasification medium on calorific value of wood gas (on the basis of [2])

Medium zgazowujące	Wartość opałowa gazu, MJ/m ³
Powietrze	4-7
Tlen	10-18
Para wodna	12-28

Tabela 2. Typowy skład gazu drzewnego, zgazowanie powietrzem, ciśnienie atmosferyczne (na podstawie [14])

Table 2. Typical wood gas composition, gasification in air, atmospheric pressure (on the basis of [14])

Gaz	CO ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂ + O ₂
% obj.	14-17	13-15	12-14	1,5-6	reszta

3. Spalanie gazu drzewnego w tłokowym silniku spalinowym

Spalanie gazu drzewnego w silnikach tłokowych jest możliwe zarówno w silnikach o zapłonie iskrowym, jak i zapłonie samoczynnym. W przypadku stosowania silników Diesla należy zastosować świecę zapłonową lub dodać do mieszanki gazu drzewnego olej napędowy. W takim rozwiązaniu olej napędowy jest wtryskiwany w minimalnych dawkach umożliwiających zainicjowanie procesu spalania. Gaz drzewny posiada niższą temperaturę spalania niż paliwa konwencjonalne, wynoszącą 1800 K (np. gaz ziemny 2210 K). Przejawia się to niższym ciśnieniem spalania, które powoduje zmniejszenie momentu obrotowego [1]. Obniżenie mocy silnika spalinowego jest wynikiem dwóch efektów: niższej temperatury spalania oraz niższej wartości opałowej mieszanki. Rozpatrując wartość opałową gazu ziemnego (36 MJ/m³) oraz gazu drzewnego (4,4 MJ/m³), można dojść do wniosku, że zastosowanie gazu drzewnego przyczyni się do bardzo dużego zmniejszenia mocy silnika. Gaz drzewny jest dobrym paliwem dla silników spalinowych, ale powoduje zmniejszenie mocy o ok. 26%. Wynika to z niskiego zapotrzebowania na powietrze do spalania, wynoszącego 1,3 m³ powietrza na 1 m³ gazu drzewnego [3]. Porównanie wartości opałowych mieszanki paliwowo-powietrznej dostarczanej do silnika zaprezentowano w tab. 3.

Gaz drzewny mimo stosowania różnego rodzaju cyklonów, filtrów oraz skrubców nadal zawiera substancje smoliste oraz pył. Na rysunku 2. zaprezentowano test filtru na gazie wypływającym z dyszy. Wypływający gaz drzewny jest już za odpylaczem oraz filtrem z wełny mineralnej. System oczyszczania gazu nie spełnia swojej roli. Na rysunku widać dużą ilość pyłu oraz dziegciu zatrzymanego na filtrze. Wytworzona w procesie substancja smolista oraz pył

Tabela 3. Porównanie gazów do zasilania silników spalinowych (na podstawie [3])

Table 3. Comparison of gases used to power combustion engines (on the basis of [3])

Nazwa	Wartość opałowa, MJ/m ³	Wartość opałowa mieszanki paliwowo-powietrznej, MJ/m ³
Gaz ziemny	36	3,32
Gaz drzewny, medium powietrze	4,4	2,22
Gaz drzewny, medium para wodna	10,9	3,10



Rys. 2. Gaz drzewny wypływający z palnika generatora

Fig. 2. Wood gas from the generator burner

będą wpływały destrukcyjnie na pracę silnika spalinowego [4, 9]. Substancja smolista, nazywana również dziegciem, stanowi mieszaninę węglowodorów, które tworzą się podczas pirolizy i częściowego spalania biomasy. W zależności od rodzaju biomasy poddawanej procesowi zgazowania, czynnika zgazowującego i temperatury, skład wytworzonego dziegciu może być różny. Aby gaz drzewny mógł zasilić silnik spalinowy, zawartość substancji smolistej nie może przekroczyć 100 mg/m³ [15].

4. Założenia techniczne układu kogeneracyjnego

W celu prowadzenia analizy termodynamicznej układów kogeneracyjnych konieczna jest ilościowa ocena efektów energetycznych pracy układu. Najczęściej stosowane wskaźniki to:

- sprawność wytwarzania energii elektrycznej,
- sprawność mechaniczna silnika spalinowego,
- sprawność zgazowania,
- sprawność wytwarzania ciepła,
- sprawność całkowita układu kogeneracyjnego.

Sprawność elektryczna:

$$\eta_{el} = \frac{N_{el}}{\dot{m}_b \cdot W_{db}},$$

gdzie: N_{el} – moc elektryczna wytwarzana w skojarzeniu,

\dot{m}_b – wydatek masowy biomasy,

W_{db} – wartość opałowa biomasy.

Sprawność mechaniczna silnika spalinowego:

$$\eta_m = \frac{N_m}{\dot{m}_b \cdot W_{db}},$$

gdzie N_m – moc mechaniczna silnika spalinowego.

Sprawność zgazowania:

$$\eta_{zg} = \frac{\dot{n}_g \cdot W_{dg}}{\dot{m}_b \cdot W_{db}},$$

gdzie: \dot{n}_g – wydatek objętościowy gazu drzewnego,

W_{dg} – wartość opałowa gazu drzewnego.

Sprawność zgazowania jest to stosunek strumienia energii chemicznej gazu do strumienia energii chemicznej biomasy dostarczonej do zgazowania, jeżeli gaz drzewny zostanie ochłodzony do temperatury substratów. Sprawność zgazowania dla generatorów autotermicznych mieści się w zakresie 50-85% [17].

Sprawność wytwarzania ciepła:

$$\eta_q = \frac{\sum \dot{Q}}{\dot{m}_b \cdot W_{db}},$$

gdzie: $\sum \dot{Q}$ – suma mocy cieplnych odzyskanych z układu kogeneracyjnego.

Sprawność całkowita:

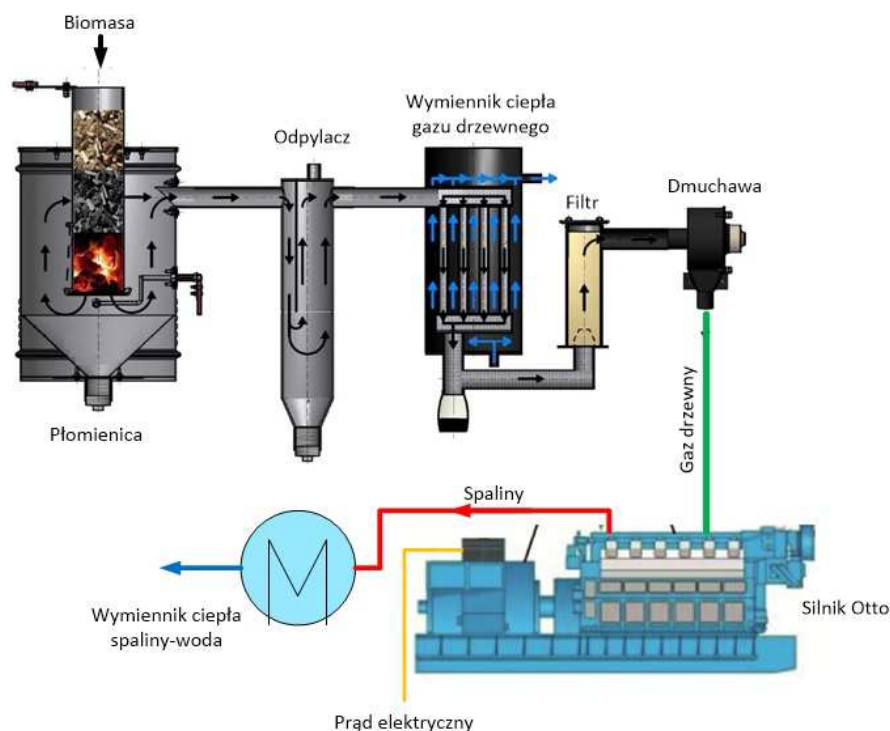
$$\eta_c = EUF = \frac{N_{el} + \sum \dot{Q}}{\dot{m}_b \cdot W_d},$$

Jest to jeden z ważniejszych wskaźników określających efektywność konwersji energii chemicznej paliwa. Wielkość ta jest coraz częściej określana

w literaturze jako wskaźnik wykorzystania energii chemicznej paliwa i oznaczana *EUF* (ang. *Energy Utilization Factor*) [18].

Układ skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła zasilany biomasą będzie się składał z następujących elementów (rys. 3.):

- gazogeneratora – wartość opałowa gazu drzewnego to ok. 5 MJ/m_n^3 , wsad biomasy stanowią zrębki drewna o wymiarach $3 \times 3 \text{ cm}$,
- chłodnicy gazu drzewnego – jej zadaniem jest schłodzenie otrzymanego gazu od temperatury ok. $400\text{-}500^\circ\text{C}$ do temperatury poniżej 40°C , moc cieplna odzyskana to ok. 4 kW ,
- systemu oczyszczania gazu drzewnego – składa się z odpylacza inercyjnego oraz filtru z wełny mineralnej,
- silnika spalinowego – czterosuwowego, o zapłonie iskrowym i mocy mechanicznej ok. 7 KM ,
- prądnicy elektrycznej – o mocy elektrycznej 4 kW , połączonej z silnikiem spalinowym,
- wymiennika ciepła spalin – ochładzającego spaliny od temperatury nawet 700°C ; moc cieplna odzyskana to 5 kW .



Rys. 3. Schemat układu skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła z gazu drzewnego

Fig. 3. Scheme of the system of combined production of electricity and heat from the wood gas

W założeniach technicznych instalacji CHP zasilanej gazem drzewnym przyjęto dostępne na rynku elementy: wymiennik ciepła spaliny–woda, silnik oraz prądnicę. W układzie założono wykorzystanie prototypowego generatora gazu drzewnego, w którym zostanie zmodyfikowany system oczyszczania gazu drzewnego, oraz agregatu prądotwórczego o mocy elektrycznej 4 kW. Agregaty tej mocy dostępne na rynku posiadają chłodzenie powietrzem, dlatego też nie jest możliwy odbiór ciepła z płaszcza silnika spalinowego. Założenia doboru silnika oraz wymiennika ciepła spaliny–woda zaprezentowano w tab. 4. Odzysk ciepła w rozpatrywanym przypadku następuje z dwóch źródeł – ochłodzenia gazu drzewnego powstałego z generatora gazu oraz ochłodzenia spalin silnika.

Tabela 4. Założenia doboru silnika

Table 4. The assumptions of engine selection

Strumień energii chemicznej paliwa	$\dot{m}_b \cdot W_d$	20 kW
Sprawność zgazowania	h_{zg}	75%
Sprawność mechaniczna silnika spalinowego	h_m	30%
Sprawność generatora elektrycznego	η_{el}	90%
Moc elektryczna	N_{el}	4 kW
Sprawność elektryczna	h_{el}	20%
Moc cieplna chłodzenia gazu drzewnego	N_g	4 kW
Moc cieplna chłodzenia spalin	N_s	5 kW
Sprawność cieplna	n_q	45%
Sprawność całkowita	$EU\!F$	65%

5. Podsumowanie

Wykorzystanie w silnikach spalinowych gazu drzewnego powstałego w procesie zgazowania biomasy zajmuje obecnie ważne miejsce pośród innych alternatywnych źródeł energii. Historyczne znaczenie omawianego układu do napędu pojazdów nie zostało rozwinięte i kontynuowane ze względu na wiele uwarunkowań technicznych, technologicznych czy też ekonomicznych. Okazuje się jednak, że otrzymywany w procesie zgazowania gaz drzewny zasilający układ CHP może stanowić konkurencyjne źródło energii elektrycznej i cieplnej wytwarzanej w kogeneracji. Będzie miało ono szczególne znaczenie w wytwarzaniu energii w systemach rozproszonych, niezależnych od dużych, scentralizowanych dostawców energii. Przykładem takiego odbiorcy – systemu rozproszonego – może być dom jednorodzinny. Układ CHP zasilany gazem drzewnym otrzymanym ze zgazowania biomasy uniezależnia dom jednorodzinny od zewnętrznych dostaw energii elektrycznej oraz ciepła. Urządzenie takie wytwarza energię elektryczną o mocy rzędu 4 kW oraz ciepło 9 kW. Sprawność całkowitą układu CHP szacuje się na poziomie 65%, co jest spowodowane brakiem odbioru ciepła od korpusu silnika, który dla tak małych jednostek (rzędu 7 KM) po-

siada chłodzenie powietrzem. Pomimo istniejących utrudnień, m.in. konieczności usuwania powstałych substancji smolistych – dziegciu, zaproponowany układ może stanowić użyteczny i funkcjonalny element wyposażenia, pracujący jako główne lub dodatkowe źródło energii.

Literatura

- [1] Ahrenfeldt J.: Characterization of biomass producer gas as fuel for stationary gas engines in combined heat and power production, PhD Dissertation, Technical University of Denmark, 2007.
- [2] Basu P.: Biomass Gasification and Pyrolysis, Elsevier, Kidlington, Oxford 2010.
- [3] Brandin J, Tunér M, Odenbrand I.: Small scale gasification: gas engine CHP for biofuels, Swedish Energy Agency Report, 2011, p. 137.
- [4] Gil P.: Projekt techniczny układu kogeneracyjnego, praca inżynierska, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów 2012.
- [5] Gil P., Wilk J.: Zgazowanie biomasy w generatorze małej mocy, [w:] Ciepłownictwo, ogrzewnictwo, odnawialne źródła energii, pod red. W. Zimy, D. Talera, Wydawn. Politechniki Krakowskiej, Kraków 2013, s. 61-73.
- [6] Gil P., Grosicki S., Wilk J.: Możliwości zastosowań metod oczyszczania gazu powstałego ze zgazowania biomasy w generatorze małej mocy, INSTAL, 12 (2013), 38-42.
- [7] Grosicki S., Gałek R., Gil P.: Wpływ temperatury zgazowania biomasy na zawartość metanu w gazie drzewnym. Zastosowanie analizy termodynamicznej do opisu zjawisk fizycznych i urządzeń energetycznych, pod red. M. Szewczyka, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2014, s. 77-88.
- [8] Hagos F.Y., Aziz A.R.A., Sulaiman S.A.: Trends of syngas as a fuel in internal combustion engines, Adv. Mech. Eng., article ID 401587, 2014.
- [9] Herdin G., Robitschko R., Klausner J., Wagner M.: Erfahrungen von GEJ mit Holzgasanlagen, GE Jenbacher, 2002.
- [10] Hetmańczyk I., Hepner W.: Gaz generatorowy – biopaliwo z tradycjami, Inżynieria Rolnicza, 4(139), t. 1(2012), 91-100.
- [11] <http://www.ekoautoilijat.fi>.
- [12] <http://www.lowtechmagazine.com/2010/01/woodgas-cars.html>.
- [13] Jensen N., Werling J., Carlsen H., Henriksen U.: CHP from updraft gasifier and Stirling engine, Proc. 12th European Biomass Conference, ETA-Florence & WIP-Munich, pp. 726-729.
- [14] Kitzer H., Pfeifer C., Hofbauer H.: Pressurized gasification of wwoody biomass – variation of parameter, Fuel Proc. Technol., 92 (2011), 908-914.
- [15] Milne T.A., Evans R.J., Abatzoglou N.: Biomass gasifier tars: their nature, formation and conversion, National Renewable Energy Laboratory/TP-570-25357, Golden, Colorado 1998.
- [16] Raman P., Ram N.K.: Performance analysis of an internal combustion engine operated on producer gas, in comparison with the performance of the natural gas and diesel engines, Energy, 63 (2013), 317-333.

- [17] Reed T.B., Das A.: Handbook of Biomass Downdraft Gasifier Engine System, Solar Energy Research Institute/SP-271-3022, Golden, Colorado 1988.
- [18] Skorek J., Kalina J.: Gazowe układy kogeneracyjne, WNT, Warszawa 2006.
- [19] Thapa R.K., Pfeifer C., Holvorsen B.M.: Modeling of reaction kinetics in bubbling fluidized bed biomass gasification reactor, Int. J. Energy Environment, 5 (2014), 35-44.

COMBINED HEAT AND POWER SYSTEM WITH COMBUSTION ENGINE FUELLED BY WOOD GAS

S u m m a r y

The article contains a description of the concept of CHP unit with a four-stroke internal combustion engine powered by wood gas from biomass gasification. The methods of adaptation of internal combustion spark-ignition and compression-ignition engines to using wood gas were presented. Technical problems of engines powered by wood gas were also presented.

Keywords: gasification of biomass, CHP, combined production of electricity and heat, wood gas cleaning

DOI: 10.7862/rm.2015.21

Otrzymano/received: 11.01.2015 r.

Zaakceptowano/accepted: 12.03.2015 r.

Sebastian LEPSZY¹
Tadeusz CHMIELNIAK²

ANALIZA MATEMATYCZNA PRACY PROSTEJ TURBINY GAZOWEJ PO ZMIANIE PALIWA

Zastosowanie biomasy do produkcji energii elektrycznej z użyciem turbin gazowych małej mocy wymaga opracowania modeli maszyn i urządzeń o odmiennej charakterystyce w stosunku do szeroko rozpowszechnionych układów lotniczych i przemysłowych wykorzystujących paliwa konwencjonalne. W celu wskazania najistotniejszych zagadnień związanych z opracowaniem nowych rozwiązań dla turbin gazowych zasilanych paliwem z biomasy, w artykule przedstawiono analizę matematyczną pracy prostej turbiny gazowej małej mocy po zmianie paliwa. W szczególności zwrócono uwagę na możliwość wystąpienia pompażu, przekroczenia dopuszczalnych prędkości obrotowych oraz mocy. Przedstawiono również analizę parametrów komory spalania po zmianie paliwa.

Słowa kluczowe: biogaz, pompaż, komora spalania, parametry otoczenia

1. Wstęp

Podstawowe moduły umożliwiające pracę turbiny gazowej to sprężarka, komora spalania, turbina oraz (w niektórych konfiguracjach) regeneracyjny wymiennik ciepła. Najczęściej wszystkie elementy są zaprojektowane tak, aby turbina pracowała bezpiecznie i efektywnie z zastosowaniem jednego, wybranego paliwa. W przypadku turbin gazowych przemysłowych dużej mocy powszechną praktyką jest budowa turbin gazowych dwupaliwowych, np. zasilanych paliwem ciekłym i gazowym, są to jednak najczęściej paliwa wysokokaloryczne. W zależności od konfiguracji układu, zmiana paliwa gazowego będzie wymagać innych zmian w modułach i parametrach regulacyjnych turbiny gazowej. Wyniki doświadczeń polegających na zmianie paliwa w turbinach gazowych małej i dużej mocy sugerują, że praca takich układów jest możliwa [3]. Wymagania stawiane przez producentów turbin w stosunku do parametrów paliw i ich zakresów zmienności są jednak dość wąskie, co wynika z zachowania niezbędnego marginesu bezpieczeństwa oraz zmniejszenia ryzyka kosztownych napraw gwarancyjnych.

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

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

Najistotniejsze aspekty związane z zamianą paliwa wysokokalorycznego na gaz o niskiej wartości opałowej to:

- ryzyko wystąpienia pompażu [2],
- ryzyko przegrzania rury żarowej spowodowane zmianą rozptywu powietrza i zwiększeniem ilości pary wodnej w spalinach,
- konieczność zmiany układu zasilania komory spalania związana ze zmianą kaloryczności paliwa (w zakresie tym ważna jest również analiza dotycząca granicy palności paliw),
- zagadnienia energii zapłonu i związana z tym konstrukcja urządzenia zapłonowego.

W pracy dokonano oceny zmiany paliwa z metanu na biogaz w aspekcie określenia ryzyka wystąpienia pompażu w przypadku układu dwuwiałowej turbiny gazowej o obiegu prostym. Metodologia wyznaczania ryzyka wystąpienia pompażu w układzie turbiny gazowej zasilanej gazem niskokalorycznym polegała na zamodelowaniu pracy turbiny w różnych warunkach otoczenia, z wykorzystaniem gazu wysokokalorycznego (paliwo bazowe) oraz na porównaniu wybranych parametrów pracy uzyskanych z modelu układu zasilanego paliwem niskokalorycznym. Wyodrębnienie kluczowych różnic parametrów w obu modelach umożliwia wprowadzenie zmian w układzie lub w parametrach pracy, zapewniając bezpieczną eksploatację układu.

W zakresie analizy parametrów komory spalania wyznaczono zmiany strat ciśnienia i zmiany współczynnika nadmiaru powietrza w pierwszej części komory spalania. Obliczenia opierały się na wykorzystaniu empirycznych formuł opisujących straty ciśnienia i strumieni masy w zależności od charakterystycznych parametrów komory spalania, takich jak: referencyjna prędkość przepływu i referencyjny przekrój komory spalania.

