

ZESZYTY NAUKOWE  
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

---

SCIENTIFIC LETTERS  
OF RZESZOW UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

---

NR 290

(e-ISSN 2300-5211)

# MECHANIKA

Kwartalnik

tom XXXI

zeszyt 86 (nr 3/2014)

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), Józef GAWLIK (Polska),  
Rudolf KAWALLA (Niemcy), Krzysztof KUBIAK (Polska),  
Thomas G. MATHIA (Francja), Tadeusz MARKOWSKI (Polska),  
Pavlo MARUSCHAK (Ukraina), Paweł PAWLUS (Polska),  
Andrea PICCOLROAZ (Włochy), Marderos Ara SAYEGH (Syria),  
Jarosław SĘP (Polska), Emil SPISÁK (Słowacja), Feliks STACHOWICZ (Polska),  
Marian SZCZEREK (Polska), Nicolae UNGUREANU (Rumunia)

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

Redaktor językowy  
Natalia TRZEPIECIŃSKA

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. 461

## SPIS TREŚCI

Łukasz BRODZIK, Andrzej FRĄCKOWIAK: The effect of the conductive layer on the thermal properties of damaged orbiter TPS panel .....	301
Przemysław CIŻMIŃSKI, Sylwia POLESEK-KARCZEWSKA, Dariusz KARDAŚ, Bartosz MERTAS: Ciepłno-przepływowy model karbonizacji suchego węgla .....	311
Piotr CYKLIS, Przemysław MŁYNARCZYK: Passive pressure pulsation damping using shaped nozzles.....	319
Joanna DRATWA, Stanisław WITCZAK: Analiza procesu wrzenia amoniaku o różnym stopniu zaolejenia.....	327
Andrzej FRĄCKOWIAK, Michał CIAŁKOWSKI, Agnieszka WRÓBLEWSKA: Algorytm iteracyjnego rozwiązywania zagadnień odwrotnych przewodnictwa ciepła z minimalizacją oscylacji temperatury .....	337
Sebastian GROSICKI, Robert SMUSZ, Joanna WILK: Koncepcja stanowiska do pomiarów współczynników wymiany masy/ciepła w mini-wymiennikach .....	349
Arkadiusz GRUCELSKI, Jacek POZORSKI: Modelowanie z wykorzystaniem metody siatkowej Boltzmanna termomechaniki przepływu wraz z reakcjami chemicznymi .....	357
Ryszard KANTOR: Modelowanie hybrydowego obiegu chłodniczego przy wykorzystaniu programu LabVIEW .....	367
Ryszard KANTOR, Mateusz MAJOCH: Numeryczne wyznaczenie stopnia zmieszania wody i kaolinu w mieszalniku statycznym .....	375
Agnieszka KIJO-KLECZKOWSKA, Monika KOSOWSKA- GOLACHOWSKA, Władysław GAJEWSKI, Katarzyna ŚRODA, Tomasz	

MUSIAŁ, Krzysztof WOLSKI: Spalanie osadów ściekowych w odniesieniu do węgla i biomasy .....	383
Krzysztof KNAŚ, Krzysztof SŁAWIŃSKI, Michał GANDOR, Wojciech NOWAK: Wpływ suszonego węgla brunatnego na pracę kotła CFB.....	393
Anna KRASZEWSKA, Janusz DONIZAK, Marek JASZCZUR: Investigation of natural convection in cubical enclosure using laser induced fluorescence .....	401
Dariusz MIKIELEWICZ, Jarosław MIKIELEWICZ, Jan WAJS, Michał BAJOR: Mikrośilownia domowa jako źródło energii cieplnej i elektrycznej..	409
Dariusz MIKIELEWICZ, Jarosław MIKIELEWICZ, Jan WAJS: Analiza możliwości współpracy elektrowni o mocy 900 mw z układem odzysku ciepła zasilającym ORC.....	417
Łukasz PLESKACZ, Elżbieta FORMALIK-WAJS, Aleksandra ROSZKO: Velocity and temperature maldistribution due to the magnetic field influence .....	425
Arkadiusz RYFA, Jacek SMOŁKA, Zbigniew BULIŃSKI, Mateusz BĘDKOWSKI: Model numeryczny sprzężonych procesów cieplnych występujących w zamkniętym stacjonarnym polu z generacją ciepła.....	433
Dariusz Zdzisław SALAMONOWICZ, Wojciech JAROSZ, Rafał MATUSZKIEWICZ, Łukasz OSIĄK: Modelowanie transportu masy i ciepła podczas wypływu strumieniowego gazu ze zbiornika zawierającego fazę skroploną .....	441
Krzysztof SŁAWIŃSKI, Krzysztof KNAŚ, Michał GANDOR, Wojciech NOWAK: Suszenie węgla brunatnego w energetyce – możliwości zastosowania młyna elektromagnetycznego .....	453