2. Założenia

W analizach przyjęto, że rozważane paliwa to dwa biogazy różniące się składem. Jeden z nich jest biogazem z fermentacji metanowej, drugi ma skład odpowiadający gazowi ze zgazowania termicznego, powietrznego biomasy. Zestawienie składników analizowanych gazów przedstawiono w tab. 1. Model turbiny gazowej małej mocy zbudowano, opierając się na obiegu prostej turbiny gazowej, której parametry były zbliżone do turbiny lotniczej GTD-350. Analizy obiegu termodynamicznego przeprowadzono z zastosowaniem programu Gate-Cycle. Ogólny schemat turbiny przedstawiono na rys. 1. Bazowy model matematyczny zbudowano, przyjmując następujące dane:

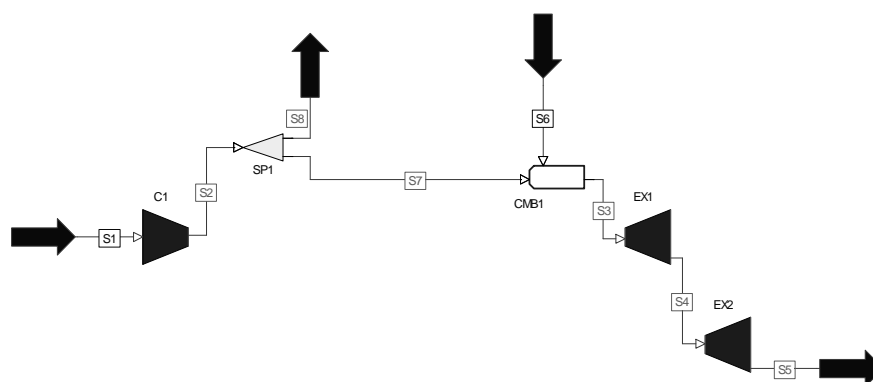
- powietrze wlotowe S1: ciśnienie 101,32 kPa, temperatura 15°C, wilgotność względna 60%, strumień masowy 2,19 kg/s,
- sprężarka C1: sprawność izentropowa 0,72; sprawność sprężania 5,6,
- komora spalania CMB1: względny spadek ciśnienia 3%, temperatura wylotowa spalin 940°C, sprawność energetyczna 0,995,

- turbina EX1: sprawność izentropowa 0,76,
- turbina EX2: sprawność izentropowa 0,86, ciśnienie wylotowe 101,3 kPa,
- paliwo S6: metan,
- generator elektryczny o sprawności 0,98.

Tabela 1. Parametry biogazu

Table 1. Biogas parameters

Udziały molowe składników	Biogaz 1.	Biogaz 2.
CH ₄	62,5	2,82
CO ₂	34,3	12,22
H ₂ O	2	13,52
N ₂	0,5	39,20
H ₂	5	13,25
CO	-	17,22
Ar	-	0,47
NH ₃	-	0,27
H ₂ S	0,2	-
C ₂ H ₆	-	1,00
Masa drobinowa, kg/kmol	25,69	24,57
Wartość opałowa, kJ/kg	19612	4764



Rys. 1. Schemat analizowanej turbiny gazowej (C1 – sprężarka; SP1 – zawór upustowy; CMB1 – komora spalania; EX1, EX2 – turbiny)

Fig. 1. Scheme of analyzed gas turbine (C1 – compressor; SP1 – splitter; CMB1 – combustion chamber; EX1, EX2 – turbines)

Parametry turbiny gazowej po zmianie paliwa określono, wykorzystując uniwersalną charakterystykę sprężarki dostępną w programie GateCycle oraz równanie przelotowości dla turbin.

3. Rezultaty obliczeń

Wyliczone parametry układu przedstawiono w tab. 2. Wykorzystując schemat i założenie, określono parametry znamionowe turbiny gazowej zasilanej metanem (tab. 2. – tryb MN). Uzyskane wartości stanowią parametry, z którymi porównano rezultaty wyznaczone po zmianie paliwa. Zasilanie turbiny gazowej biogazem 1. w warunkach znamionowych (tab. 2. – tryb B1_N) skutkuje podwyższeniem mocy elektrycznej układu. Niekorzystnym skutkiem zmiany paliwa jest w tym przypadku jedynie niewielkie podwyższenie prędkości obrotowej oraz współczynnika CMV. Współczynnik ten określa oddalenie punktu pracy na charakterystyce sprężarki od linii pompażu. Przyjmuje wartość 1 dla punktów na linii pompażu, a wartość 0,5 dla punktów charakteryzujących się najniższymi wartościami sprężu na uniwersalnej charakterystyce sprężarki dla danej prędkości obrotowej w programie GateCycle.

W przypadku wykorzystania biogazu 2., zachowując znamionową wartość temperatury za komorą spalania (tab. 2. – tryb B2_N1), turbina gazowa osiąga bardzo wysoką moc. Wartości współczynnika CMV i prędkości obrotowej sprężarki również osiągają wysokie wartości. Praca w tych warunkach może być niemożliwa. Jednym ze sposobów obniżenia mocy turbiny gazowej jest pobranie części powietrza z wylotu sprężarki do upustów. Skutkiem tego zabiegu jest obniżenie wartości współczynnika CMV i prędkości obrotowej do bezpiecznego poziomu (tryb B2_N2).

Parametry pracy turbiny gazowej zasilanej biogazem w nominalnej temperaturze otoczenia (15°C) w przypadku regulacji prac za pomocą temperatury spalin wylotowych z komory spalania przedstawiono w tab. 2. – tryb B2_N3. Osiągnięcie nominalnej mocy turbiny gazowej wymaga znacznego obniżenia temperatury spalin za komorą spalania. Mimo to wartość współczynnika CMV jest wysoka, co może powodować pompaż.

Tabela 2. Parametry turbiny gazowej

Table 2. Gas turbine parameters

Parametr	Jedn.	MN	B1_N	B2_N1	B2_N2	B2_N3
Moc elektryczna układu	kW	297	316,3	483	297	297
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej	%	16,29	17,05	20,28	14,59	17,45
Strumień energii chemicznej paliwa	kW	1823	1855	2381	2034	1701
Moc napędowa sprężarki	kW	560	0,573	684	554	537
Moc mechaniczna turbiny EX1	kW	560	0,573	684	554	537
Moc mechaniczna turbiny EX2	kW	315	0,335	507	314	314
Temperatura spalin wlotowych do turbiny	°C	940,4	940	940	940	788
Sprawność izentropowa sprężarki		0,7197	0,7206	0,7044	0,722	0,743
Stosunek ciśnień w sprężarce		5,59	5,74	6,88	5,58	5,76
Prędkość obrotowa sprężarki	obr./min	43200	43352	44763	43032	42471
CMV	-	0,7473	0,7662	0,8751	0,760	0,834
Skorygowana prędkość obrotowa	%	100	100,3	103,6	99,6	98,31
Strumień masowy powietrza wlotowego	kg/s	2,190	2,19	2,257	2,176	2,118
Strumień masowy powietrza upustowego	-	-	0,0	0	0,370	0

Parametry pracy turbiny gazowej zasilanej biogazem w niskiej temperaturze otoczenia (-20°C) przedstawia tab. 3. Głównym efektem obniżenia temperatury powietrza dla turbiny zasilanej metanem był znaczny wzrost mocy turbiny – o ok. 30% oraz wzrost sprawności wytwarzania energii elektrycznej (tryb M_1). Istotną cechą tego rozwiązania było obniżenie prędkości obrotowej sprężarki. Parametr ten w decydujący sposób wpływa na obciążenie mechaniczne łopatek oraz wału. Uzyskuje się więc obniżenie siły odśrodkowej działającej na łopatkę. Jednocześnie mniejsza prędkość obrotowa oraz większa moc powodują podwyższenie momentu obrotowego, skręcającego wał o ok. 15% w stosunku pracy w warunkach znamionowych. Można również zaobserwować niewielki wzrost współczynnika CMV w odniesieniu do parametrów znamionowych.

Tabela 3. Parametry turbiny gazowej dla temperatury otoczenia -20°C Table 3. Gas turbine parameters for ambient temperature -20°C

Parametr	Jedn.	M_11	B1_11	B2_11	B2_12	B2_13
Moc elektryczna układu	kW	0,403	0,4247	607	297	297
Sprawność wytwarzania energii elektrycznej	%	18,70	19,41	22,05	18,02	13,80
Strumień energii chemicznej paliwa	kW	2157	2187	2755	1647	2156
Moc napędowa sprężarki	kW	0,636	0,649	765	525	553
Moc mechaniczna turbiny EX1	kW	0,636	0,649	765	525	553
Moc mechaniczna turbiny EX2	kW	0,425	0,447	636	313	315
Temperatura spalin wlotowych do turbiny	$^{\circ}\text{C}$	940	940	940	701	940
Sprawność izentropowa sprężarki	-	0,6924	0,6915	0,661	0,733	0,702
Stosunek ciśnień w sprężarce	-	6,35	6,50	7,70	5,87	5,58
Prędkość obrotowa sprężarki	obr./min	42548	42663	43979	40112	41177
CMV	-	0,7383	0,7654	0,916	0,828	0,663
Skorygowana prędkość obrotowa	%	105,3	105,55	108,80	99,23	101,8
Strumień masowy powietrza wlotowego	kg/s	2,492	2,49	2,51	2,30	2,40
Strumień masowy powietrza upustowego	-	0,403	0,0	0	0	0,620

Praca w niskiej temperaturze otoczenia z wykorzystaniem biogazu 1. powoduje znaczny przyrost mocy w stosunku do turbiny zasilanej metanem (tryb B1_1). Biorąc pod uwagę to, że turbina zaprojektowana do pracy z wykorzystaniem metanu jako paliwa przyjmuje największe obciążenie mechaniczne w niskich temperaturach, praca z zastosowaniem biogazu może być niebezpieczna. Wykorzystanie biogazu 2. i praca z maksymalną temperaturą za komorą spalania bardzo niekorzystnie wpływa na parametry decydujące o bezpiecznej eksploatacji układu. Wartości mocy elektrycznej, współczynnika CMV i prędkości obrotowej ulegają znacznemu zwiększeniu (tryb B2_11).

W kolejnym trybie pracy (tryb B2_12) zmniejszono moc do wartości nominalnej. Zabieg ten pozwolił obniżyć współczynnik CMV oraz prędkość obrotową. Nawet w tym przypadku zapas statyczności sprężarki może się okazać za mały. Zwiększenie ilości powietrza upustowego pozwala osiągnąć wartość nominalną mocy elektrycznej turbiny (tryb B3_13). W takim trybie parametry są

na bezpiecznym poziomie, a ilość powietrza upustowego stanowi aż ok. 25% strumienia powietrza wlotowego.

4. Zmiana parametrów w komorze spalania związana ze zmianą paliwa

Głównym celem przedstawionej w pracy analizy było określenie zmiany wartości straty ciśnienia w komorze spalania oraz zmiany współczynnika nadmiaru powietrza w pierwszej części komory spalania. Do obliczeń wykorzystano dane uzyskane dla pracy komory spalania zasilanej metanem (tryb MN) i gazem ze zgazowania dla temperatury otoczenia równej 15°C (tryb B2_N2). Do obliczeń zastosowano przede wszystkim empiryczne zależności opisujące parametry komór spalania. Do obliczenia spadku ciśnienia w komorze spalania wykorzystano współczynnik strat ciśnienia C_{KS} , którego wartość nie ulega zmianie podczas zmiany parametrów pracy komory spalania [1]. Współczynnik strat ciśnienia określono wzorem:

$$C_{KS} = \frac{\Delta p_{S3-S4}}{q_{ref}} \quad (1)$$

gdzie: Δp_{S3-S4} – spadek ciśnienia w komorze spalania,
 q_{ref} – referencyjne ciśnienie dynamiczne.

Wartość ciśnienia referencyjnego określa wzór:

$$q_{ref} = \frac{\rho_{S3} U_{ref}^2}{2} \quad (2)$$

gdzie: ρ_{S3} – gęstość powietrza na wlocie do komory spalania,
 U_{ref} – referencyjna prędkość czynnika w komorze spalania;

$$U_{ref} = \frac{\dot{m}_{S3}}{\rho_3 A_{ref}} \quad (3)$$

W większości konstrukcji komór spalania zawirowywacz zlokalizowany w osi dyszy paliwowej dostarcza powietrze pierwotne do spalania paliwa gazowego. Dysponując spadkiem ciśnienia w komorze spalania, określono zmianę strumienia powietrza przepływającego przez zawirowywacz m_{pKS} . Wartość ta umożliwiła wyznaczenie współczynnika nadmiaru powietrza w komorze spalania po zmianie paliwa. Zmianę strumienia określono, posługując się równaniem:

$$\frac{m_{pKS}}{m'_{pKS}} = \frac{\sqrt{\rho_3 \Delta p_{S3-S4}}}{\sqrt{\rho'_3 \Delta p'_{S3-S4}}} \quad (4)$$

Zakładając, że w warunkach nominalnych współczynnik nadmiaru powietrza obliczony dla ilości powietrza pierwotnego wynosi 1, określono współczynnik nadmiaru powietrza po zmianie paliwa. Wyniki obliczeń przedstawiono w tab. 4.

Tabela 4. Parametry komory spalania turbiny gazowej po zmianie paliwa

Table 4. Parameters of combustion chamber of gas turbine after fuel change

Parametr	Metan	Biogaz 2.
Prędkość referencyjna w komorze spalania	20,0 m/s	18,1 m/s
Spadek ciśnienia w komorze spalania	5,35 kPa	4,85 kPa
Współczynnik nadmiaru powietrza λ	1	0,9385

5. Podsumowanie

Zmiana paliwa w turbinach gazowych małej mocy z paliwa wysokokalorycznego na niskokaloryczne może być niebezpieczna dla ich pracy. Najistotniejsze zagrożenia to wystąpienie pompażu oraz praca z nadmierną mocą. Oba sposoby zmierzające do ograniczenia zagrożeń związanych ze zmianą paliwa prowadzą do obniżenia sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Niekorzystne skutki obniżenia sprawności można zmniejszyć, racjonalnie wykorzystując sprężone powietrze pobierane z upustów sprężarki. Zmiana paliwa z metanu na biogaz z procesu zgazowania nie wpływa w zasadniczy sposób na parametry w komorze spalania w przypadku pracy z ograniczoną mocą turbiny gazowej. Opierając się na przedstawionych w pracy rezultatach w przypadku projektowania lub modyfikacji turbin gazowych wykorzystujących różne paliwa, należy już na wstępie określić racjonalny sposób wykorzystania powietrza upustowego.

Podziękowanie

Opisane badania były finansowane z budżetu Zadania Badawczego nr 4, pt. „Opracowanie zintegrowanych technologii wytwarzania paliw i energii z biomasy, odpadów rolniczych i innych” w ramach strategicznego programu badań naukowych i prac rozwojowych, pt. „Zaawansowane technologie pozyskiwania energii”, realizowanego ze środków NCBiR i ENERGA S.A.

Literatura

- [1] Lefebvre A.H., Ballad D.R.: Gas Turbine Combustion. Alternative Fuels and Emissions, third edition, CRC Press Taylor and Francis Group, Boca Raton 2010.
- [2] Lepszy S., Chmielniak T.: Mathematical modeling of fuel change in micro gas turbine system, Proc. 19th European Biomass Conference and Exhibition, Berlin 2011.

- [3] Paisley M.A., Welch M.J.: Biomass gasification combined cycle opportunities using the future energy SILVAGAS® gasifier coupled to Alstom's industrial gas turbines, Proc. ASME Turbo Expo 2003, Turbo Expo Land, Sea and Air, Georgia 2003, GT2003-38294.

MATHEMATICAL ANALYSIS OF SIMPLE GAS TURBINE PERFORMANCE AFTER FUEL CHANGE

S u m m a r y

The use of biomass to produce electricity using gas turbines requires the development of models with different characteristics in relation to the widespread aero and industrial systems using conventional fuels. In order to identify the most important issues related to the development of new solutions for gas turbines fueled with biogas, in the article, the mathematical analysis and models of the operation of the simple gas turbine after the change of fuel are shown. In particular, attention was paid to: possibilities of surging occurrence and exceeding the permissible speed and power. An analysis of the parameters of the combustion chamber after the change of the fuel was shown.

Keywords: biogas, surge line, combustion chamber, ambient conditions

DOI: 10.7862/rm.2015.22

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 22.02.2015 r.

Bartosz PRZYBYŁA¹
Zbigniew ZAPAŁOWICZ²

PRZEGLĄD METOD USZCZELNIANIA WIRNIKÓW TURBIN LOTNICZYCH

W artykule przedstawiono najczęściej stosowane w praktyce sposoby przeciwdziałania przeciekom strumieni powietrza lub spalin pomiędzy wirnikiem a korpusem lotniczej turbiny gazowej, materiały stosowane do budowy uszczelnień oraz wady i zalety poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych. Szczegółowo opisano następujące rozwiązania konstrukcyjne: uszczelnienie przez wykonanie wgłębienia w materiale końcówki łopatki wirnikowej, uszczelnienie labiryntowe, wykorzystanie do uszczelniania materiałów odpornych na ścieranie (np. węglikowe płytki zabezpieczające) oraz materiałów tworzących tzw. „plaster miodu”.

Słowa kluczowe: silniki lotnicze, turbiny gazowe, uszczelnienia turbin

1. Wstęp

Silniki turbinowe są stosowane na szeroką skalę do napędów statków powietrznych, począwszy od śmigłowców, przez samoloty myśliwskie, do największych samolotów z klasycznym napędem odrzutowym bądź turbośmigłowym. Ich największą zaletą, w porównaniu z silnikami tłokowymi, jest przede wszystkim duża moc bądź duży ciąg osiągnięty przy stosunkowo małych gabarytach (duży współczynnik koncentracji mocy). Ogromną zaletą obecnie produkowanych i używanych silników turbinowych, w porównaniu z konstrukcjami sprzed kilkudziesięciu lat, jest również ich większa trwałość, sięgająca niekiedy 3000-6000 godzin pracy. Jednak takie napędy nie są pozbawione wad, z których największą jest stosunkowo duże zużycie paliwa, innymi są zaś: duża podatność na uszkodzenia elementów konstrukcyjnych przez ciała obce zassane przez silnik, konieczność częstego serwisowania turbin przez personel naziemny, zapewnienie dużej precyzji wykonania poszczególnych elementów konstrukcyjnych turbiny, co wpływa bezpośrednio na koszt zastosowanych materiałów i koszty produkcji.

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Bartosz Przybyła, Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie, al. Piastów 19, 70-310 Szczecin, tel.: (91) 4494272, e-mail: bartosz.przybyla@zut.edu.pl.

² Zbigniew Zapałowicz, Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie, e-mail: zbigniew.zapalowicz@zut.edu.pl.

Uszczelnienia stosuje się między: łopatkami wirnika a kadłubem, tłokiem odciążającym a kadłubem, wałem a kadłubem oraz wałem a tarczą kierowniczą. Uszczelnieniem turbin gazowych zajmuje się wiele ośrodków badawczych oraz centrów wdrożeniowych największych producentów silników turbinowych, takich jak: Pratt&Whitney, Rolls-Royce, General Electric, Turbomeca i in. Konieczność obniżenia kosztów utrzymania napędów powoduje, że stale poszukuje się nowych, bardziej efektywnych rozwiązań konstrukcyjnych. Często są to bardzo skomplikowane konstrukcje, takie jak: uszczelnienie wirnika przez nadmuch powietrza w szczelinę międzyłopatkową, czy też stosowanie silników typu „propfan”. W tym ostatnim rozwiązaniu konstrukcyjnym poza obracającym się wirnikiem turbiny, wiruje również kierownica, napędzając przeciwbieżny wirnik. Szacuje się, że spośród wszystkich czynników, które mają największy wpływ na pogorszenie parametrów pracy turbin, nieszczelności stanowią ponad 40% ogółu strat [7].

Celem niniejszej pracy jest analiza obecnie stosowanych metod uszczelnienia wirników turbin gazowych.

2. Określenie wysokości szczeliny uszczelniającej

W silnikach turbinowych elementem, który bezpośrednio przetwarza energię kinetyczną spalin na energię mechaniczną, jest wirnik turbiny. Wirnik jest zbudowany z piasty i tarczy, na której w zależności od konstrukcji zamontowano od kilkunastu do nawet kilkuset łopatek. Pomiędzy końcówkami łopatek a korpusem turbiny musi istnieć szczelina konstrukcyjna, zabezpieczająca silnik przed jego uszkodzeniem na skutek ewentualnego kontaktu tych elementów. Wysokość tej szczeliny nie może być zbyt mała, bo oczywiście nie zabezpieczy ona łopatek wirnika przed zniszczeniem, ale nie może być też zbyt duża, ponieważ wtedy straty nieszczelności będą zbyt duże. Na wielkość szczeliny mają wpływ następujące czynniki:

- grubość warstwy filmu olejowego w łożyskach wału silnika, która zależy przede wszystkim od poprawności działania układu olejowego,
- stan łożysk wału,
- drgania silnika podczas jego pracy,
- wychylenie silnika wynikające z wykonywanych przez samolot manewrów,
- rozszerzalność cieplna łopatek przy temperaturze spalin osiągającej wartość nawet 1600 K,
- zjawisko pełzania materiału, z którego wykonana jest łopatka,
- okres użytkowania silnika,
- podatność na rozciąganie łopatki, wynikająca z działania sił odśrodkowych przy prędkościach obrotowych wirnika osiągających wartość nawet 60 000 obr./min,
- precyzja wykonania i montażu zespołów turbiny [4].

Wysokość szczeliny można wyznaczyć ze wzoru:

$$C_t = A \cdot \frac{D_z}{1000} + 0,25 \quad (1)$$

gdzie: D_z – średnica zewnętrzna wirnika turbiny,
 A – współczynnik.

Wartość współczynnika A wynosi odpowiednio: $A = 0,6$ dla sprężarek osiowych, $A = 0,85$ dla turbin wykonanych ze stali ferrytycznych, tzw. nierdzewnych, oraz $A = 1,3$ dla stali austenitycznych, tzw. kwasoodpornych. Słuszność wzoru (1) można sprawdzić np. dla silnika P&W 206 B2+. Instrukcja tego silnika podaje, że wartość wysokości szczeliny C_t powinna się zawierać w przedziale 0,43-0,48 mm [2]. Elementy silnika są wykonane ze stali austenitycznej, a średnica zewnętrzna wirnika $D_z = 170$ mm. Wysokość szczeliny obliczona ze wzoru (1) wynosi zatem ok. 0,47 mm i mieści się w przedziale wartości zalecanych przez producenta.