Łukasz BRODZIK<sup>1</sup>  
Andrzej FRĄCKOWIAK<sup>2</sup>

## THE EFFECT OF THE CONDUCTIVE LAYER ON THE THERMAL PROPERTIES OF DAMAGED ORBITER TPS PANEL

The content of the article concerns the analysis of heat insulating material of the thermal protection system, which is related to aerodynamic heating during atmospheric reentry by spacecraft. The example of the heat flux distribution as a function of flight time for analysis is used. The purpose of the article is to investigate the effect on the results of the new material of model with relatively high thermal conductivity coefficient across the isolating tile. It is considered that it may allow to compensate the temperature on the surface of underlying structure. The article contains the comparison of two types of thermal analysis of selected insulating tile models. The first case assumed that the models contain only three layers, e.g. insulation, strain isolator pad and underlying structure. In the second analysis, calculations are based on models consisting of four layers. Due to the good thermal properties as the additional material titanium alloy is selected. All analyses take into account two types of models: undamaged and damaged tiles. The conclusions contain graphs of maximum temperature distribution in function of time on the surfaces of selected layers. The results allowed to determine the temperature difference calculated on the basis of the considered of both cases.

**Key words:** aerodynamic heating, unsteady heat flow, heat protection

### 1. Introduction

During atmospheric reentry of the spacecraft comes to the so-called aerodynamic heating. This phenomenon is due to the enormous friction surface of the vehicle with air. Such friction occurs as the vehicle moves at hypersonic speed [2]. Aerodynamic heating is related with high vehicle temperatures. They not exceed 150°C. Therefore, all the vehicles carrying out orbital and interplanetary missions without adequate heat shield would burn during atmospheric are so high that they may cause the melting of steel. Vehicles skins such as Space

---

<sup>1</sup> Autor do korespondencji/corresponding author: Łukasz Brodzik, Politechnika Poznańska, adres: Pl. Marii Skłodowskiej-Curie 5, 60-965 Poznań, tel: 61 665 2779, e-mail: lukasz.brodzik@put.poznan.pl

<sup>2</sup> Andrzej Frąckowiak, Politechnika Poznańska, e-mail: andrzej.frackowiak@put.poznan.pl

Shuttle are made of aluminium alloy, where the temperature usually does reentry.

In the paper is considered insulation, one of type of heat shield. Insulations are intended to reduce heat flow in the direction of the skin. Excess of heat is discharged to the environment by radiation [4]. Insulating tiles was used in the space shuttles. The biggest heat loads were carried by HRSI (High-Temperature Reusable Surface Insulation) tiles and this type of tiles was taken to analysis. HRSI tiles are made from a material called LI900. Tiles are bonded to the SIP (Strain Isolator Pad) with RTV (Room-Temperature Vulcanized) silicone adhesive, before bonding directly to the aluminium skin [3]. Such a connection provides a reduction in the risk of exceeding the limit of stress in the insulation. The tile from the outside is surrounded by a coating layer RCG (Reaction-Cured Glass), thanks to which it has a characteristic black color.