3. Przegląd metod uszczelnienia wirników turbin gazowych

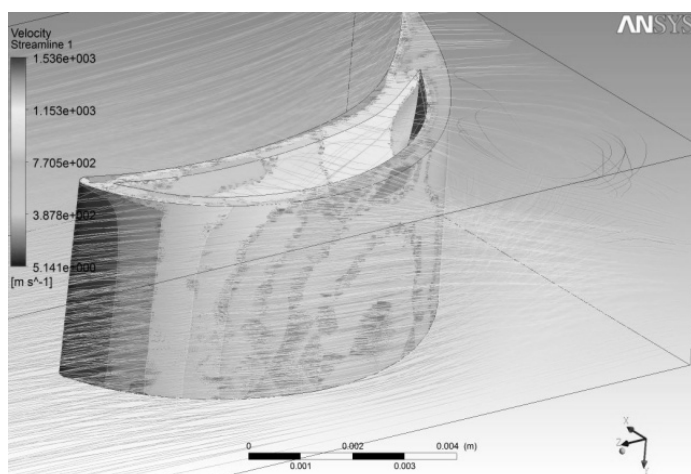
Jednym ze sposobów zapobiegania nadmiernemu przedostawaniu się czynnika roboczego przez szczelinę między łopatkami a kadłubem jest zastosowanie wyźłobienia w końcówce łopatki (rys. 1.).



Rys. 1. Model łopatki z wyźłobieniem

Fig. 1. Model of blade with the tip chamfering

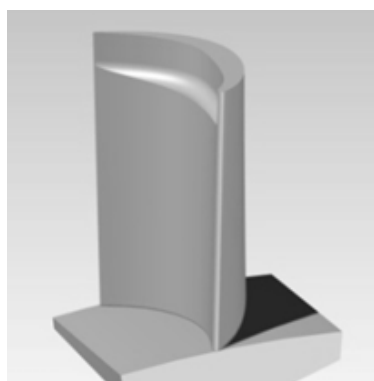
Rozwiązanie to przy odpowiednim doborze wymiarów wyźłobienia może zmniejszyć przepływ strumienia gazu z jednej strony łopatki na drugą. Badania doświadczalne wykazują, że wewnątrz wgłębienia w końcówce łopatki strumień gazu ma nieco wyższe ciśnienie niż w przypadku, gdy jest ona zakończona płasko. Również wiry powstające na skutek zakrzywienia powierzchni (rys. 2.) tworzą zauważalną barierę dla przepływającego strumienia spalin. To rozwiązanie konstrukcyjne nie pozwala jednak na znaczący wzrost sprawności turbiny. W przeprowadzonych w 1998 r. badaniach Rigby [3] stwierdził, że w zależności od głębokości wyźłobienia sprawność stopnia turbiny może wzrosnąć od 0,1 do 0,3%, mimo zmniejszenia się strat przepływu czynnika roboczego w uszczelnieniu z 14 do 10%.



Rys. 2. Symulacja strug gazu opływających model łopatki

Fig. 2. Simulation of gas streams abounding model of the blade

Wybranie materiału tylko po jednej stronie końcówki łopatki jest kolejnym sposobem zmniejszenia strat szczelinowych (rys. 3.). Rozwiązanie to jest stosowane zarówno w turbinach gazowych, jak i w turbinach parowych. Wyżłobienie można wykonać po stronie wklęsłej albo wypukłej łopatki (rys. 4.). Tak wykonana łopatka jest jednak dużo bardziej narażona na uszkodzenia spowodowane ewentualnym wystąpieniem jej tarcia o kadłub turbiny. Przyczyną jest mniejsza wytrzymałość tej części łopatki, która tworzy jej zakończenie. Ubytek materiału powoduje, że łopatka staje się dużo bardziej podatna na zginanie, wykruszanie bądź erozję.



Rys. 3. Łopatka z wybraniem po jednej stronie

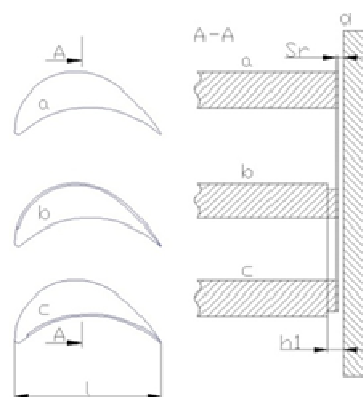
Fig. 3. Blade with the tip chamfering on the one side

Rozwiązanie to ma jedną zaletę – w razie awarii pierwsza zostaje uszkodzona łopatka, a dopiero później kadłub turbiny. Jest to szczególnie istotne w sytuacji, gdy kadłub turbiny nie jest specjalnie zabezpieczony przed uszko-

dzeniami, np. przez zamontowanie płytek wykonanych z materiałów podatnych na uszkodzenia mechaniczne i jednocześnie odpornych na wysokie temperatury. Zastosowanie tych płytek powoduje, że jako pierwszy ulega uszkodzeniu korpus, a dopiero później pióro łopatki. Wybór kolejności, w jakiej mają ulegać zniszczeniu elementy konstrukcyjne, wpływa na żywotność turbiny, zmniejszenie jej wydajności, częstość napraw, a zatem i na koszty eksploatacji. Przeprowadzone przez Rigby'ego [3] badania wykazały, że największe straty szczelinowe mają łopatki, w których wybrano materiał po stronie wklęsłej, nieco niższe straty występują w łopatkach z materiałem wybranym po stronie wypukłej, a najniższe straty są w łopatkach ściętych prosto (rys. 5.). Z kolei łopatki, w których wybrano materiał po stronie wklęsłej, charakteryzują się największym przyrostem kąta odchylenia strugi, a zatem największym zmniejszeniem przyrostu składowej prędkości obwodowej.

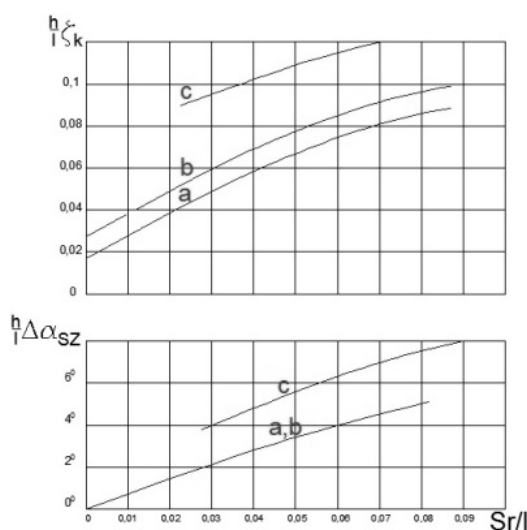
Rys. 4. Różne rodzaje zakończeń łopatki wirnikowej:
a) płasko ścięta, b) wybranie materiału po stronie wypukłej, c) wybranie materiału po stronie wklęsłej

Fig. 4. Different types of rotational blade tip: a) flat chisel, b) removing the material on the convex side, c) removing the material on the concave side



Rys. 5. Zależności współczynników strat końcowych ζ_k (czyli sumy strat indukowanych ζ_i i szczelinowych ζ_{sz}) oraz wartości kątów $\Delta\alpha_{sz}$ od stosunku S_r/l dla różnych typów końca łopatki

Fig. 5. Dependence of the final loss coefficients ζ_k (i.e. the sum of the losses induced ζ_i , and slotted ζ_{sz}) and angles values $\Delta\alpha_{sz}$ in relation to the ratio of S_r/l for different types of tips of the blade

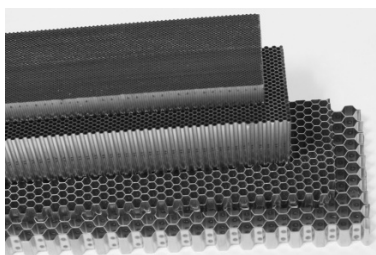


Kolejnym sposobem uszczelniania wirników turbin gazowych jest zastosowanie tzw. „plastra miodu” (rys. 6.). Rozwiązanie to jest z powodzeniem stosowane w silnikach lotniczych oraz turbinach gazowych od ponad 20 lat. Uszczelnienie tego typu składa się z zamontowanych w kadłubie turbiny elementów z powłoką o strukturze plastra miodu, która nie ma bezpośredniego styku z obracającym się wirnikiem turbiny. Strukturę plastra miodu tworzą bardzo cienkie blaszki o grubości około kilkunastu mikrometrów, przylutowane bądź przyspawane do podstawy i trwale ze sobą połączone (rys. 7.). Nawet w przypadku dostania się ciał obcych do silnika czy też uszkodzenia łożysk wału głównego bądź gwałtownych manewrów samolotu, które mogą spowodować ocieranie się wirnika o korpus, „plaster miodu” nadal zachowuje swoje dobre właściwości uszczelniające. Zastosowanie tego uszczelnienia przekłada się bezpośrednio na dłuższą żywotność zespołu wirującego, większy ресурс silnika, mniejszą liczbę przeglądów i napraw, a ostatecznie wpływa na zmniejszenie kosztów użytkowania silnika.



Rys. 6. Uszczelnienie typu „plaster miodu”

Fig. 6. Honeycomb type seal



Rys. 7. Struktura uszczelnienia typu „plaster miodu”

Fig. 7. Structure of honeycomb type seal

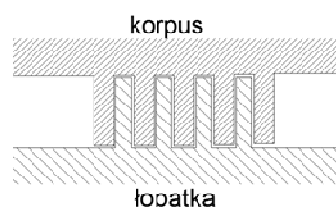
Do budowy plastra używa się stopów niklu o nazwie handlowej „Haynes 214” lub „Hestalloy”, charakteryzujących się dużą odpornością na utlenianie oraz zachowaniem właściwości wytrzymałościowych w temperaturach do 1200°C. Niestety, gdy temperatura spalin w silnikach osiąga wartości ok. 1500-1700°C, nie można zastosować tego typu uszczelnień [6]. Z przeprowadzonych przez firmę Shanghai Turbine Corporation Limited badań [5] wynika, że sprawność turbiny z uszczelnieniem typu plaster miodu wzrasta o ok. 3,9% w porównaniu ze stosowanymi wcześniej rozwiązaniami konstrukcyjnymi.

Najczęściej spotykanym w praktyce sposobem uszczelniania wirników turbin jest jednak uszczelnienie labiryntowe (rys. 8.). Łopaska turbiny posiada na końcu kilka rowków, które ściśle współpracują z podobnymi rowkami wykonanymi w kadłubie (rys. 9.).



Rys. 8. Wirnik turbiny z elementami uszczelnienia labiryntowego

Fig. 8. Turbine rotor with the labyrinth seal elements



Rys. 9. Schemat uszczelnienia labiryntowego

Fig. 9. Scheme of labyrinth seal

W trakcie pracy turbiny elementy labiryntów wykonanych w kadłubie i na zakończeniu łopatki nie dotykają się. Między występami i rowkami występują kolejno wąskie i szerokie szczeliny, których wymiar waha się, w zależności od rodzaju turbiny, od kilku mikrometrów do kilku milimetrów. Spaliny, płynąc przez labirynt, ulegają dławieniu izentalpowemu. W kolejnych labiryntach gaz ulega rozprężaniu politropowemu w wąskiej szczelinie, po czym wskutek procesu izobarycznej dyssypacji energii w szerszej szczelinie ulega ogrzaniu, osiągając początkową entalpię. Sprawność tego typu uszczelnienia zależy od liczby wykonanych rowków – występów. Im dłuższa jest więc droga do pokonania przez spaliny, tym mniejsze są przecieki. Dodatkowo, skomplikowany kształt kanału, przez który przepływają gazy spalinowe, powoduje bardzo silną turbulizację strugi (rys. 9.). Struga gazu porusza się ruchem chaotycznym, atomy gazu uderzają w ścianki labiryntu, częściowo zamieniając swoją energię kinetyczną w energię cieplną, która tylko w nieznacznej ilości jest odprowadzana przez łopaski i korpus, a głównie powoduje podgrzanie przepływającego czynnika. Badania tego typu uszczelnień wykazują, że sprawność silnika wzrasta przeciętnie od 2 do 7%, a w niektórych przypadkach nawet do 9% [1].

4. Podsumowanie

W pracy przedstawiono najczęściej stosowane w praktyce uszczelnienia pomiędzy wirnikiem a kadłubem lotniczej turbiny gazowej. Wybór odpowiedniego uszczelnienia zależy przede wszystkim od mocy silnika lotniczego. W dużych silnikach, o mocach do kilku GW, stosuje się przeważnie uszczelnienie przez wybranie materiału w łopatkach, ponieważ zjawisko pełzania materiału, z którego jest wykonana łopata, w mniejszym stopniu może pogorszyć pracę bądź uszkodzić zespół wirnikowy. W małych silnikach, o mocy do kilkuset kW, częściej spotykanym rozwiązaniem konstrukcyjnym jest uszczelnienie labiryntowe. Zastosowanie „plastra miodu” jako uszczelnienia jest rozwiązaniem bardzo efektywnym, ale zarazem bardzo kosztownym, o czym decydują przede wszystkim wysokie koszty jego produkcji. W porównaniu z nim zastosowanie elementów zabezpieczających kadłub jest prostsze i mniej kosztowne. Silnik jest dobrze zabezpieczony przed zniszczeniem oraz długimi okresami między kolejnymi remontami.

Wytwórcy lotniczych turbin gazowych stosują wszystkie rodzaje uszczelnień w produkowanych przez siebie silnikach. O wyborze uszczelnienia decydują przede wszystkim opanowanie technologii ich wytwarzania oraz własne, opatentowane rozwiązania techniczne.

Literatura

- [1] Kowalski A.: Okrętowe turbozespoły spalinowe, Wydawn. Morskie, Gdynia 1983.
- [2] P&WC PW206/207 Maintenance Training Manual, Publications Customer Services, Quebec, 2012.
- [3] Smarsly W. et al.: Advanced High Temperature turbine seals materials and designs, Mat. Sci. Forum, 1 (2005), www.scientific.net/MSF.492-493.21.
- [4] Tuliszka E.: Turbiny cieplne: zagadnienia termodynamiczne i przepływowe, WNT, Warszawa 1973.
- [5] www.forestpeholdings.com.
- [6] www.ge-energy.com – Advanced Seals Upgrade.
- [7] www.TurboCare.com.pl.

REVIEW OF METHODS OF AVIATION TURBINE ROTORS SEALING

Summary

In this paper, the most frequently used in practice, the prevention of leakage of exhaust gas stream between the rotor and the housing aviation gas turbine, the materials used in the construction seals and the pros and cons of each design solutions have been presented. The following

design solutions: the seal by making a recess in the material of the rotor blade tip, a labyrinth seal for sealing, the use of wear-resistant materials (e.g. Carbide protective plate) and the materials making up the so-called „Honeycomb” have been described in detail.

Keywords: aircraft engines, gas turbines, turbine seals

DOI: 10.7862/rm.2015.23

Otrzymano/received: 10.01.2015 r.

Zaakceptowano/accepted: 22.03.2015 r.

Ewa SKAWIŃSKA¹

BADANIE WPLYWU DODATKU ZMIENNOFAZOWEGO NA WŁAŚCIWOŚCI CIEPLNE WYBRANEGO MATERIAŁU BUDOWLANEGO

Istotną cechą obecnego budownictwa jest stosowanie lekkiej konstrukcji oraz większych powierzchni oszklonych, co prowadzi do przegrzania lub wychłodzenia budynków, w zależności od warunków atmosferycznych. Z drugiej strony, mieszkańcy budynków spędzają znaczną część czasu w pomieszczeniach zamkniętych, w wyniku czego wzrasta zużycie energii do celów chłodniczych lub grzewczych. Rozwiązaniem tego problemu może być zastosowanie w konstrukcji budynku materiału budowlanego zmieszanego z materiałem zmiennofazowym (PCM), który przechowuje energię w formie utajonej, w procesie przemiany fazowej topnienia lub krzepnięcia. Powszechnie wiadomo, że właściwości termofizyczne materiałów budowlanych będą miały wpływ na zużycie energii w budynku. W związku z tym interesujące jest zbadanie nie tylko możliwości wykorzystania PCM-u jako materiału zwiększającego pojemność cieplną, ale i jego wpływu na właściwości cieplne, takie jak przewodność cieplna materiału budowlanego. W pracy wyznaczono współczynnik przewodzenia ciepła mieszaniny tynku gipsowego i organicznego materiału zmiennofazowego.

Słowa kluczowe: wymiana ciepła, tynk gipsowy, przewodzenie ciepła

1. Wstęp

Pomysł wykorzystania materiałów zmiennofazowych w konstrukcjach budowlanych pojawił się w literaturze już w latach 80. [2]. Materiały zmiennofazowe (PCM – *Phase Change Materials*) wydają się być jedną z najbardziej obiecujących metod zwiększenia pojemności cieplnej lekkich konstrukcji budowlanych. Zaletą tego typu materiałów może być wysoka gęstość magazynowanej energii cieplnej na jednostkę objętości, tzw. ciepło utajone, która jest pobierana lub oddawana w procesie przemiany fazowej (topnienia lub krzepnięcia), w małym przedziale temperatury. Energia ta jest wielokrotnie większa w obszarze temperatury przejścia fazowego w stosunku do ciepła właściwego

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Ewa Skawińska, Politechnika Wrocławska, ul. Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław, tel.: (71) 3203091, e-mail: ewa.skawinska@pwr.edu.pl.

materiału budowlanego. Zbadano wiele substancji w charakterze materiału zmiennofazowego. Następnie podzielono je na trzy kategorie: związki organiczne (stałe węglowodory, kwasy tłuszczowe), związki nieorganiczne (hydraty soli, metale) i mieszaniny eutektyczne [3].

W niniejszej pracy przedstawiono wstępne wyniki badań nad wpływem ilości materiału PCM typu stałego węglowodoru w mieszaninie z tynkiem gipsowym na współczynnik przewodzenia ciepła.

2. Eksperyment

W badaniach wykorzystano tynk gipsowy firmy Knauf, który w Polsce jest materiałem budowlanym powszechnie stosowanym jako wewnętrzna warstwa ścian. Gęstość nasypowa tynku gipsowego wynosi ok. 900 kg/m^3 . Jako materiał zmiennofazowy dodawano do tynku gipsowego handlowy produkt o nazwie PX 27, wyprodukowany przez Rubitherm GmbH. Postać handlową stanowi 60% wagowych stałego węglowodoru na krzemionce jako nośniku. Właściwości termofizyczne materiału zmiennofazowego PX 27 zestawiono w tab. 1.

Tabela 1. Właściwości termofizyczne materiału zmiennofazowego PX 27 (na podstawie [6])

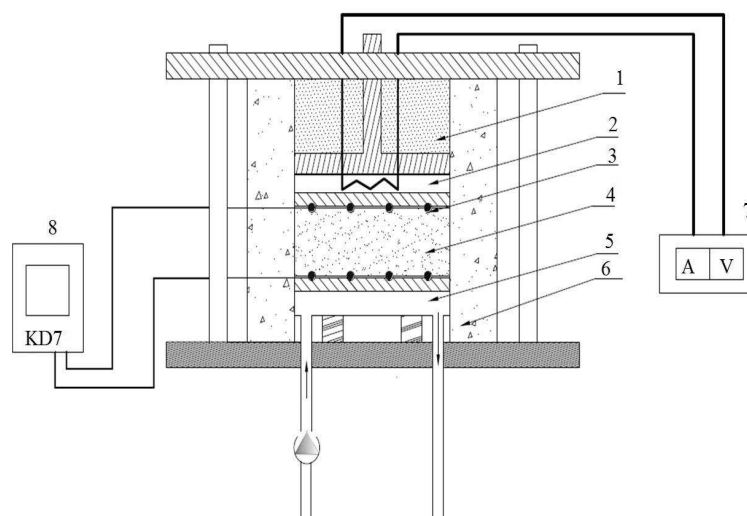
Table 1. Thermo-physical properties of the phase change material PX 27 (on the basis of [6])

Właściwości termofizyczne	PX 27
Temperatura topnienia, °C	25-28
Temperatura krzepnięcia, °C	28-25
Ciepło przemiany fazowej, kJ/kg	102
Gęstość objętościowa, kg/dm^3	0,65
Współczynnik przewodzenia ciepła, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	0,20

W celu pomiaru współczynnika przewodzenia ciepła przygotowanych próbek materiału budowlanego (tynku gipsowego) z różnym udziałem wagowym materiału zmiennofazowego zaprojektowano stanowisko pomiarowe. Pomiar współczynnika oparto na metodzie ustalonego przekazywania ciepła [5]. W związku z tym, że przeważającym materiałem w mieszaninie (PCM – tynk gipsowy) jest materiał budowlany, projekt stanowiska oparto na aparacie płytowym opisanym w normie ISO 8302. Układ pomiarowy został tak zaprojektowany, aby współczynnik przewodzenia ciepła mógł być wyznaczany dla różnych materiałów w zwartej formie. Schemat ideowy stanowiska przedstawiono na rys. 1.

Zaprojektowane stanowisko jest przeznaczone do wytwarzania wewnątrz próbki w kształcie walca o średnicy 150 mm i równoległych powierzchniach,

jednokierunkowego strumienia ciepła o stałej gęstości w warunkach stanu ustalonego. Kształt walca wybrano ze względu na uniknięcie mostków termicznych.



Rys. 1. Schemat stanowiska pomiarowego współczynnika przewodzenia ciepła dla próbki materiału budowlanego; 1 – izolacja z wełny mineralnej, 2 – płaska grzałka, 3 – termoelementy, 4 – próbka, 5 – wymiennik ciepła, 6 – izolacja styropianowa, 7 – autotransformator, 8 – rejestrator temperatury

Fig. 1. Scheme of measuring position of the thermal conductivity for a sample of building material; 1 – mineral wool insulation, 2 – flat heater, 3 – thermocouples, 4 – the sample, 5 – heat exchanger, 6 – outer polystyrene insulation, 7 – autotransformer, 8 – temperature recorder

Wymiana ciepła jest wymuszona przez dwie płaskie izotermiczne powierzchnie stykające się z powierzchnią próbki, nazywane dalej zespołem grzejnym i chłodzącym. W celu zapewnienia dobrego kontaktu cieplnego oraz dokładnej odległości między płytami aparatu zastosowano układ stałej siły dociskowej. Stanowisko pomiarowe jest zaizolowane i umieszczone w pomieszczeniu z możliwością kontrolowania temperatury otoczenia [4]. Ze względu na to, że nie jest możliwe idealne zaizolowanie układu, przed rozpoczęciem wykonywania pomiaru przewodnictwa cieplnego próbki określono straty ciepła. Badania rzeczywistego strumienia ciepła dostarczonego do układu pomiarowego wykonano za pomocą modelowej próbki wykonanej z polimetakrylanu metylu (PMMA) o znanym współczynniku przewodzenia ciepła, równym $0,18 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ [1]. Otrzymane wyniki umożliwiły określenie strat ciepłych w funkcji mocy dostarczonej do układu grzejnego.

Za pomocą termopar mierzono temperaturę próbki w czterech miejscach każdej ze stron (grzejnej i chłodzącej), do osiągnięcia stanu równowagi. Obliczenia opierały się na następujących założeniach:

- 1) wymiana ciepła w kierunku promieniowym przez próbkę jest pomijalna w związku z dobrze zaizolowanym układem,
- 2) straty pomiędzy powierzchnią grzejną a otoczeniem zostały wyznaczone w oddzielnym doświadczeniu,
- 3) próbka jest traktowana jak ciało jednorodne.

Opierając się na określonych założeniach, zastosowano jednowymiarowe prawo Fouriera:

$$\dot{q} = -\lambda(T) \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

gdzie: \dot{q} – gęstość strumienia ciepła,
 λ – współczynnik przewodzenia ciepła.

Założono, że strumień ciepła dostarczony do próbki jest stały. Temperaturę powierzchni przyjęto jako średnią arytmetyczną poszczególnych wartości zmierzonych:

$$\bar{T}_{ch} = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4} \quad (2)$$

$$\bar{T}_g = \frac{T_5 + T_6 + T_7 + T_8}{4} \quad (3)$$

gdzie: T_1-T_8 – zmierzone temperatury,
 \bar{T}_{ch} – średnia temperatura w zespole chłodzącym,
 \bar{T}_g – średnia temperatura w zespole grzejnym.

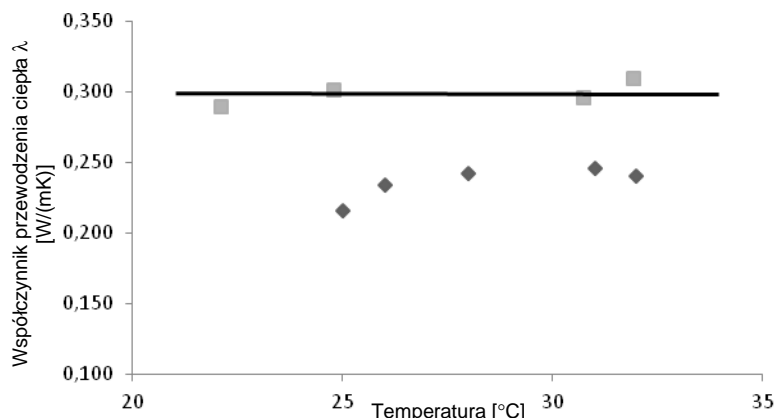
Opierając się na równaniu (1) i znając średnie temperatury w zespole grzejnym i chłodzącym oraz moc dostarczoną do układu, a także wymiary mierzonej próbki, wyznaczono współczynnik przewodzenia ciepła próbki λ , korzystając z równania:

$$\lambda(T) = \frac{Q \cdot \delta}{A \cdot (\bar{T}_g - \bar{T}_{ch})} \quad (4)$$

gdzie: A – powierzchnia próbki,
 Q – moc wejściowa z zasilacza laboratoryjnego pomniejszona o wyznaczone straty,
 δ – grubość próbki.

Na rysunku 2. przedstawiono otrzymane wartości współczynnika przewodzenia ciepła λ , obliczone ze wzoru (4) na podstawie zmierzonych temperatur dla dwóch próbek. Skład próbki otrzymanej z mieszaniny tynku gipsowego

– PCM został określony na podstawie udziału wagowego suchych składników. Zmiany temperatury (w badanym zakresie) mają niewielki wpływ na zmianę przewodności cieplnej tynku gipsowego. Wartość oscyluje wokół linii prostej w granicach błędu pomiarowego. Z kolei w przypadku próbki będącej mieszaniną tynku gipsowego i materiału zmiennofazowego zaobserwowano zmiany wartości współczynnika przewodzenia w pobliżu temperatury topnienia węglowodoru, będącego składnikiem PCM-u (PX 27).



Rys. 2. Współczynnik przewodzenia ciepła próbek otrzymanych z tynku gipsowego (■) lub mieszaniny tynk gipsowy i 10% PCM (PX 27) (◆) w zależności od temperatury

Fig. 2. Thermal conductivity of samples obtained from gypsum plaster (■) or mixture of gypsum plaster and 10% PCM (PX 27) (◆) at different temperature

Wyniki mogą wykazywać na duży wpływ materiału zmiennofazowego na przewodność cieplną powstałej mieszaniny. Współczynnik przewodności cieplnej tynku gipsowego ($\lambda = 0,30 \pm 0,038$ W/(m · K)) spada do wartości ok. $0,245 \pm 0,038$ W/(m · K) w badanym zakresie temperatur. Wydaje się interesujące wykonanie pomiarów dla kilku różnych stężeń PCM-u (PX27) oraz zbadanie wpływu dodatku materiału zmiennofazowego na mechaniczne właściwości próbki laboratoryjnej materiału budowlanego.

3. Podsumowanie

Opracowano sposób preparacji próbek tynku otrzymanych z gipsu i mieszaniny gips–materiał zmiennofazowy. Zbudowano stanowisko do badania współczynnika przewodzenia ciepła materiałów budowlanych. Na podstawie otrzymanych wyników zaobserwowano, że wartość współczynnika przewodzenia ciepła próbki tynku otrzymanej z gipsu nie zmienia się w badanym zakresie temperatur (20-35°C), natomiast próbka tynku otrzymana z mieszaniny gipsu

i organicznego materiału zmiennofazowego (PX 27) wykazuje zmianę przewodnictwa cieplnego w pobliżu temperatury przemiany fazowej. Ponadto zauważono, że już niewielka ilość PCM-u (PX 27) obniża współczynnik przewodzenia ciepła, co pozwala przypuszczać, że tego typu materiały budowlane znajdą zastosowanie do budowy przegród budowlanych. Przeprowadzone badania są częścią większego projektu dotyczącego wykorzystania materiałów zmiennofazowych w konstrukcjach budowlanych oraz ich wpływu na współczynnik przewodzenia ciepła.

Literatura

- [1] EN ISO 10456.
- [2] Feldman D., Khan M.A., Banu D.: Energy storage composite with an organic PCM, *Solar Energy Materials*, 18 (1989), 333-341.
- [3] Shazim A.M.: Phase change materials integrated in building walls: A state of the art review, *Renew. Sust. Energy Rev.*, 31 (2014), 870-906.
- [4] Skawińska E.: Badanie współczynnika przewodzenia ciepła w materiałach z dodatkiem PCM-ów, *Zeszyty Energetyczne*, Tom I. Problemy współczesnej energetyki, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2014, s. 23-30.
- [5] Stefański A.: *Przewodność cieplna materiałów budowlanych*, PWN, Warszawa 1965.
- [6] www.rubitherm.com/2014.

INVESTIGATION OF EFFECT OF PHASE CHANGE MATERIALS ADDITIVE ON THE THERMAL PROPERTIES OF SELECTED CONSTRUCTION MATERIAL

Summary

The important features of the present construction industry are lightweight design and large glazed surfaces. Those aspects may lead to either overheating or cooling the buildings according to the weather. On the other hand people tend to spend a lot of time in confined spaces what results in increased energy consumption for both heating and cooling purposes. A solution of this problem could be the use of phase change materials in the building constructions. These materials store energy in a latent form (constant temperature) in the melting and solidification processes. It is commonly known, that thermophysical properties of the construction materials have an impact on the energy consumption. Therefore, it is interesting to investigate not only the possibility of using PCM to increase the heat capacity, but also to study its effect on the properties such as the thermal conductivity of building materials. In this paper, the thermal conductivity for mixture of gypsum plaster and organic phase change material was determined.

Keywords: heat transfer, gypsum plaster, thermal conduction

DOI: 10.7862/rm.2015.24

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 20.03.2015 r.

Jan TALER¹
Magdalena JAREMKIEWICZ²

IDENTYFIKACJA WSPÓŁCZYNNIKA WNIKANIA CIEPŁA NA ZEWNĘTRZNEJ POWIERZCHNI TERMOMETRU DO WYZNACZANIA NIEUSTALONEJ TEMPERATURY PŁYNU

Opracowano metodę wyznaczania współczynnika wnikania ciepła na powierzchni zewnętrznej termometru służącego do pomiaru temperatury czynnika przepływającego pod wysokim ciśnieniem. Metoda opiera się na rozwiązaniu odwrotnego zagadnienia przewodzenia ciepła. Współczynnik wnikania ciepła jest określany na podstawie pomiaru temperatury w środku metalowego cylindrycznego termometru oraz na podstawie pomiaru temperatury ścianki cylindrycznego rurociągu, który jest izolowany cieplnie. Dodatkowo jest wyznaczany współczynnik wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rurociągu. Korelacje na liczby Nusselta, z których są wyznaczane współczynniki wnikania ciepła na zewnętrznej powierzchni termometru i wewnętrznej powierzchni rurociągu, zawierają nieznanne współczynniki, które wyznacza się metodą najmniejszych kwadratów. Wyznaczone współczynniki wykazują dobrą zgodność ze współczynnikami przyjętymi podczas rozwiązywania zagadnienia bezpośredniego.

Słowa kluczowe: pomiar temperatury płynu, stan nieustalony, odwrotne zagadnienie przewodzenia ciepła, metoda krocząca, korelacja na liczbę Nusselta

1. Wstęp

Do dokładnego wyznaczenia nieustalonej temperatury czynnika niezbędna jest identyfikacja współczynnika wnikania ciepła na zewnętrznej powierzchni termometru o nowej konstrukcji. Zastosowanie metody zostanie zilustrowane na przykładzie wyznaczania temperatury pary nasyconej przepływającej w rurociągu o promieniu powierzchni zewnętrznej 0,1775 m i grubości ścianki 0,05 m. Do obliczeń zostaną przyjęte stałe właściwości fizyczne materiału ścianki rurociągu: iloczyn gęstości i ciepła właściwego $\rho c = 3,7665 \cdot 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$, współczynnik wyrównywania temperatury (dyfuzyjność cieplna) $a = 7,699 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. Temperatura ścianki rurociągu będzie mierzona na powierzchni zewnętrznej. Wewnątrz

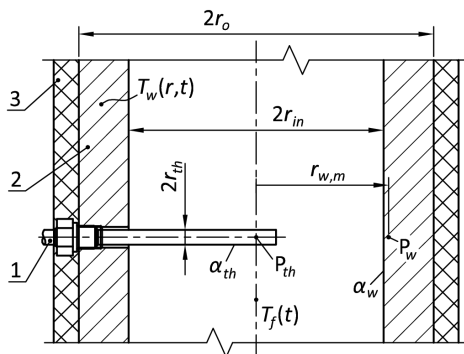
¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Jan Taler, Politechnika Krakowska, al. Jana Pawła II 37, 31-864 Kraków, tel.: (12) 6283554, e-mail: taler@mech.pk.edu.pl.

² Magdalena Jaremkiewicz, Politechnika Krakowska, e-mail: mjaremkiewicz@pk.edu.pl.

rurociągu zostanie umieszczony cylinder stalowy o promieniu powierzchni zewnętrznej 0,0035 mm z otworem, w środku którego znajduje się cienki termoelement. Właściwości fizyczne elementu cylindrycznego są następujące: $\rho c = 3,6751 \cdot 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$, $a = 1,317 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$. Najpierw będą wygenerowane dane pomiarowe „dokładne”, przez rozwiązanie zagadnienia bezpośredniego, a następnie wyznaczone poszukiwane współczynniki w korelacjach na liczbę Nusselta.

2. Matematyczne sformułowanie problemu

Temperatura przepływającego czynnika będzie wyznaczana na podstawie pomiaru temperatury w osi cylindra (termometru) oraz pomiaru temperatury ścianki (rys. 1.).



Rys. 1. Pomiar temperatury czynnika w rurociągu; 1 – cylindryczny termometr, 2 – rurociąg, 3 – izolacja rurociągu, P_{th} – punkt pomiaru temperatury termometru usytuowany w jego osi, P_w – punkt pomiaru temperatury wewnątrz ścianki rurociągu

Fig. 1. Measurement of the temperature of the medium in the pipeline; 1 – cylindrical thermometer, 2 – pipeline, 3 – insulation of the pipeline, P_{th} – temperature measurement point located at the axis of the thermometer, P_w – temperature measurement point inside the pipeline wall

Pole temperatury w cylindrycznym termometrze jest opisane równaniem niustalonego przewodzenia ciepła:

$$c_{th}(T_{th})\rho_{th}(T_{th})\frac{\partial T_{th}}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r\lambda_{th}(T_{th}) \frac{\partial T_{th}}{\partial r} \right], \quad 0 \leq r \leq r_{th} \quad (1)$$

oraz warunkami brzegowymi:

$$\left. \frac{\partial T_{th}}{\partial r} \right|_{r=0} = 0 \quad (2)$$

$$T_{th}|_{r=0} = f_{th}(t) \quad (3)$$

zadanymi w środku cylindra dla $r = 0$. Jest to odwrotne zagadnienie przewodzenia ciepła, gdyż dla $r = 0$ znana jest temperatura i gęstość strumienia ciepła, a temperatura zewnętrznej powierzchni termometru nie jest znana.

We wzorach (1)-(3) przyjęto następujące oznaczenia: c_{th} , ρ_{th} , λ_{th} – odpowiednio ciepło właściwe, gęstość i współczynnik przewodzenia ciepła materiału termometru, f_{th} – temperatura mierzona w środku termometru, r – promień, r_{th} – promień powierzchni zewnętrznej termometru, t – czas, T_{th} – temperatura termometru.

Nieustalony rozkład temperatury w ścianie rurociągu wyznacza się z równania przewodzenia ciepła:

$$c_w(T_w)\rho_w(T_w)\frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left[r\lambda_w(T_w)\frac{\partial T_w}{\partial r}\right], \quad r_{in} \leq r \leq r_o \quad (4)$$

oraz warunków brzegowych:

$$\left[\lambda_w(T_w)\frac{\partial T_w}{\partial r}\right]_{r=r_o} = 0 \quad (5)$$

$$T_w|_{r=r_{wm}} = f_w(t) \quad (6)$$

Gęstość strumienia ciepła na zewnętrznej powierzchni rurociągu jest równa zeru (5) z uwagi na przyjętą doskonałą izolację cieplną. Temperatura ścianki jest mierzona w punkcie $r = r_{w,m}$ leżącym wewnątrz ścianki. W pracy przyjęto, że punkt P_w leży na zewnętrznej powierzchni rurociągu i $r_{w,m} = r_o$. W warunku brzegowym (6) symbol $f_w(t)$ oznacza zmierzony przebieg temperatury. Symbole r_{in} i r_o oznaczają odpowiednio promienie powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej rurociągu. Przy założeniu, że współczynnik wnikania ciepła na zewnętrznej powierzchni termometru α_{th} jest znany, temperaturę płynu $T_{f,th}(t)$ można wyznaczyć z warunku brzegowego na zewnętrznej powierzchni termometru:

$$\lambda_{th}\frac{\partial T_{th}}{\partial r}\bigg|_{r=r_{th}} = \alpha_{th}\left(T_{f,th} - T_{th}\bigg|_{r=r_{th}}\right) \quad (7)$$

z którego po przekształceniu otrzymuje się:

$$T_{f,th} = T_{th}\bigg|_{r=r_{th}} + \frac{\lambda_{th}}{\alpha_{th}}\frac{\partial T_{th}}{\partial r}\bigg|_{r=r_{th}} \quad (8)$$

W podobny sposób można wyznaczyć temperaturę czynnika $T_{f,w}$ z warunku brzegowego na wewnętrznej powierzchni rurociągu, przy założeniu że współczynnik wnikania ciepła α_w jest znany. Z warunku brzegowego:

$$\lambda_w\frac{\partial T_w}{\partial r}\bigg|_{r=r_{in}} = \alpha_w\left(T_{f,w} - T_w\bigg|_{r=r_{in}}\right) \quad (9)$$

wyznacza się temperaturę czynnika $T_{f,w}$:

$$T_{f,w} = T_w \Big|_{r=r_{in}} + \frac{\lambda_w}{\alpha_w} \frac{\partial T_w}{\partial r} \Big|_{r=r_{in}} \quad (10)$$

Temperatury czynnika $T_{f,th}$ i $T_{f,w}$ określone odpowiednio ze wzorów (8) i (10) powinny być sobie równe. Z uwagi na przybliżony charakter rozkładu temperatury wewnątrz termometru oraz ścianki, które są wyznaczone z rozwiązania zagadnień odwrotnych, temperatury te mogą się różnić. Również współczynnik wnikania ciepła $\alpha_{th}(t)$ na zewnętrznej powierzchni termometru oraz współczynnik wnikania ciepła $\alpha_w(t)$ na wewnętrznej powierzchni rurociągu określa się z korelacji znanych w literaturze. Są to zwykle korelacje wyznaczone dla przepływu rozwiniętego hydrodynamicznie i termicznie w warunkach ustalonych. W rzeczywistych rurociągach występują kolana, zawory, przewężenia lub rozszerzenia przekroju, które zmieniają rozkład prędkości i temperatury w przepływającym czynniku i powodują, że wzory znane z literatury nie mogą być bezpośrednio stosowane do wyznaczania współczynników wnikania ciepła.

W celu wyznaczenia temperatury płynu jest przyjmowana postać korelacji na liczbę Nusselta dla termometru i dla rurociągu, przy czym niektóre współczynniki występujące w korelacji na współczynnik wnikania ciepła na powierzchni termometru x_1, \dots, x_{m_1} oraz wybrane współczynniki w korelacji na współczynnik wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rurociągu x_{m_1+1}, \dots, x_m występujące w tych wzorach są wyznaczone za pomocą metody najmniejszych kwadratów:

$$S(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^n \left[T_{f,th}(t_i) - T_{f,w}(t_i) \right]^2 \quad (11)$$

tak aby suma S osiągała minimum. Wektor poszukiwanych współczynników $\mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_{m_1}, x_{m_1+1}, \dots, x_m)^T$ zawiera współczynniki występujące w korelacji na liczbę Nusselta zarówno dla termometru, jak i rurociągu. Liczba nieznanymi współczynników m musi być mniejsza niż liczba punktów czasowych n . Liczba punktów czasowych t_i , $i = 1, \dots, n$, w których są wyznaczone temperatury czynnika $T_{f,th}$ i $T_{f,w}$, powinna być dostatecznie duża, aby wyeliminować wpływ przypadkowych błędów pomiaru temperatury termometru ścianki i rurociągu. Zwykle w sumie S określonej wzorem (11) uwzględnia się kilkadziesiąt punktów czasowych.

Dla opływanego poprzecznie cylindra (termometru) przyjęto korelacje zaproponowane przez Churchilla i Bernsteina [2], ważne dla $Re_{th}Pr > 0,2$. W zależności od liczby Reynoldsa korelacje te mają następującą postać:

- $Re_{th} > 400\ 000$

$$\text{Nu}_{th} = 0,3 + \frac{x_1 \text{Re}_{th}^{1/2} \text{Pr}^{1/3}}{\left[1 + (0,4/\text{Pr})^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{\text{Re}_{th}}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (12)$$

- $10\,000 < \text{Re}_{th} < 400\,000$

$$\text{Nu}_{th} = 0,3 + \frac{x_1 \text{Re}_{th}^{1/2} \text{Pr}^{1/3}}{\left[1 + (0,4/\text{Pr})^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{\text{Re}_{th}}{282000}\right)^{1/2}\right] \quad (13)$$

- $\text{Re}_{th} < 10\,000$

$$\text{Nu}_{th} = 0,3 + \frac{x_1 \text{Re}_{th}^{1/2} \text{Pr}^{1/3}}{\left[1 + (0,4/\text{Pr})^{2/3}\right]^{1/4}} \quad (14)$$

Właściwości fizyczne czynnika przyjmuje się dla średniej arytmetycznej temperatur czynnika i powierzchni cylindra. W oryginalnych wzorach Churchilla i Bernsteina współczynnik $x_1 = 0,62$. Przyjęto następującą postać korelacji na współczynnik wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rurociągu (wzór Dittusa-Boeltera) [2]:

$$\text{Nu}_p = x_2 \text{Re}_p^{4/5} \text{Pr}^n \quad (15)$$

gdzie: $0,7 \leq \text{Pr} \leq 160$, $\text{Re}_p > 10\,000$, stosunek średnicy wewnętrznej rurociągu do jego długości $2r_{in}/L > 10$, natomiast $n = 0,4$ dla nagrzewania, a $n = 3$ dla chłodzenia. Właściwości termofizyczne są wyznaczone dla średniej wartości temperatury płynu. W oryginalnej korelacji Dittusa-Boeltera x_2 przyjmuje wartość $0,023$.