In the space around the Earth, there are two main sources of heat shield damage as a result of the collision. These are micrometeoroids and space debris which is a result of human activities in space. Infringement of isolation structures can have serious consequences during atmospheric reentry. Lost tile causes a risk of loss of neighboring tiles. Insulation faults appeared during the history of Shuttle flights. Of course, this risk also involves other space vehicles and all technical facilities, such as the International Space Station. The issue of heat shields damage is difficult to solve because even small objects like micrometeoroids can seriously damage the structure of the material. The reason for that is high speed moving objects in space, ranges from 6 to 16 km/s [10]. In addition, there is the increase of orbit debris resulting from human activities. From these reasons researching issues of heat conduction of damaged insulation is the subject of this article.

## 2. Formulation of the heat transfer problem

Two-dimensional model was used for the numerical simulation. The first model consists of three layers. The first one was the insulation from Li900, the second one strain isolator pad made from Nomex and the last one aluminum alloy as very thin strip. RCG and RTV layers were omitted. The second full model has one more layer made of titanium alloy. For the assumed model the insulation thickness equals 85 mm. Axisymmetric model was created based on real dimensions of the insulating tile. A model of damage was made for the case where the defect in insulation is formed by an impact with small object moving at a hypersonic speed [9]. This shape and simplification is given in figure 1.

Material properties for LI900, Nomex and titanium alloy 6AL4V are based on the literature [11]. The tile is heated with variable intensity. This intensity for time from 0 at entering atmosphere to 8000 seconds, long after landing is given by an example from literature [7]. Such a long time is condition to find out

where is the peak of the temperature on the underlying structure (lower surface of SIP). External surfaces of the model are perfectly isolated. Therefore the heat is transported from insulation and is given back in the same way. It gives the worst situation because of the highest temperatures. In reality the heat flux in the tile is transported by radiation, conduction and convection. It is caused by appearance of the air inside the tile.

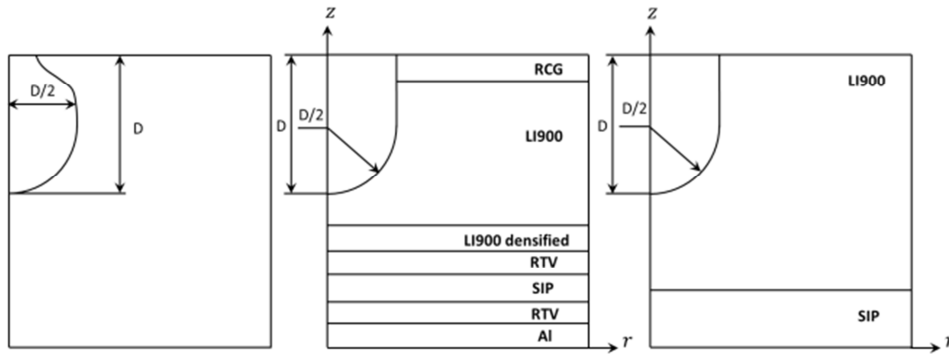


Fig. 1. The geometry model: on the left - the real model, in the middle - simplification, on the right - numbering walls.

Analysis of heat transportation is fairly well understood. Therefore in the numerical calculation an easier method is applied. It is assumed that there is only conduction in tile. This conduction is a function of temperature and pressure. Pressure changes in time and is dependent on altitude. At the beginning of reentry pressure is very small. It is caused by the occurrence of conditions similar to the vacuum. After reaching 2100 seconds pressure is stabilized and equals about 1015 hPa. Pressure as a function of time was taken to the analysis from the literature [8]. For heat loading with variable intensity in time causes that the analysis has non-stationary conditions. Conduction for the axisymmetric model in the cylindrical coordinate system is expressed by the equation:

$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( k_r r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (1)$$

where:  $\rho$  - density,  $c_p$  - specific heat for constant pressure,  $k$  - thermal conductivity,  $T$  - temperature

The heat is radiated from insulation. RCG layer provides good thermal properties at higher temperatures. Thus, undamaged part of the tile has constant emissivity equals 0.85. When the tile is damaged radiation has more difficult nature. In a cavity some particles leave insulation. Others collide with walls of this cavity. Therefore in some places the temperature increases. To obtain tem-

perature distribution around the cavity radiative transfer equation RTE should be solved. This equation for an absorbing, emitting, and scattering medium at position  $\vec{R}$  in the direction  $\vec{s}$  is as follows [1, 8]:

$$\frac{dI(\vec{R}, \vec{s})}{ds} = -\beta I(\vec{R}, \vec{s}) + \kappa_a n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\kappa_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{R}, \vec{s}') P(\vec{R}, \vec{R}') dR' \quad (2)$$

where:  $I(\vec{R}, \vec{s})$  - the intensity of radiation,  $\beta$  - extinction coefficient,  $\kappa_a$  - absorption coefficient,  $\kappa_s$  - scattering coefficient,  $n$  - refractive index,  $\sigma$  - Stefan Boltzmann constant,  $P(\vec{R}, \vec{R}')$  - the phase function.