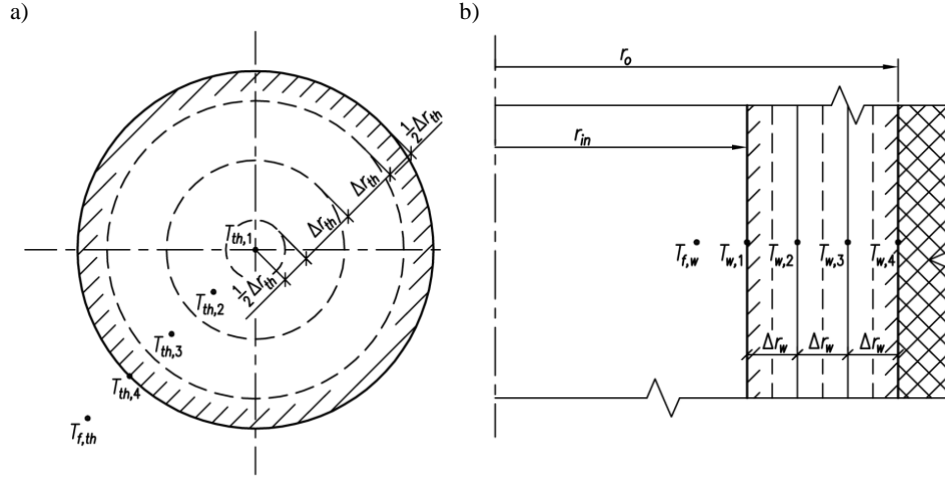
3. Wyznaczanie nieustalonego rozkładu temperatury w termometrze i ścianie rurociągu

Zagadnienie odwrotne (1)-(3) dla termometru oraz zagadnienie dla rurociągu (4)-(6) rozwiązano metodą krocząca [1]. Podział termometru i ścianki rurociągu na objętości skończone ilustrują odpowiednio rys. 2a i 2b. Kroczenie w przestrzeni rozpoczyna się od punktu pomiaru temperatury, to jest od środka cylindra w przypadku termometru i od zewnętrznej powierzchni w przypadku rurociągu. Kolejne temperatury w węzłach usytuowanych na promieniu termometru są obliczane z następujących wzorów:

$$T_{th,2} = T_{th,1} + \frac{1}{2} \frac{(\Delta r_{th})^2}{\lambda_{th,1} + \lambda_{th,2}} c_{th,1} \rho_{th,1} \frac{dT_{th,1}}{dt} \quad (16)$$

$$T_{th,3} = T_{th,2} - \frac{1}{3} \frac{\lambda_{th,1} + \lambda_{th,2}}{\lambda_{th,3} + \lambda_{th,2}} (T_{th,1} - T_{th,2}) + \frac{4}{3} (\Delta r_{th})^2 \frac{c_{th,2} \rho_{th,2}}{\lambda_{th,3} + \lambda_{th,2}} \frac{dT_{th,2}}{dt} \quad (17)$$

$$T_{th,4} = T_{th,3} - \frac{3}{5} \frac{\lambda_{th,2} + \lambda_{th,3}}{\lambda_{th,4} + \lambda_{th,3}} (T_{th,2} - T_{th,3}) + \frac{8}{5} (\Delta r_{th})^2 \frac{c_{th,3} \rho_{th,3}}{\lambda_{th,4} + \lambda_{th,3}} \frac{dT_{th,3}}{dt} \quad (18)$$



Rys. 2. Podział obszaru na objętości skończone: a) termometr cylindryczny, b) ścianka rurociągu
Fig. 2. Division of the domain into finite volumes: a) cylindrical thermometer, b) pipeline wall

Temperaturę czynnika wyznacza się z równania bilansu energii dla węzła nr 4:

$$\begin{aligned} \pi \left[r_{th}^2 - \left(r_{th} - \frac{\Delta r_{th}}{2} \right)^2 \right] c_{th,4} \rho_{th,4} \frac{dT_{th,4}}{dt} = \\ = 2\pi \left(r_{th} - \frac{\Delta r_{th}}{2} \right) \frac{\lambda_{th,3} + \lambda_{th,4}}{2} \frac{T_{th,3} - T_{th,4}}{\Delta r_{th}} + 2\pi r_{th} \alpha_{th} (T_{f,th} - T_{th,4}) \end{aligned} \quad (19)$$

z którego po przekształceniu otrzymuje się:

$$T_{f,th} = T_{th,4} - \frac{5}{12} \frac{\lambda_{th,3} + \lambda_{th,4}}{\alpha_{th} \cdot \Delta r_{th}} (T_{th,3} - T_{th,4}) + \frac{11}{24} \Delta r_{th} \frac{c_{th,4} \rho_{th,4}}{\alpha_{th}} \frac{dT_{th,4}}{dt} \quad (20)$$

gdzie: współczynnik przewodzenia ciepła $\lambda_{th,i} = \lambda_{th}(T_{th,i})$, $c_{th,i} = c_{th}(T_{th,i})$, $\rho_{th,i} = \rho_{th}(T_{th,i})$, a krok przestrzenny w kierunku promieniowym $\Delta r_{th} = r_{th}/3$.

W podobny sposób wyznacza się temperaturę ścianki oraz temperaturę czynnika. Kroczenie w przestrzeni rozpoczyna się od węzła nr 4 w kierunku powierzchni wewnętrznej. Z równania bilansu energii dla węzła nr 4 wyznaczono temperaturę w węźle nr 3. Następnie są wyznaczane kolejno temperatury w węzłach nr 2 i nr 1. W wyniku takiego postępowania otrzymuje się następujące wyrażenia określające czasowe przebiegi temperatury we wszystkich węzłach:

$$T_{w,3} = T_{w,4} + \frac{r_o^2 - (r_o - \Delta r_w/2)^2}{r_o - \Delta r_w/2} \Delta r_w \frac{c_{w,4} \rho_{w,4}}{\lambda_{w,3} + \lambda_{w,4}} \frac{dT_{w,4}}{dt} \quad (21)$$

$$T_{w,2} = T_{w,3} + 4(\Delta r_w)^2 \frac{r_{in} + 2\Delta r_w}{2r_{in} + 3\Delta r_w} \frac{c_{w,3} \rho_{w,3}}{\lambda_{w,2} + \lambda_{w,3}} \frac{dT_{w,2}}{dt} - \frac{2r_{in} + 5\Delta r_w}{2r_{in} + 3\Delta r_w} \frac{\lambda_{w,3} + \lambda_{w,4}}{\lambda_{w,2} + \lambda_{w,4}} (T_{w,4} - T_{w,3}) \quad (22)$$

$$T_{w,1} = T_{w,2} + 4(\Delta r_w)^2 \frac{r_{in} + \Delta r_w}{2r_{in} + \Delta r_w} \frac{c_{w,2} \rho_{w,2}}{\lambda_{w,1} + \lambda_{w,2}} \frac{dT_{w,2}}{dt} - \frac{2r_{in} + 3\Delta r_w}{2r_{in} + \Delta r_w} \frac{\lambda_{w,2} + \lambda_{w,3}}{\lambda_{w,1} + \lambda_{w,3}} (T_{w,3} - T_{w,2}) \quad (23)$$

Z równania bilansu energii dla węzła nr 1:

$$\pi \left[\left(r_{in} + \frac{\Delta r_w}{2} \right)^2 - r_{in}^2 \right] c_{w,1} \rho_{w,1} \frac{dT_{w,1}}{dt} = 2\pi r_{in} \dot{q}_{in} + 2\pi \left(r_{in} + \frac{\Delta r_w}{2} \right) \frac{\lambda_{w,1} + \lambda_{w,2}}{2} \frac{T_{w,2} - T_{w,1}}{\Delta r_w} \quad (24)$$

został wyznaczony strumień \dot{q}_{in} :

$$\dot{q}_{in} = c_{w,1} \rho_{w,1} \frac{\Delta r_w}{2} \left(1 + \frac{\Delta r_w}{4r_{in}} \right) \frac{dT_{w,1}}{dt} - \frac{\lambda_{w,1} + \lambda_{w,2}}{2} \frac{T_{w,2} - T_{w,1}}{\Delta r_w} \left(1 + \frac{\Delta r_w}{2r_{in}} \right) \quad (25)$$

W celu określenia temperatury czynnika przepływającego przez rurę, skorzystano z warunku brzegowego:

$$\dot{q}_{in} = \alpha_w (T_{f,w} - T_{w,1}) \quad (26)$$

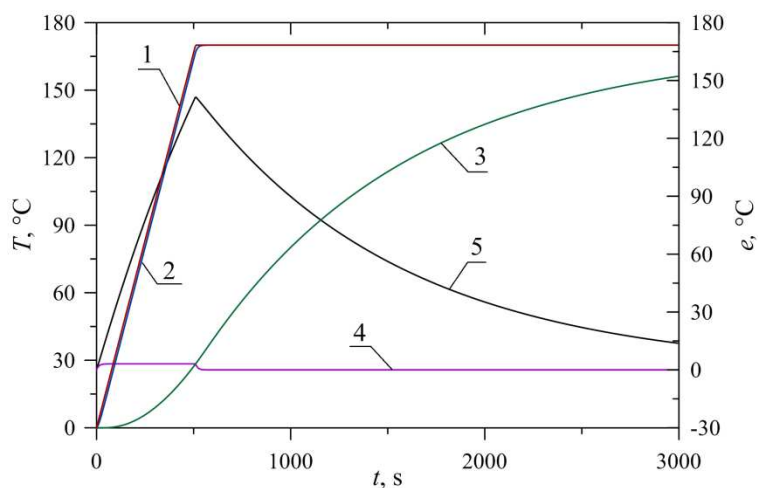
z którego otrzymuje się

$$T_{f,w}(t) = T_{w,1}(t) + \frac{\dot{q}_{in}(t)}{\alpha_w} \quad (27)$$

gdzie gęstość strumienia ciepła na wewnętrznej powierzchni rurociągu \dot{q}_{in} jest określona wzorem (25).

4. Przykład zastosowania metody

Wyznaczone zostaną: temperatura przepływającego czynnika $T_f(t)$ oraz współczynnik x_2 w korelacji (15), przy założeniu, że współczynnik x_1 we wzorach (12)-(14) wynosi 0,62, zgodnie z propozycją Churchilla i Bernsteina. Promień powierzchni zewnętrznej termometru $r_{th} = 3,5 \text{ mm} = 0,0035 \text{ m}$, a wymiary rurociągu są następujące: promień powierzchni zewnętrznej $r_o = 0,1775 \text{ m}$, grubość ścianki $s = r_o - r_{in} = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$. Prędkość przepływu pary wodnej



Rys. 3. Temperatura czynnika oraz mierzone temperatury termometru i ścianki rurociągu; 1 – temperatura czynnika T_f , 2 – temperatura w osi termometru $T_{th,1}$, 3 – temperatura zewnętrznej powierzchni rurociągu $T_{w,1}$, 4 – różnica temperatury między temperaturą czynnika i temperaturą w osi termometru $e_{th} = T_f - T_{th,1}$, 5 – różnica temperatury między temperaturą czynnika i temperaturą zewnętrznej powierzchni rurociągu $e_w = T_f - T_{w,1}$

Fig. 3. Medium and measured temperatures of the thermometer and pipeline wall temperature; 1 – medium temperature T_f , 2 – temperature in the axis of thermometer $T_{th,1}$, 3 – temperature of pipeline outer surface $T_{w,1}$, 4 – difference between the fluid temperature and the temperature at the thermometer axis $e_{th} = T_f - T_{th,1}$, 5 – difference between the fluid temperature and the temperature on the outer surface of the pipeline $e_w = T_f - T_{w,1}$

wynosi 15 m/s. Przy rozwiązaniu zagadnienia bezpośredniego przyjęto, że temperatura czynnika rośnie ze stałą prędkością $v_T = dT_f/dt = 0,3333$ K/s od temperatury początkowej równej 0°C do 170°C . Po osiągnięciu temperatury 170°C temperatura czynnika pozostaje stała. Do obliczeń przyjęto następujące stałe właściwości fizyczne: $c_{th} = 469$ J/(kg·K), $\rho_{th} = 7836$ kg/m³, $\lambda_{th} = 48,4$ W/(m·K), $c_w = 486$ J/(kg·K), $\rho_w = 7750$ kg/m³, $\lambda_w = 29$ W/(m·K). Przebieg temperatur zewnętrznej powierzchni termometru i rurociągu, które przyjęto jako zmierzone przebiegi temperatury, przedstawiono na rys. 3.

Współczynniki wnikania ciepła na powierzchni termometru i rurociągu obliczano za pomocą korelacji (12)-(14) i (15). W sumie kwadratów uwzględniono 200 punktów pomiarowych z krokiem czasowym 5 s. W wyniku przeprowadzonych obliczeń otrzymano stałą $x_2 = 0,0231$. Jest to wartość bardzo bliska stałej $x_2 = 0,023$, występującej we wzorze Dittusa-Boeltera (15). Dla tych samych danych wejściowych przeprowadzono obliczenia, przyjmując $x_2 = 0,023$ i wyznaczając x_1 . W tym przypadku otrzymano wartość $x_1 = 0,638$, która różni się od wartości $x_1 = 0,62$ przyjętej podczas generowania danych pomiarowych. Przyczyną większego błędu wyznaczania x_1 jest powolna odpowiedź zewnętrznej powierzchni rurociągu na zmiany temperatury czynnika (rys. 3.). W celu poprawnego równoczesnego wyznaczenia stałych x_1 i x_2 punkt pomiaru temperatury ścianki powinien być usytuowany w niewielkiej odległości od wewnętrznej powierzchni rurociągu, tak aby tłumienie i opóźnienie sygnału wejściowego, jakim jest temperatura czynnika, nie było zbyt wielkie.

5. Podsumowanie

Przedstawiona w artykule metoda może być stosowana podczas wyznaczania nieustalonej temperatury przepływającego czynnika. Temperaturę czynnika można określić z dużą dokładnością dzięki zastosowaniu cylindrycznego termometru, w którego osi jest mierzona jego temperatura. Wykorzystując jako sygnały wejściowe czasowe przebiegi temperatury mierzone w środku termometru i ścianki, wyznacza się temperaturę czynnika za pomocą metody kroczącej, dzięki której można rozwiązać odwrotne zagadnienie przewodzenia ciepła. Z przeprowadzonych obliczeń testowych wynika, że aby prawidłowo zidentyfikować temperaturę czynnika, promień zewnętrznej powierzchni termometru powinien być tego samego rzędu co odległość punktu pomiaru temperatury ścianki od powierzchni wewnętrznej rurociągu.

Podziękowanie

Przedstawione w artykule wyniki zostały uzyskane w badaniach współfinansowanych przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach umowy PBS1/A4/4/2012 – Projekt Badań Stosowanych – Opracowanie nowoczesnych metod oceny trwałości resztkowej elementów ciśnieniowych instalacji energetycznych.

Literatura

- [1] Jaremkiewicz M.: Odwrotne zagadnienia wymiany ciepła występujące w pomiarach nieustalanej temperatury płynów, Wydawn. Politechniki Krakowskiej, Kraków 2012.
- [2] Kreith F.: The CRC Handbook of Mechanical Engineering, CRC Press, Inc., Boca Raton, Florida 1998.

IDENTIFICATION OF THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT ON THE EXTERNAL SURFACE OF THE THERMOMETER USED FOR DETERMINING TRANSIENT FLUID TEMPERATURE

Summary

The aim of the study was to develop a method of determining the heat transfer coefficient on the outer surface of the thermometer with the large diameter casing, which is used for measuring the temperature of the fluid flowing under high pressure. The method is based on solving the inverse heat conduction problems. The heat transfer coefficient is determined based on measuring the temperature in the middle of the solid cylinder and the temperature of the pipeline wall which is thermally insulated. The heat transfer coefficient on the inner surface of the pipeline is calculated using the known correlation for the Nusselt number. The correlation for the Nusselt number contains one unknown coefficient which is determined using the least squares method. Several time points are taken into account in the sum of temperature difference squares. The estimated coefficients are in good agreement with the input values used for the solution of the inverse problem.

Keywords: fluid temperature measurement, transient state, inverse heat conduction problem, stepwise method, correlation for Nusselt number

DOI: 10.7862/rm.2015.25

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 20.03.2015 r.

Roman ULBRICH¹

Marcin KARAS²

Daniel ZAJĄC³

WYMIANA CIEPŁA I WIZUALIZACJA PRZEPIYU DWUFUZOWEGO W PRZESTRZENI MIĘDZYRUROWEJ

W pracy zaprezentowano wyniki badań nad wizualizacją przepływu dwufazowego poprzecznego do modelowego pęku rur. Do realizacji założonego celu wykorzystano m.in. metodę cyfrowej anemometrii obrazowej DPIV. Badania przeprowadzono dla dwóch układów pęku rur – szeregowego i przestawnego, przy zróżnicowanych strumieniach fazy ciekłej i gazowej, w zakresie odpowiednio 800-1200 i 10-60 dm³/h. Rezultatami badań były pola prędkości fazy ciekłej, identyfikacja pojawiających się struktur przepływu oraz wielkości powierzchni stref. Rezultaty wizualizacji zestawiono z wynikami badań wymiany ciepła podczas przepływu dwufazowego przez przestawny i równoległy pęk rur. Do pomiarów wykorzystano metodę elektrochemiczną opartą na analogii wymiany ciepła i masy. Otrzymane wyniki pozwoliły na analizę wpływu hydrodynamiki przepływu na intensywność wymiany ciepła na powierzchni rur w pęku.

Słowa kluczowe: analogia Chiltona-Colburna, DPIV, metoda elektrochemiczna, wnikanie masy

1. Wstęp

Przepływ poprzeczny do pęku rur występuje w wymiennikach płaszczowo-rurowych z zamontowanymi przegrodami. Rozwiązanie to stosuje się, gdy współczynnik wnikania ciepła płynu po stronie międzyrurowej jest znacznie mniejszy w porównaniu z czynnikiem przepływającym wewnątrz rur. Przegrody ustawione prostopadle do osi wzdłużnej wymiennika zmniejszają pole przekroju przestrzeni międzyrurowej oraz zmieniają kierunek przepływu płynu poprzecznie do pęku rurek. Rezultatem jest zwiększenie prędkości i burzliwości strugi przepływającego płynu, co prowadzi do intensyfikacji wnikania ciepła.

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Roman Ulbrich, Politechnika Opolska, ul. S. Mikołajczyka 5, 45-271 Opole, tel.: (77) 4498390, e-mail r.ulbrich@po.opole.pl.

² Marcin Karas, GEA Technika Ciepła Sp. z o.o., e-mail marcin.karas@gea.com.

³ Daniel Zajac, Politechnika Opolska, e-mail d.zajac@po.opole.pl.

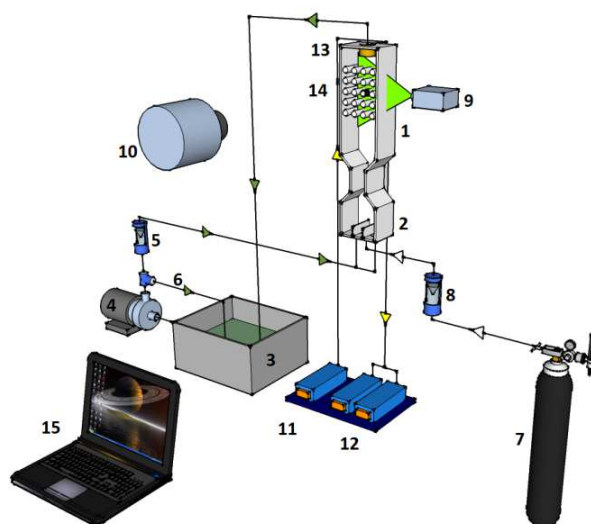
Przepływy dwufazowe gaz–ciecz występują w wymiennikach płaszczowo-rurowych, najczęściej w procesach, w trakcie których dochodzi do przemiany fazowej. Wymienniki tego typu są używane jako kotły, generatory pary, chłodnice czy rekuperatory. Stosowane są też w połączeniu z kolumnami barbotażowymi, z których podczas reakcji chemicznej należy odebrać ciepło lub je tam dostarczyć. Proces wrzenia, podczas którego występuje przepływ dwufazowy, występuje w wielu aparatach przemysłowych, takich jak wyparki, warniki czy parowniki zalane. Wrzenie pojawia się także w parownikach chłodziarek absorpcyjnych, wykorzystywanych w układach poligeneracyjnych, jednocześnie wytwarzających energię cieplną, elektryczną oraz dodatkowo chłód, otrzymywany dzięki chłodziarce. W zależności od wielkości strumieni doprowadzanych faz, ich właściwości fizykochemicznych i(lub) parametrów wrzenia formują się różne struktury przepływu. Duża liczba nowo wydawanych publikacji z tego zakresu pokazuje, że badania przepływu dwufazowego są wciąż w kręgu zainteresowań badaczy [2-4]. Jest to również spowodowane faktem, że pomimo wielu badań nad strukturami przepływu dwufazowego ich charakter nie został jeszcze w pełni poznany.

2. Stanowisko badawcze i metodyka badań

Głównym elementem stanowiska doświadczalnego, na którym wykonano badania, były dwa układy pęków rur wykonane z pleksiglasu (każdy z pięcioma rzędami rur). W pierwszym z nich układ rurek był szeregowy, w drugim przestawny. Pęk rur wykonano z przezroczystych walców o długości 60 mm, średnicy 15 mm i podziałce $t/d = 1,66$. Schemat stanowiska badawczego zaprezentowano na rys. 1. Przez pęk rur przepływała mieszanina dwufazowa gaz–ciecz. Poszczególne serie pomiarowe różniły się strumieniami przepływu faz ciekłej i gazowej w zakresie odpowiednio 800-1200 oraz 10-60 dm³/h. Do przepływającego płynu dodawano poliamidowe cząstki znacznikowe o średnicy 20 μm. Obszar przepływu oświetlano laserem ciągłym o mocy 1 W, wytwarzającym wiązkę światła o długości fali $\lambda = 532$ nm. Oświetlony obszar przepływu rejestrowano kamerą CMOS o rozdzielczości 1024x1024 pikseli i częstotliwości rejestracji 462 Hz. Do pomiaru natężenia prądu zastosowano układ elektrod niklowych. Elektrody zanurzono w wodnym roztworze potasu. Anoda w postaci niklowanej siatki znajdowała się przy wypływie elektrolitu z wymiennika, a jako katodę zastosowano niklowane blaszki miedziane osadzone na obwodzie rurki, którą można zastąpić dowolną rurką w pęku. Zastosowany układ elektryczny pozwalał na dostarczenie określonego, skokowo rosnącego i stabilizowanego napięcia prądu stałego, płynącego przez roztwór elektrolitu pomiędzy katodą i anodą.

Do badań metodą elektrochemiczną zastosowano układ elektrod niklowych zanurzonych w roztworze mieszaniny heksacyjanożelazynu i heksacyjanożelazianu potasu: $K_3Fe(CN)_6$ i $K_4Fe(CN)_6$. Koncepcja badań opierała się na pomiarze wartości natężenia prądu płynącego przez katodę umieszczoną na po-

wierzchni rurki przy wzroście napięcia prądu przyłożonego do układu. Zmierzone wartości posłużyły do wyznaczenia krzywych polaryzacyjnych, dzięki którym ustalono wartości prądu granicznego plateau potrzebne do określenia współczynnika wnikania masy [1, 6]. Następnie zastosowano analogię wymiany masy i ciepła Chiltona-Colburna oraz wyznaczono wartości współczynnika wnikania ciepła, co pozwoliło na określenie intensywności wymiany ciepła na powierzchni rurek.



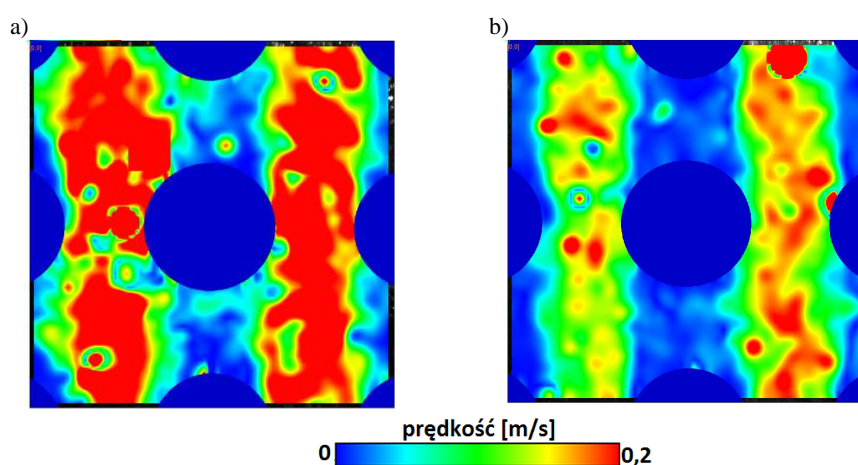
Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego; 1 – model pęku rur, 2 – komora mieszania faz, 3 – naczynie zbiorcze, 4 – pompa, 5 – rotometr, 6 – bypass, 7 – butla z azotem, 8 – rotometr, 9 – laser, 10 – kamera cyfrowa, 11, 12 – układ rejestrująco-sterujący napięciem i prądem elektrycznym, 13 – anoda, 14 – katoda

Fig. 1. Schematic of measuring position; 1 – tube bundle model, 2 – mixing chamber, 3 – expansion vessel, 4 – pump, 5 – rotameter, 6 – bypass, 7 – nitrogen tank, 8 – rotameter, 9 – laser, 10 – digital camera, 11, 12 – capture-control system for current and voltage, 13 – anode, 14 – cathode

Pomiary pól prędkości metodą DPIV polegały na rejestracji obrazów przepływu z wysoką częstotliwością, które następnie poddawano cyfrowemu przetwarzaniu i analizie obrazu [5]. Celem było uzyskanie informacji o zmianach charakterystyki przepływu w przypadku różnych strumieni faz oraz porównanie wyników dla dwóch układów pęku rur. Obrazy rejestrowano dla obszaru wokół pojedynczych rur umieszczonych w trzecim rzędzie w pęku.

3. Analiza wyników badań

Analiza zarejestrowanych pól prędkości dostarczyła informacji na temat nierównomierności przepływu mieszaniny dwufazowej w pęku rur w zależności od układu pęku i wartości strumieni poszczególnych faz. Wykresy pól prędkości umożliwiają identyfikację obszarów stagnacji występujących za rurami oraz określenie ich wielkości. Na podstawie analizy przemieszczenia znaczników oraz pęcherzy gazu można ocenić zmiany kierunku i prędkości przepływu. Można więc z ich wykorzystaniem scharakteryzować strukturę przepływu dwufazowego w przestrzeni międzyrurowej. Możliwa jest również ocena wpływu układu pęku rur i prędkości przepływu w przestrzeni międzyrurowej na jednorodność pola prędkości oraz ocenę nierównomierności przepływu mieszaniny dwufazowej w pęku rur (rys. 2.). Pola prędkości dla przepływu wokół szeregowego pęku rur charakteryzują się wyraźnym zróżnicowaniem na obszary o wysokiej prędkości pomiędzy rurami oraz obszary, gdzie prędkość jest znacznie niższa, występujące ponad rurami i poniżej nich.



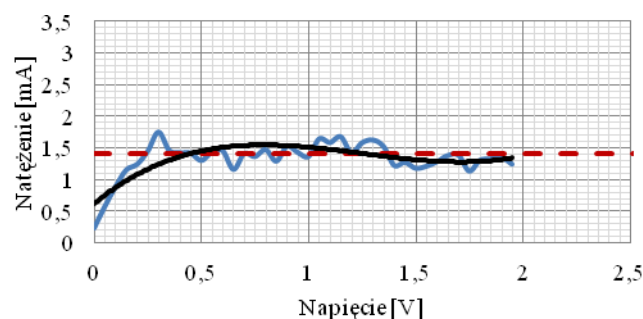
Rys. 2. Przykład zarejestrowanych pól prędkości dla wybranych strumieni cieczy i gazu: a) 80 dm³/h, 60 dm³/h, b) 100 dm³/h, 10 dm³/h

Fig. 2. Example of the velocity fields for selected flow rates of liquid and gas: a) 80 dm³/h, 60 dm³/h, b) 100 dm³/h, 10 dm³/h

W przypadku szeregowego pęku rur pęcherze mogą się unosić swobodnie ku górze, nie napotykając na swojej drodze żadnych przeszkód. To powoduje, że średnia prędkość dla badanego obszaru jest wyższa niż w układzie przestawnym, lecz styk samych rur z obszarami, gdzie prędkość jest wysoka, odbywa się tylko po bokach rur. Analizując wektorowe pola prędkości, można określić trajektorię przepływu mieszaniny dwufazowej. W przypadku układu szeregowego wyraźnie widać obszary pomiędzy rurami, gdzie występuje przepływ wznoszący, niezabu-

rzony przeszkodami. Czasami jednak występują wektory skierowane w dół lub ku bokom obszaru badawczego. Pokazuje to, że mimo niezmienniej geometrii układu i ustalonych warunków przepływu przepływ dwufazowy jest nierównomierny. Nierównomierność ta wzrastała wraz z rosnącym strumieniem fazy gazowej. Dla wyższych strumieni gazu zaobserwowano bardziej wyraźny podział pomiędzy strefami stagnacji a obszarami przepływu wznoszącego. Również w tych przypadkach częściej obserwowano przepływ w kierunku innym niż wznoszący.

Pola prędkości dla przepływu w przestawnym pęku rur charakteryzują się mniejszym zróżnicowaniem na obszary o wysokiej prędkości pomiędzy rurami oraz takie, gdzie prędkość jest znacznie niższa w porównaniu z szeregowym pękiem rur. Unoszące się pęcherze napotykają na swej drodze rurki, przez co prędkość ich wznoszenia maleje. Rozkład prędkości jest jednak równomierny i zmniejszają się strefy stagnacji. To powoduje, że średnia prędkość dla badanego obszaru jest niższa niż w układzie szeregowym, lecz styk samych rur z obszarami stagnacji występuje tylko za rurkami. Na podstawie wyników badań metodą DPIV analizie poddano również strefy stagnacji, będące cechą charakterystyczną przepływu w pęku rur. Występują one bezpośrednio za rurkami, przy czym prędkość przepływu jest w nich znacznie niższa niż w pozostałych obszarach. Wizualizacja przepływu dwufazowego w przestrzeni międzyrurowej umożliwiła wyznaczenie powierzchni stref stagnacji występujących za rurkami. Zaobserwowano wyraźny spadek wielkości stref stagnacji wraz ze wzrostem strumienia przepływającego gazu. Przy wzroście strumienia cieczy zjawisko to nie było już tak wyraźne. Stwierdzono również, że powierzchnia stref stagnacji jest nieregularna i jej kształt zmienia się dynamicznie. Prowadząc pomiary metodą elektrochemiczną, rejestrowano poziom natężenia prądu, przy którym można było uzyskać tzw. prąd plateau. Przykład uzyskanej krzywej polaryzacyjnej zaprezentowano na rys. 3.

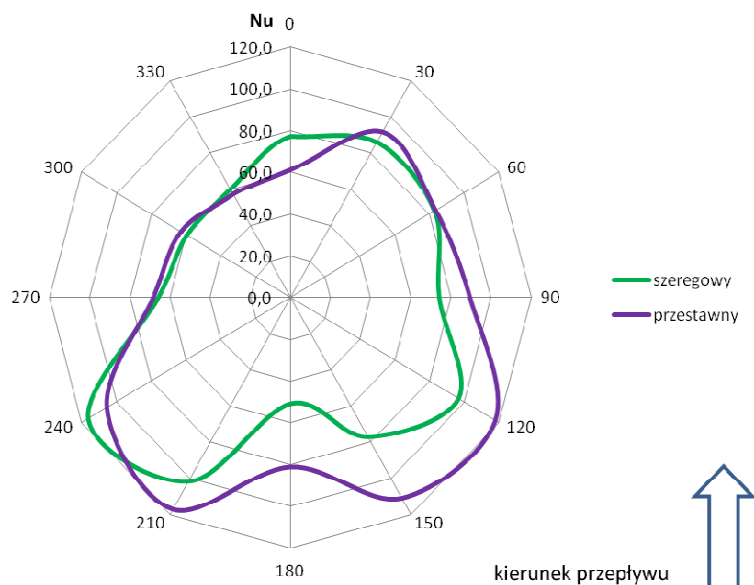


Rys. 3. Przykładowa krzywa polaryzacyjna

Fig. 3. Exemplary polarization curve

Nie uzyskano idealnie gładkiego odcinka prądu plateau. Wartości wahały się w granicach $\pm 0,5$ mA. Można to tłumaczyć bardzo burzliwym charakterem przepływu dwufazowego. W tej części badań głównym celem było przedstawienie nierównomierności intensywności wymiany ciepła na powierzchni rurki umieszczonej w pęku rur. W tym celu przedstawiono rozkład lokalnej liczby Nusselta wyliczonej dla każdej katody umieszczonej na zewnętrznej powierzchni rurek. Wartości te obliczono, wykorzystując analogię Chiltona-Colburna pomiędzy procesami wymiany ciepła i masy.

Średnia wartość liczby Nusselta dla pęku rur o liczbie rzędów < 10 jest inna niż w przypadku pęku rur z liczbą rzędów > 10 . Przepływ dla pierwszych rzędów rur nie jest jeszcze w pełni rozwinięty. Wartość liczby Nusselta mierzona na powierzchni rury w pęku zależy od liczby poprzedzających ją rur. Wartość ta wzrasta od 1. rzędu do ok. 5., po czym pozostaje stała. Na podstawie wykresów rozkładu lokalnych wartości liczb Nusselta będących bezwymiarowym odpowiednikiem współczynnika wnikania ciepła dokonano oceny wymiany ciepła na powierzchni modelowych pęków rur wymiennika ciepła (rys. 4.). Można zatem stwierdzić, że zastosowana metoda elektrochemiczna może być z powodzeniem wykorzystywana do badań wymienników ciepła w warunkach przepływu dwufazowego.



Rys. 4. Uśrednione dla wszystkich strumieni wartości liczby Nusselta dla układów rur szeregowego i przestawnego

Fig. 4. Averaged Nusselt numbers for all flow rates and for inline and staggered tube bundle

W czołowej części rur, w okolicach 135 i 225°, gdzie strumień mieszaniny dwufazowej rozbił się o jej powierzchnię, lokalne wartości liczb Nusselta przybierały największe wartości. Zależność tę zaobserwowano dla wszystkich pomiarów i dla obydwu pęków rur. W przypadku pęku przestawnego nierównomierność ta była mniejsza niż w przypadku pęku szeregowego.

4. Podsumowanie

Pola prędkości dla obszaru wokół pojedynczych rur wykazują duże podobieństwo charakteru przepływu dla wszystkich wartości strumieni. Zaobserwowano różne struktury: wirowe, pojedyncze, w parach, symetryczne i niesymetryczne. Cechą charakterystyczną przepływu w pęku rur są strefy stagnacji występujące bezpośrednio za rurkami. W strefach tych prędkość przepływu jest znacznie niższa niż w pozostałych obszarach. Wizualizacja przepływu dwufazowego w przestrzeni międzyrurowej umożliwiła ocenę powierzchni stref stagnacji występujących za rurkami. Na podstawie porównania udziałów objętościowych stref stagnacji można dokonać oceny niejednorodności przepływu w zależności od udziałów objętościowych poszczególnych faz. Podczas badań zaobserwowano, że strefy te miały znacznie większą powierzchnię w przypadku szeregowego pęku rur, a największe różnice zaobserwowano dla wyższych wartości strumieni przepływu oraz w obszarach położonych przed rurkami. Zaobserwowano spadek wielkości stref stagnacji wraz ze wzrostem strumienia przepływającego gazu. Przy wzroście strumienia cieczy zjawisko to nie było już tak wyraźne. Stwierdzono też, że powierzchnia stref stagnacji jest nieregularna i jej kształt zmienia się dynamicznie. Zastosowanie techniki DPIV oraz zarejestrowane za jej pomocą pola prędkości przepływu pozwoliły na ocenę jednorodności rozkładu prędkości i jej zmianę przy różnych parametrach przepływu dla dwóch rodzajów układu pęków rur. Pęk rur szeregowy charakteryzował się znacznie większą nierównomiernością w porównaniu z przestawnym. Pęcherze wznoszące się pomiędzy rurami nie napotykały na żadne przeszkody, przez co osiągały wyższe prędkości przepływu. W przypadku układu przestawnego średnie i maksymalne prędkości były wyraźnie niższe.

Wyniki pomiarów wymiany ciepła pokazały, że przy przepływie dwufazowym geometria układu pęku rur zastosowanego do budowy wymiennika ciepła ma znaczący wpływ na intensywność wymiany ciepła. Porównując wyniki wszystkich pomiarów dla układów szeregowego i przestawnego przy tym samym stosunku $t/d = 1,66$, określono, że układ przestawny jest o ok. 9% bardziej wydajny niż układ szeregowy. Tworzące się struktury przepływu, w tym przede wszystkim wznoszące się pęcherze, które zaburzają pole prędkości, mają znaczący wpływ na proces wymiany masy i ciepła w modelowym pęku rur. Zauważono duży wpływ zmiany strumienia fazy gazowej na wartości liczb Nusselta. Wyniki obliczeń pokazują, że nawet obecność niewielkiego strumienia fazy gazowej ma duży wpływ na intensywność wymiany ciepła. Nie można zatem

upraszczać metod obliczeniowych doboru wymienników ciepła i stosować modele obliczeń jednofazowych dla układów, w których występują dwie fazy.

Literatura

- [1] Bieniasz B.: Short ducts consisting of cylindrical segments and their connective mass/heat transfer, pressure drop and performance analysis., *Int. J. Heat Mass Transfer*, 41 (1998), 501-511.
- [2] Dominguez-Ontiveros E.E., Hassan Y.A.: Non-intrusive experimental investigation of flow behavior inside a 5×5 rod bundle with spacer grids using PIV and MIR, *Nuclear Eng. Design*, 239 (2009), 888-898.
- [3] Iwaki C., Cheong K.H., Monji H., Matsui G.: Vertical, bubbly cross-flow characteristics over tube bundles, *Experiments Fluids*, 39 (2005), 1024-1039.
- [4] Olinto C.R., Indrusiak M.L.S., Endres L.A.M., Moller S.V.: Experimental study of the characteristics of the flow in the first rows of tube banks, *Nuclear Eng. Design*, 239 (2009), 2022-2034.
- [5] Raffel M., Willert Ch.E., Kompenhans J.: *Particle Image Velocimetry: a Practice Guide*, Springer, Berlin 1998.
- [6] Wilk J.: Experimental investigation of convective mass/heat transfer in short mini channel at low Reynolds numbers, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 33 (2009), 267-272.

HEAT TRANSFER AND VISUALIZATION OF TWO-PHASE FLOW IN THE TUBE BUNDLE

Summary

The paper presents results of research on visualization of two-phase flow across tube bundle models. The method of digital imaging anemometry DPIV was used. The research was carried out for the staggered and in-line tube bundles. The results of the study were the velocity fields of the liquid phase, identification of emerging structures of the flow and the size of the surface areas of stagnation. Results of visualization were compared to the results of research on the conditions of heat transfer during the two-phase flow through in-line and staggered tube bundle. To determine the intensity of heat transfer on the surface of the tube bundle, electrochemical method based on an analogy of heat and mass transfer was used. Obtained results allowed to analyze the impact of hydrodynamic properties on the intensity of heat transfer on the surface of the tubes in a bundle.

Keywords: Chilton-Colburn analogy, DPIV, electrochemical method, mass penetration

DOI: 10.7862/rm.2015.26

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 20.03.2015 r.

Barbara ZAJĄC¹
Michał POMORSKI²

OKREŚLANIE OPTYMALNEGO UDZIAŁU OKIEN W BUDYNKU MIESZKALNYM

W pracy przedstawiono obliczenia energochłonności budynku mieszkalnego przy różnych udziałach okien w przegrodach zewnętrznych budynku. Obliczenia zostały wykonane według metodologii stosowanej podczas wyznaczania charakterystyki energetycznej budynków. Podjęto próbę określenia optymalnego udziału powierzchni przezroczystych w przegrodach zewnętrznych dla różnych orientacji względem stron świata oraz różnych parametrów termicznych przegród. Uzyskane wyniki porównano z wymaganiami technicznymi stawianymi oknom, dotyczącymi ochrony cieplnej i doświetlenia pomieszczeń.

Słowa kluczowe: zyski solarne, energochłonność, warunki techniczne, przegroda budowlana

1. Wstęp

Jednym z największych konsumentów energii w krajowym bilansie energetycznym jest energetyka komunalna. Według danych Głównego Urzędu Statystycznego [2] w gospodarstwach domowych zużywa się ok. 30% całkowitej ilości energii końcowej, z czego większość (ok. 85%) jest przeznaczana na ogrzewanie budynków i przygotowanie ciepłej wody użytkowej [4]. Jednocześnie w ostatnich latach zaobserwowano znaczny wzrost cen nośników energii, co powoduje zwiększanie kosztów ogrzewania budynków. Jednym ze sposobów ograniczania kosztów ogrzewania jest wykorzystanie zysków ciepła, głównie tych pochodzących z promieniowania słonecznego. Zyski te można skutecznie wykorzystać w wyniku zoptymalizowania powierzchni przegród przezroczystych i ich usytuowania na etapie projektowania budynku.

¹ Barbara Zając, Politechnika Wroclawska, e-mail:173344@student.pwr.edu.pl.

² Autor do korespondencji/corresponding author: Michał Pomorski, Politechnika Wroclawska, ul. Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław, tel.: (71) 3203605, e-mail: michal.pomorski@pwr.edu.pl.

2. Przepisy prawne dotyczące przegród przezroczystych w budynkach

Przegrody przezroczyste, do których można zaliczyć okna, spełniają głównie funkcję elementów doświetlających światłem dziennym pomieszczenia w budynku oraz poprawiających walory estetyczne. Cechują się zazwyczaj gorszymi wskaźnikami ochrony cieplnej niż przegrody nieprzezroczyste. To właśnie doświetlenie światłem dziennym i ochrona cieplna budynku są kryteriami, które określają zakres powierzchni okien w danym budynku. Polskim przepisem prawnym, który ujmuje te wymagania, jest Rozporządzenie Ministra Infrastruktury w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie. Zgodnie z tym rozporządzeniem minimalna powierzchnia, jaką muszą posiadać okna, aby doświetlić pomieszczenie światłem dziennym, stanowi 1/8 pola powierzchni pomieszczenia. Kryterium ochrony cieplnej budynku określa maksymalną wartość współczynnika przenikania ciepła okien, który nie może być większy niż $1,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, oraz ich maksymalną powierzchnię w przegrodzie. Dla okien o współczynniku przenikania ciepła nie mniejszym niż $0,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ jest ona definiowana jako funkcja pola powierzchni rzutu poziomego wszystkich kondygnacji [6]:

$$A_{0\max} = 0,15A_z + 0,03A_w \quad (1)$$

gdzie: A_z – suma pól powierzchni rzutu poziomego wszystkich kondygnacji nadziemnych (w zewnętrznym obrysie budynku) w pasie o szerokości 5 m wzdłuż ścian zewnętrznych,

A_w – suma pól powierzchni pozostałej części rzutu poziomego wszystkich kondygnacji po odjęciu A_z .

Dla okien o współczynniku przenikania ciepła mniejszym niż $0,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ maksymalna powierzchnia okien nie jest definiowana. Jeżeli przyjmie się, że budynek jest parterowy, o wymiarach $10 \times 10 \text{ m}$, wysokości $2,5 \text{ m}$ i jednym tylko pomieszczeniu, to zgodnie z warunkami technicznymi powierzchnia okien o współczynniku przenikania ciepła większym lub równym $0,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ musiałaby się zawierać pomiędzy 12,5 (warunek doświetlenia pomieszczeń) a 15% (warunek ochrony cieplnej) pola powierzchni przegród zewnętrznych. Jest to dość wąski zakres, niedający zbyt dużego pola manewru. Dodatkowo, jak łatwo zauważyć, przepisy prawne zawarte w Warunkach Technicznych nie uwzględniają usytuowania przegrody względem stron świata, co jest niezwykle ważne z punktu widzenia pozyskiwania ciepła pochodzącego z promieniowania słonecznego. Może się bowiem okazać, że przy usytuowaniu okien od strony o dużym nasłonecznieniu zyski ciepła będą znacząco redukowały straty ciepła przez okna spowodowane ich gorszą izolacyjnością termiczną [1, 3].

W pracy [2] autorzy wykonali bilans ciepła dla przegrody budowlanej, w której udział części przezroczystej zmieniał się od 0 do 100% dla różnych parametrów termicznych przegród przezroczystej i nieprzezroczystej oraz usytuowania względem różnych stron świata. Wyniki obliczeń pokazały możliwość wykorzystania słonecznych zysków ciepła dla okien o współczynniku przenikania ciepła mniejszym niż $1,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, zwłaszcza od strony południowej. Ta analiza posiadała jednak wiele uproszczeń, tj. brak uwzględnienia wewnętrznych zysków ciepła, założenie stuprocentowej efektywności wykorzystania zysków ciepła oraz wykonywanie obliczeń tylko dla przegrody budowlanej, a nie dla całego budynku.

3. Obliczenia energochłonności analizowanego budynku

W niniejszej pracy zostały przedstawione wyniki obliczeń energochłonności budynku o różnych parametrach termicznych okien i przegród zewnętrznych. Do analizy wybrano budynek parterowy o podstawie kwadratowej i boku 10 m. Wysokość kondygnacji to 2,5 m. Energochłonność budynku wyznaczono zgodnie z metodologią obliczania charakterystyki energetycznej budynku [5]. Wynikowym obliczanym parametrem była jednostkowa ilość energii cieplnej niezbędna do pokrycia potrzeb ogrzewczych budynku w ciągu sezonu grzewczego, definiowana jako:

$$q_h = \frac{1}{A_f} \sum_1^{12} (Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} \cdot Q_{H,gn}) \quad (2)$$

gdzie: q_h – jednostkowa ilość energii cieplnej niezbędna do pokrycia potrzeb ogrzewczych budynku,

A_f – powierzchnia ogrzewana budynku,

$Q_{H,ht}$ – miesięczne straty ciepła na ogrzewanie i wentylację,

$Q_{H,gn}$ – miesięczne zyski ciepła wewnętrzne i od słońca,

$\eta_{H,gn}$ – współczynnik efektywności wykorzystania zysków w trybie ogrzewania.

Parametry okien przyjęte do obliczeń:

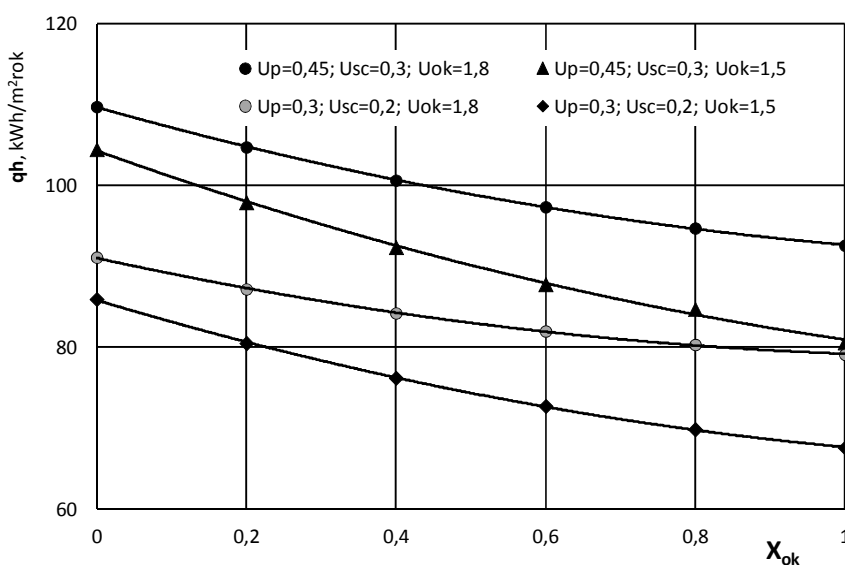
- współczynnik przenikania ciepła okien $U_{ok} = 1,5-1,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$,
- udział pola powierzchni przeszklonej do powierzchni całkowitej $C = 0,7$,
- współczynnik przepuszczalności energii promieniowania $g = 0,75$,
- współczynnik zacielenia budynku $Z = 0,8-1,0$.

Współczynniki przenikania ciepła przyjęte do obliczeń:

- ścian zewnętrznych $U_{sc} = 0,20-0,30 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$,
- podłogi na gruncie $U_p = 0,20-0,45 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$,
- stropu $U_{str} = 0,15-0,25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$,
- budynku $C_m = 10 \text{ MJ/K}$.

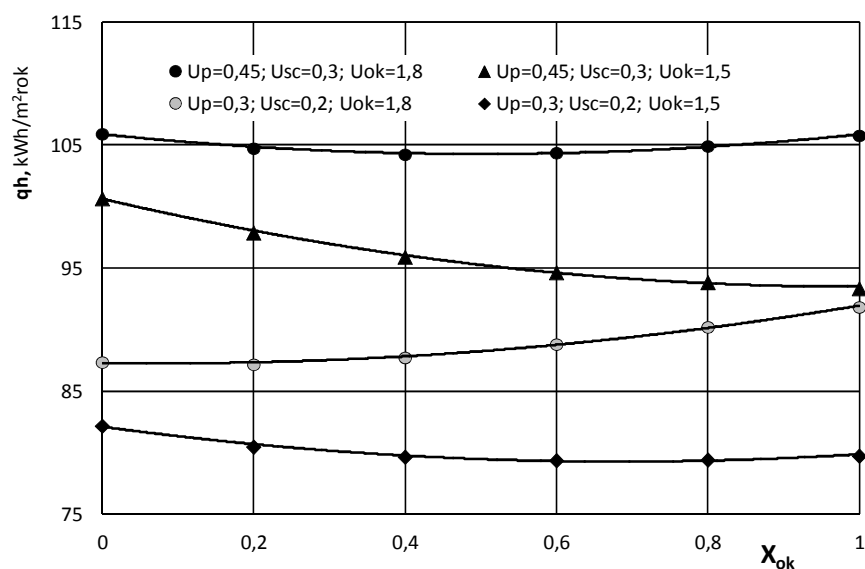
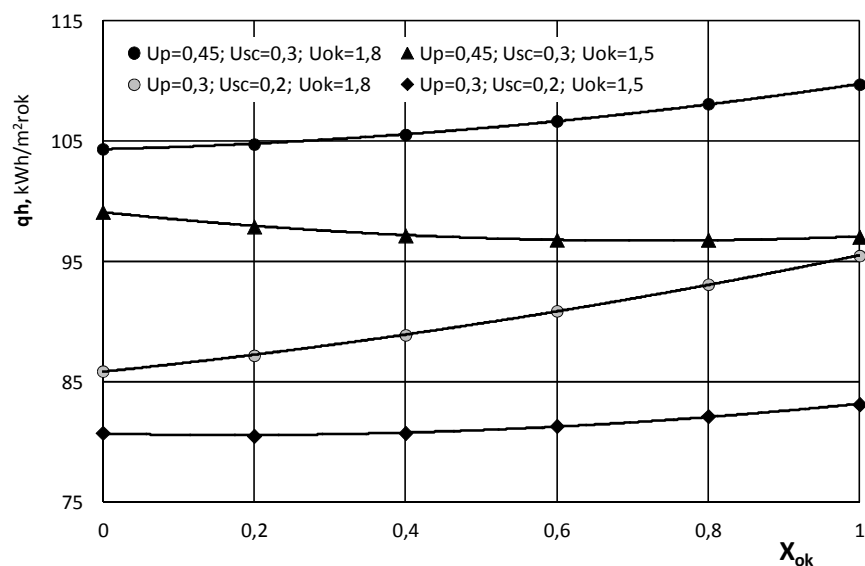
Obliczenia wykonano dla udziałów okien zmieniających się w przedziale 0-1. Przyjęto, że budynek jest zlokalizowany w drugiej strefie klimatycznej, w pobliżu stacji meteorologicznej Wrocław. Dane meteorologiczne pobrano ze strony Ministerstwa Infrastruktury i Rozwoju [7]. Na wykresach 1-6 przedstawiono wybrane wyniki obliczeń jednostkowego zapotrzebowania na ciepło do celów grzewczych przy różnych udziałach okien w przegrodzie zewnętrznej budynku. Obliczenia zostały przeprowadzone z założeniem zmienności udziału okna w przegrodzie dla jednej orientacji względem stron świata, natomiast dla pozostałych stron świata udział ten był stały i wynosił 20%.

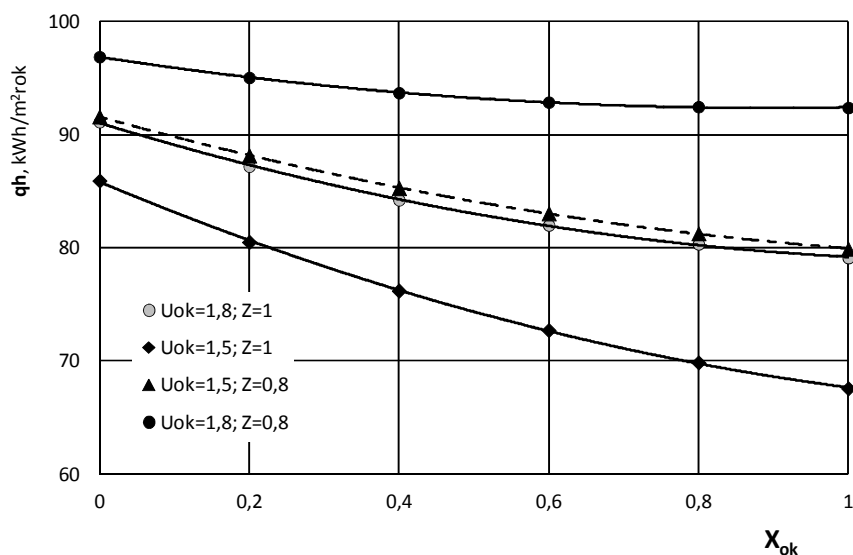
Na przedstawionych charakterystykach można zauważyć, że energochłonność budynku jest bardzo uzależniona od parametrów ochrony cieplnej wszystkich przegród oraz udziału i orientacji okien. Zazwyczaj jest obserwowany spadek energochłonności wraz ze zwiększaniem udziału okien w przegrodach umiejscowionych od strony południowej (rys. 1., 4.). Zwiększanie udziału okien w przegrodach od strony północnej powoduje wzrost potrzeb grzewczych budynku (rys. 3., 6.). Dla elewacji wschodniej i zachodniej energochłonność może zarówno wzrastać, jak i spadać wraz ze zwiększaniem powierzchni okien, co jest zależne od wartości parametrów ochrony cieplnej okien i przegród nieprzezroczystych (rys. 2., 5.). Otrzymywane wyniki nie są zgodne z udziałami okien określonymi przez przepisy prawne. Jest to obserwowane zwłaszcza przy usytuowaniu okien od stron świata o dużym nasłonecznieniu. Znacząco niekorzystnie na wyniki energochłonności wpływa zacienienie okien.



Rys. 1. Zapotrzebowanie na ciepło dla budynku ($U_{str} = 0,25$) – strona południowa

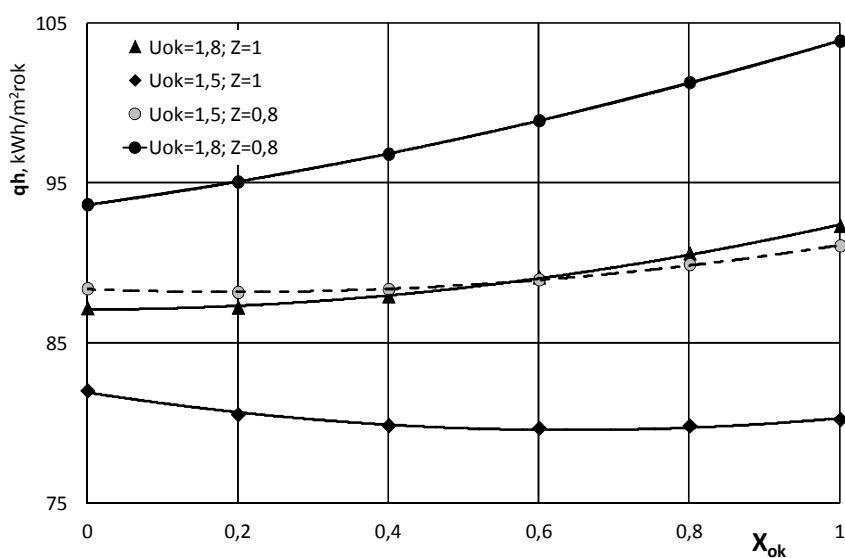
Fig. 1. Heat demand for a building ($U_{str} = 0,25$) – southern side

Rys. 2. Zapotrzebowanie na ciepło dla budynku ($U_{str} = 0,25$) – strona wschodniaFig. 2. Heat demand for a building ($U_{str} = 0,25$) – eastern sideRys. 3. Zapotrzebowanie na ciepło dla budynku ($U_{str} = 0,25$) – strona północnaFig. 3. Heat demand for a building ($U_{str} = 0,25$) – northern side



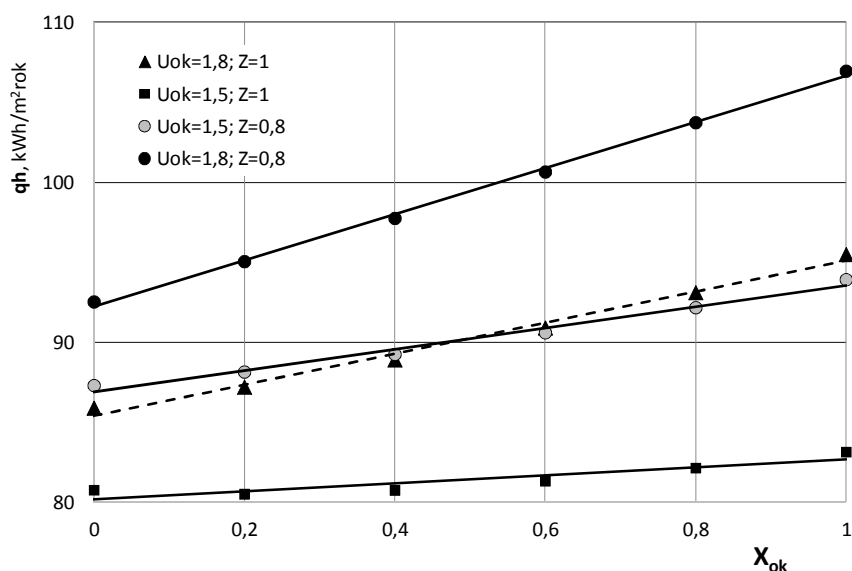
Rys. 4. Zapotrzebowanie na ciepło dla budynku ($U_p = 0,3$; $U_{sc} = 0,2$; $U_{str} = 0,35$) – strona południowa

Fig. 4. Heat demand for a building ($U_p = 0,3$; $U_{sc} = 0,2$; $U_{str} = 0,35$) – southern side



Rys. 5. Zapotrzebowanie na ciepło dla budynku ($U_p = 0,3$; $U_{sc} = 0,2$; $U_{str} = 0,35$) – strona wschodnia

Fig. 5. Heat demand for a building ($U_p = 0,3$; $U_{sc} = 0,2$; $U_{str} = 0,35$) – eastern side



Rys. 6. Zapotrzebowanie na ciepło dla budynku ($U_p = 0,3$; $U_{sc} = 0,2$; $U_{str} = 0,35$) – strona północna

Fig. 6. Heat demand for a building ($U_p = 0,3$; $U_{sc} = 0,2$; $U_{str} = 0,35$) – northern side

4. Podsumowanie

W pracy podjęto próbę optymalizacji powierzchni okien w budynku mieszkalnym w sezonie grzewczym. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń można wysnuć wniosek, że istnieje potrzeba optymalizacji powierzchni okien w przegrodach zewnętrznych budynków z uwzględnieniem parametrów ochrony cieplnej przegród oraz ich orientacji względem stron świata. Zazwyczaj jest obserwowana tendencja do zmniejszania energochłonności wraz ze zwiększaniem udziału okien od strony południowej oraz do zwiększania energochłonności przy rosnącym udziale okien od strony północnej. Ze względu na różnorodność konstrukcji budowlanych wskazane byłoby indywidualne podejście do każdego obiektu w celu określenia optymalnej powierzchni okien. Celowe wydaje się również rozwinięcie analizy na sezon letni, aby uwzględnić konieczność poniesienia nakładów energetycznych na chłodzenie pomieszczeń, do których docierają solarne zyski ciepła. dopełnieniem tej optymalizacji byłoby również wykonanie analizy ekonomicznej na poziomie inwestycyjnym.

Literatura

- [1] Duda L.: Optymalizacja parametrów energetycznych okien, ProfioKno, 8 (2011), 10-11.
- [2] Efektywność wykorzystania energii w latach 2001-2013, Główny Urząd Statystyczny, Warszawa 2013.

- [3] Matusiak W.: Optymalizacja energetycznych okien nowych i wymienianych. Bilans energetyczny okien w sezonie grzewczym, *Twój Filar*, 1 (2012), 15-18.
- [4] Pomorski M., Pietrowicz S.: Określanie optymalnego udziału powierzchni przegrody przezroczystej w całkowitej powierzchni przegrody budowlanej, *Polska Energetyka Słoneczna*, 2-4 (2010), 12-16.
- [5] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury w sprawie metodologii obliczania charakterystyki energetycznej budynku i lokalu mieszkalnego lub części budynku stanowiącej samodzielną całość techniczno-użytkową oraz sposobu sporządzania i wzorów świadectw ich charakterystyki energetycznej, www.mir.gov.pl.
- [6] Rozporządzenie Ministra Transportu, Budownictwa i Gospodarki Morskiej w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie.
- [7] Typowe lata meteorologiczne i statystyczne dane klimatyczne dla obszaru Polski do obliczeń energetycznych budynków, www.mir.gov.pl.

DETERMINATION OF OPTIMAL WINDOW SHARE IN A RESIDENTIAL BUILDING

Summary

This paper presents the calculation of the energy consumption of a residential building for different shares of windows area in the external walls of the building. The calculations were made according to the methodology used for determining the energy performance of buildings. Optimization of the share of transparent surfaces in the external walls, taking into account various orientations, and different thermal parameters of partitions were also here presented. The results of building energy consumption calculations referring to different shares of windows area were compared with the permissible technical requirements for windows.

Keywords: solar gains, energy consumption, technical requirements, building partition

DOI: 10.7862/rm.2015.27

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 22.03.2015 r.

Robert ZARZYCKI¹
Marcin PANOWSKI²

WYKORZYSTANIE CIEPŁA ODPADOWEGO W PROCESIE PRZYGOTOWANIA SPALIN NA POTRZEBY SEPARACJI METODĄ VPSA

W ostatnich latach są prowadzone intensywne prace związane z ograniczeniem emisji CO₂ do atmosfery z procesów spalania paliw węglowych w energetyce. W ramach tych prac powstały już nowe technologie oksyspalania, jak również kilka metod separacji CO₂ ze spalin. Jedną z nich jest technologia adsorpcyjna VPSA (*Vacuum Pressure Swing Adsorption*). W technologii VPSA proces adsorpcji i desorpcji jest realizowany przez zmianę ciśnienia. Skuteczność tej metody zależy w dużym stopniu od właściwości sorbentu i jego zdolności sorpcyjnej względem CO₂. Parametrami, które wpływają na pojemność sorpcyjną sorbentu, jest temperatura spalin i ich ciśnienie. W przypadku stosowanych sorbentów pojemność sorpcyjna bardzo wzrasta wraz z obniżeniem temperatury spalin i wzrostem ciśnienia. W takim przypadku jest możliwe ograniczenie rozmiarów jednostki adsorpcyjnej, a także kosztów procesu wstępnego sprężania spalin. W pracy przedstawiono propozycję technologii przygotowania spalin kotłowych na potrzeby procesu VPSA, przy założeniu minimalizacji kosztów energetycznych tego procesu i zapotrzebowania na sorbent. W ramach proponowanej technologii zakłada się wykorzystanie ciepła odpadowego ze spalin na potrzeby zasilania chłodziarki adsorpcyjnej wytwarzającej wodę lodową. W wyniku przeprowadzonych obliczeń symulacyjnych określono zapotrzebowanie na energię do wstępnego procesu sprężania spalin przed jednostką VPSA oraz minimalne zapotrzebowanie sorbentu do separacji CO₂ z przepływającego przez adsorber strumienia spalin.

Słowa kluczowe: CCS, chłodziarka adsorpcyjna, redukcja emisji CO₂

1. Wstęp

Jednym z rozwiązań pozwalających na ograniczenie emisji CO₂ do atmosfery lub jej całkowite wyeliminowanie jest zastosowanie w istniejących lub nowo budowanych układach technologii separacji CO₂ ze spalin. Obecnie istnieją dwie dojrzałe technologie pozwalające na realizację procesu separacji CO₂ ze spalin: technologia absorpcyjna [2, 3] oraz technologia adsorpcyjna [4]. Ich za-

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.

stosowanie przyczynia się jednak do obniżenia sprawności wytwarzania energii elektrycznej i ciepła, a tym samym podnosi koszty produkcji tych nośników energii.

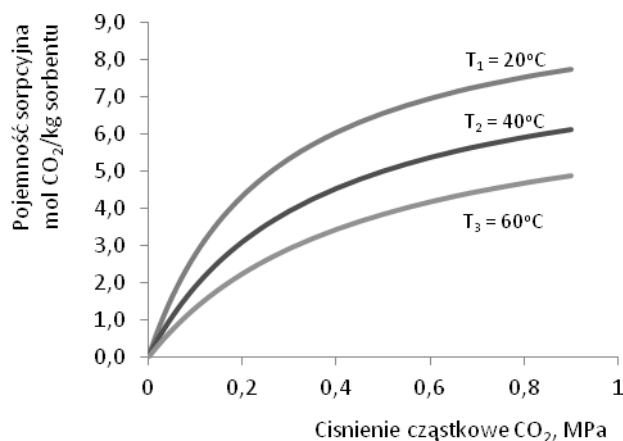
W artykule przedstawiono koncepcję układu pozwalającego na ograniczenie negatywnego wpływu zastosowania technologii adsorpcyjnej VPSA przez wykorzystanie ciepła odpadowego ze spalin bloku nadkrytycznego o mocy 900 MWe na potrzeby ich przygotowania do procesu separacji CO₂.

2. Proces separacji CO₂ z wykorzystaniem technologii adsorpcyjnej

Pomimo intensywnego rozwoju technologii związanych z konstrukcją i budową kotłów sprawność tych urządzeń w zależności od rodzaju spalnego paliwa waha się od 90 do 95%. Największą stratą energii w przypadku kotłów energetycznych jest strata wylotowa. Wiąże się ona z wysoką temperaturą spalin opuszczających kocioł i zawartą w nich parą wodną. W przypadku rozważanego bloku nadkrytycznego o mocy 900 MWe opalanego węglem brunatnym projektowana temperatura wylotowa spalin wnosi 170°C, strumień spalin mokrych to 1090,2 kg/s przy strumieniu paliwa 248,35 kg/s. Zawartość wilgoci w spalinach wynosi ok. 25% przy zawartości CO₂ na poziomie 12%.

Jedną z technologii separacji CO₂ ze spalin jest technologia adsorpcyjna. Polega ona na wykorzystaniu odpowiednich sorbentów stałych, które pozwalają na fizyczne lub chemiczne związanie na ich powierzchni wybranego składnika gazowego. W przypadku sorbentów istotna jest ich wysoka selektywność na separowany składnik (np. CO₂) i bardzo niska na inne składniki spalin, a także pojemność sorpcyjna, zależna od warunków prowadzenia procesu separacji, a w szczególności temperatury i ciśnienia. W technologii VPSA wykorzystuje się zależność pojemności sorpcyjnej sorbentu od ciśnienia, a zatem realizacja procesu separacji wymaga tutaj wytworzenia pewnego poziomu nadciśnienia spalin przed adsorberem, a następnie dużego podciśnienia w celu realizacji procesu desorpcji.

Przykładową zależność pojemności sorpcyjnej sorbentu względem dwutlenku węgla od ciśnienia (ciśnienia cząstkowego CO₂) przedstawiają charakterystyki zamieszczone na rys. 1. Analizując przedstawione zależności, można zaobserwować, że wzrost ciśnienia cząstkowego separowanego CO₂, a tym samym ciśnienia spalin, powoduje wzrost pojemności sorpcyjnej sorbentu. Z tego też względu, wybierając zakres ciśnień, w którym występuje największy gradient zmienności pojemności sorpcyjnej, można efektywnie i przy możliwie niskich nakładach energetycznych realizować proces separacji CO₂ ze spalin. W przypadku metod adsorpcyjnych istotnym parametrem, oprócz zmian ciśnienia, jest także temperatura gazu, przy czym gradient zmian pojemności sorpcyjnej w funkcji ciśnienia cząstkowego CO₂ jest znacznie większy dla niższych temperatur niż dla temperatur wyższych.

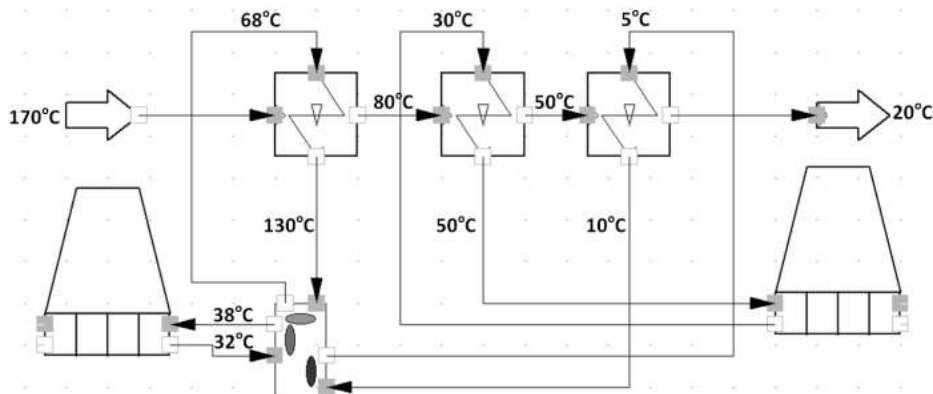
Rys. 1. Izotermę CO₂ przykładowego sorbentuFig. 1. CO₂ isotherms of exemplary sorbent

Można zatem stwierdzić, że obniżenie temperatury spalin przed procesem VPSA może się przyczynić do znaczącego ograniczenia zapotrzebowania na sorbent oraz do wyraźnego zmniejszenia kosztów energetycznych procesu. Jednym z problemów technicznych w przypadku realizacji procesu separacji CO₂ ze spalin są koszty sprężania wstępnego spalin przed jednostką VPSA oraz gabaryty tej jednostki ze względu na duży strumień objętości spalin o wysokiej temperaturze. Chcąc ograniczyć koszty energetyczne separacji CO₂ ze spalin oraz koszty inwestycyjne instalacji VPSA, konieczne należy ochłodzić spaliny do możliwie niskiej temperatury.

3. Wykorzystanie ciepła odpadowego w procesie ochładzania spalin przed jednostką VPSA

Mając na uwadze sformułowany wniosek dotyczący możliwie niskiej temperatury spalin przed procesem VPSA, konieczne jest ich ochłodzenie. Można rozważyć odbiór ciepła niskotemperaturowego od spalin na potrzeby bloku parowego, np. podgrzew regeneracyjny wody lub wykorzystać to ciepło np. w obiegu ORC zabudowanym w sąsiedztwie bloku parowego bądź utracić je bezpowrotnie w chłodni kominowej. Realizując zaproponowane sposoby ochłodzenia spalin, należy jednak szacować, że przy zastosowaniu najskuteczniejszych wymienników ciepła możliwe jest ich ochłodzenie do temperatury rzędu 50-60°C, co wynika z dostępności we wspomnianych propozycjach odpowiedniego czynnika chłodzącego. W przypadku chłodni kominowej w okresie letnim powracający czynnik do chłodzenia spalin może posiadać temperaturę ponad 30°C, co stanowi wartość zbliżoną do temperatury kondensatu ze skraplaczem obiegu parowego. Jedynie zastosowanie urządzeń chłodniczych pozwala na uzy-

skanie znacząco niższych temperatur czynnika chłodzącego. Do ich pracy konieczne jest jednak dostarczenie energii, co może podwyższyć koszty energetyczne tego procesu. Jednym z rozwiązań tego problemu może być zainstalowanie chłodziarki absorpcyjnej bromowo-litowej, która pozwala na przygotowanie czynnika chłodzącego (wody lodowej) o temperaturze ok. 4-5°C (rys. 2.).



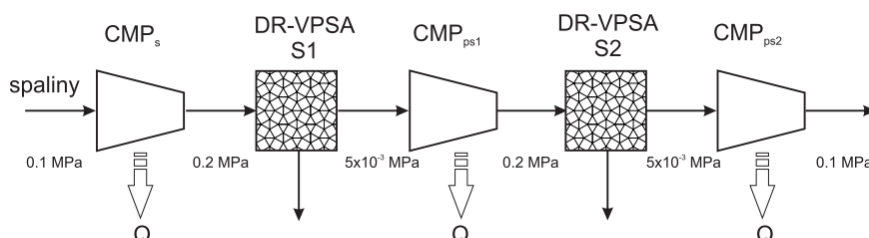
Rys. 2. Schemat procesu odzysku ciepła ze spalin na potrzeby przygotowania wody lodowej

Fig. 2. The scheme of a process of heat recuperation from exhaust gas for cold water preparation

Chłodziarka wymaga do pracy gorącej wody o temperaturze maksymalnej 130°C (chłodziarka dwustopniowa) lub 95°C (chłodziarka jednostopniowa), dopuszcza się jednak zasilanie chłodziarki wodą o niższej temperaturze [1]. Uzyskanie wody o założonej wcześniej temperaturze wymaga zabudowania wymiennika ciepła w ciągu spalinowym. Dzięki temu możliwe jest także wstępne ochłodzenie spalin do temperatury ok. 80°C w przypadku chłodziarki dwustopniowej, z której wypływa woda do pierwszej sekcji wymiennika ciepła o temperaturze ok. 68°C. Dalsze ochłodzenie spalin może być realizowane za pośrednictwem wody z chłodni kominowej, która przepływa przez drugą sekcję wymiennika ciepła i pozwala na ochłodzenie spalin do temperatury ok. 45-50°C, przy silnej kondensacji zawartej w spalinach pary wodnej. W tym przypadku wspomniana porcja ciepła zawarta w spalinach jest tracona w chłodni kominowej. Zastosowanie tego rozwiązania pozwala na znaczące zmniejszenie mocy chłodniczej chłodziarki absorpcyjnej, a tym samym kosztów inwestycyjnych takiego układu. Dalsze obniżanie temperatury spalin następuje w trzeciej sekcji wymiennika ciepła, do której jest wprowadzana woda lodowa. W tym przypadku uzyskuje się dalsze obniżanie zawartości wilgotności w spalinach, a dzięki niskiej temperaturze wody lodowej możliwe jest ochłodzenie spalin do ok. 20°C.

4. Proces separacji CO₂ metodą VPSA

Proces separacji dwutlenku węgla ze spalin metodą VPSA przedstawiono na rys. 3. Składa się on z etapu wstępnego (CMP_s) sprężania spalin przygotowanych zgodnie z rys. 2. od ciśnienia ok. 0,1 MPa do ciśnienia ok. 0,2 MPa przed pierwszą sekcją DR-VPSA₁. W celu uzyskania produktu separacji o wysokiej koncentracji CO₂ proponuje się zastosowanie metody DR-VPSA. Metoda Dual Reflux VPSA pozwala na dwustopniową realizację procesu separacji CO₂ ze spalin. W pierwszym etapie separowanie CO₂ ze spalin prowadzi do uzyskania produktu zawierającego ok. 60% CO₂. W drugim etapie DR-VPSA₂ jest poddawany separacji CO₂ z produktu otrzymanego po pierwszym etapie. W tym przypadku ciśnienie cząstkowe CO₂ jest odpowiednio wyższe niż w przypadku spalin, co wymaga już nieco mniejszej ilości sorbentu do separacji zawartego tam CO₂. Ciśnienie wyseparowanego CO₂ po procesie DR-VPSA₂ wynosi 0,005 MPa. W tym przypadku konieczne jest jego sprężenie (CMP_{ps2}) do ciśnienia 0,1 MPa, pozwalającego na skierowanie do układu sprężania na potrzeby transportu w fazie nadkrytycznej. W celu ograniczenia energochłonności proponuje się ochładzanie przepływającego przez układ separacji gazu do temperatury 20°C każdorazowo przed procesem jego sprężania.

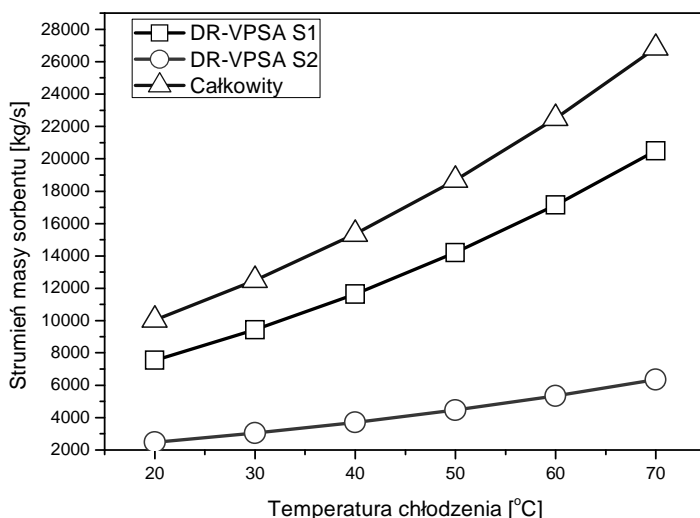


Rys. 3. Schemat procesu separacji VPSA dwutlenku węgla ze spalin

Fig. 3. The scheme of VPSA separation of carbon dioxide from exhaust gas

Wpływ obniżenia temperatury spalin oraz produktu po procesie VPSA został przedstawiony na rys. 4-6. Wpływ temperatury spalin przed jednostką VPSA przedstawiono na rys. 4. Linia z otwartymi kwadratami zilustrowano zapotrzebowanie na strumień sorbentu do separacji w pierwszym etapie DR-VPSA₁, natomiast linia z otwartymi kołami – do separacji DR-VPSA₂. Różnice w zapotrzebowaniu na sorbent pomiędzy DR-VPSA₁ i DR-VPSA₂ wynikają z różnego ciśnienia cząstkowego CO₂ w spalinach (sekcja 1.) oraz w produkcie sekcji 2., który zawiera ok. 60% CO₂. Widoczny jest jednak wpływ temperatury na wymagany do separacji strumień sorbentu. Dla założonej temperatury spalin 20°C zapotrzebowanie na sorbent wynosi odpowiednio ok. 7 500 kg/s i ok. 2 500 kg/s, co daje sumaryczne zapotrzebowanie na poziomie 10 000 kg/s. Wzrost temperatury gazu do 30°C powoduje wzrost zapotrzebowania na stru-

mień sorbentu do poziomu 12 500 kg/s, a w przypadku temperatury spalin 40°C – do ponad 15 000 kg/s. Przy dalszym wzroście temperatury widoczny jest jeszcze bardziej wzrost zapotrzebowania na strumień sorbentu do separacji CO₂. W przypadku temperatury ok. 53°C zapotrzebowanie na strumień sorbentu jest blisko dwukrotnie wyższe niż przy 20°C. Przedstawione wartości zapotrzebowania na sorbent w procesie separacji CO₂ przekładają się bezpośrednio na gabaryty jednostki VPSA oraz koszt jej wypełniania sorbentem. Na podstawie przeprowadzonych wstępnych analiz stwierdzono, że gabaryty jednostki adsorpcyjnej i wymagany dla niej teren stanowią istotny problem przy jej zabudowie w sąsiedztwie bloku parowego.



Rys. 4. Zapotrzebowanie na sorbent w funkcji temperatury spalin

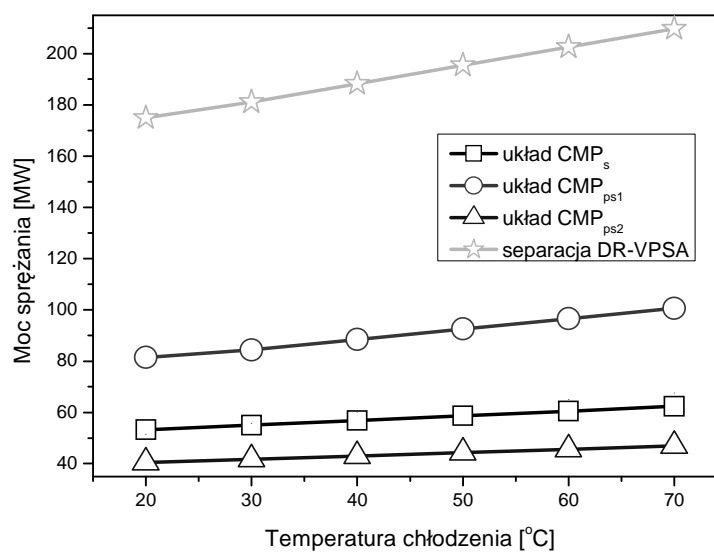
Fig. 4. Sorbent demand as a function of exhaust gas temperature

Istotnym problemem zastosowania technologii separacji CO₂ ze spalin i przygotowania go na potrzeby transportu i składowania są koszty energetyczne tego procesu. Wiążą się one głównie z zapotrzebowaniem na moc do napędu wentylatorów spalin i sprężarek CO₂, co przedstawiono na rys. 5.

Jak widać, w przypadku temperatury gazu 20°C zapotrzebowanie na moc do procesu VPSA wynosi ok. 175 MW, natomiast wzrost temperatury do 40 i 60°C wymaga odpowiednio mocy ok. 190 i 205 MW. Zapotrzebowanie to oczywiście obciąża potrzeby własne bloku z DR-VPSA i podnosi koszty produkcji energii elektrycznej. Zastosowanie chłodzenia spalin może się zatem przyczynić do wzrostu mocy o ok. 30 MW, co stanowi ponad 3% mocy bloku.

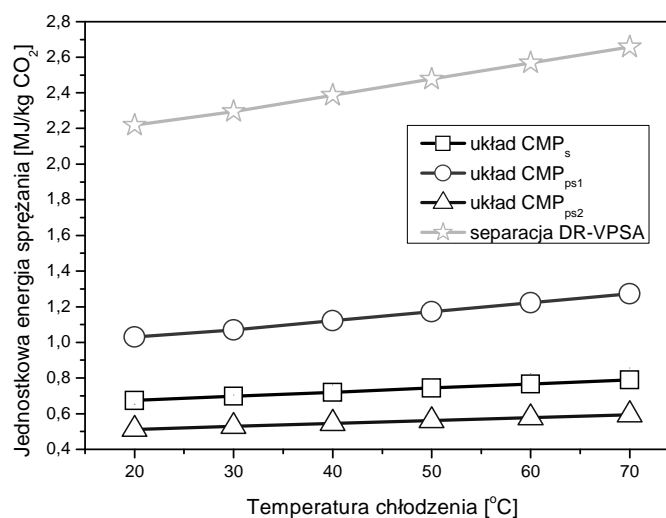
Jednym z ważnych wskaźników pozwalających porównywać różne technologie separacji CO₂ jest jednostkowe zużycie ciepła (rys. 6.). W przypadku temperatury 20°C jednostkowe zużycie ciepła do separacji CO₂ wynosi ok. 2,22

MJ/kg CO₂. Wzrost temperatury do 40 i 60°C powoduje odpowiednio wzrost zapotrzebowania na ciepło w ilości 2,39 i 2,57 MJ/kg CO₂. W przypadku stosowania metod absorpcyjnych opartych na roztworach amin jednostkowe zapotrzebowanie na ciepło kształtuje się na poziomie 3,0-3,5 MJ/kg CO₂.



Rys. 5. Zapotrzebowanie na moc do procesu sprężania

Fig. 5. Power demand for compression process



Rys. 6. Jednostkowy koszt energetyczny procesu sprężania

Fig. 6. Unit energetic cost of compression process

5. Podsumowanie

Zaproponowana w pracy technologia wykorzystania ciepła odpadowego spalin na potrzeby ich ochładzania przed procesem VPSA pozwala przede wszystkim na ograniczenie zapotrzebowania na strumień sorbentu, co wpływa bezpośrednio na rozmiary oraz koszty tej instalacji. Dodatkowo ochłodzenie spalin pozwala ograniczyć energochłonność procesu sprężania spalin i CO₂, co ma bezpośredni wpływ na podwyższenie sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Technologia adsorpcyjna DR-VPSA pozwala osiągnąć wyraźnie niższe jednostkowe zapotrzebowanie na ciepło w porównaniu z technologiami absorpcyjnymi opartymi na roztworach amin.

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.asp?ID=24> (dostęp: 11 lipca 2014 r.).
- [2] Majchrzak-Kucęba I.: Testing and evaluation of novel CO₂ adsorption, Environmental Engineering, Taylor & Francis Group, London 2013.
- [3] Wawrzyńczak D., Majchrzak-Kucęba I., Nowak W.: Badania separacji CO₂ na wybranych sorbentach metodą adsorpcji zmiennociśnieniowej PSA, Budownictwo i Inżynieria Środowiska, Wydawn. Politechniki Białostockiej, 1 (2010), 85-89.
- [4] Więclaw-Solny L., Tatarczuk A., Krótki A., Stec M.: Postęp prac w badaniach technologicznych aminowego usuwania CO₂ ze spalin, Polityka Energetyczna, t. 16, z. 4. Wydawn. Instytutu GSMiE PAN, Kraków 2013, s. 229-241.

WASTE HEAT UTILISATION FOR FLUE GAS PRETREATMENT DUE TO CARBON DIOXIDE SEPARATION BY VPSA METHOD

Summary

One of research carried out intensively nowadays is the one on reduction of CO₂ emission to atmosphere from fossil fuel combustion in energy sector. The new technologies like oxy-combustion or technologies of separation from the flue gas were developed as their result. One of separation technologies considered is VPSA (Vacuum Pressure Swing Adsorption) adsorption on solid sorbents, which is done owing to different pressures on both, adsorption and desorption side of the unit. The efficiency of this method depends on solid sorbent properties and its sorption capacity in respect of separated gas components. The thermodynamic parameters of the separation process that influence sorption capacity are temperature and pressure. This is because the sorption capacity strongly increases with lowering temperature and increasing pressure of the flue gas. Therefore, in such conditions, sorbent demand for separation decreases that makes separation unit

to be much smaller, and moreover, it makes flue gas compression process less energy consuming. The paper presents the concept of technology of flue gas pretreatment that may minimise energy cost of separation and sorbent demand for CO₂ separation. Proposed technology assumes utilisation of waste heat from flue gas for feeding the absorption cooler that produces cold water for flue gas cooling. This allows not only flue gas cooling but in the same time for moisture removal, which also has positive impact on separation process. As a result of calculation performed, the energy demand for flue gas compression as well as sorbent amount were assessed and showed advantages of proposed technology.

Keywords: CCS, absorption cooler, CO₂ emission reduction

DOI: 10.7862/rm.2015.28

Otrzymano/received: 14.09.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 20.03.2015 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/>