There are different models of approximation solutions of this equation. In the analysis diffusion approximation was used. To keep proper behaviour of insulation during the simulation in damaged place emissivity is in function of temperature. This property was taken from the literature [6]. Calculations were carried out in FreeFem++. This numerical code uses Finite Element Method [5]. Models are built average from 2000 triangular elements. The model of damaged tile is defined by two domains. First one relates to the tile and second one to the cavity with air. The dimension of the cavity D equals 4 cm.

### 3. Results and discussion

Based on the theoretical and analytical considerations described previously, computer codes have been developed to simulate axisymmetric heat transfer problem. All simulations were performed with precision of 1°C and with max iterations equal to 8. To reduce temperature in the underlying structure titanium alloy was used. Conduction takes place in this case in two directions: in the plane and through a tile. The plate made of titanium alloy was placed in a tile on two levels.

There are four models: undamaged and damaged tile with titanium and without titanium. Solutions are presented in Figures 2-6. Figure 2 shows maximum temperatures on the insulation surface. During flight, when aerodynamic heating occurs, temperature in insulation intensively increases. Maximum value appears after 850 seconds. Insertion plate made of titanium almost does not change temperatures. An extensive damage in the tile results in huge peak of temperature. For undamaged tile maximum temperature equals 982°C and for damaged tile 1935°C. Damaged tile with titanium plate which is placed higher has different temperatures compared with the same tile without titanium, mainly after 2000 seconds. At the time of 3315 seconds this difference is the biggest and equals 84°C. It causes that the plate accumulates locally heat due to its



movement in the transverse direction. Later temperature stabilizes and at 8000 seconds the difference between damaged and undamaged tiles equals 170°C.

Two next measurements were made at the height of 40 and 15 mm in the tile. At the height of 40 mm for damaged tile the biggest differences are for the tile with titanium plate which is higher. The reason of that is the same accumulation of the heat as before. Maximum temperature is above 1600°C. After 2100 seconds differences between every models of damaged tile are approximately 30°C and at 8000 seconds temperature decreases below 300°C. Curves of temperatures for models of undamaged tile with titanium placed lower and without titanium are almost the same. The same as in damaged tile model for titanium placed higher in undamaged tile model temperature has a lower maximum and it equals 252°C. For titanium placed lower this peak is 92°C higher. After exceeding 8000 seconds temperature is similar and equals approximately 108°C. Measurements at the height of 15 mm show that temperature is much lower. For damaged tile this difference is equal to around 1000°C. After exceeding 2655 seconds temperature decreases exponentially. At this time damaged tile model with titanium placed lower has lower maximum. This maximum equals 373°C. Although temperatures are noticeably lower, temperature drop is smaller than in the model without titanium. Temperature curves for models of undamaged tile shows visible influence of titanium in both cases. Although temperatures after 8000 seconds are very similar the maximum for undamaged tile without titanium is about 39°C higher and equals to 178°C. For this height, peaks of temperature take place later than before. It causes that the heat needs time to move deeper in the tile.

Last measurements were made in SIP. The inner surface is from the insulation side. In both cases curves representing maximum temperatures are very similar. This is the result of that the thickness of Nomex is small and equals approximately 5 mm. For instant in damaged tile model on the inner surface peak temperature is reached after 3915 seconds and equals 425°C. On the outer surface maximum temperature appears 240 seconds later and decreases by 1°C. Thus discussion of the results in this part of the tile is limited only to the inner surface. In both cases of damaged tile titanium alloy has significant influence on the peak temperature. However, the lowest temperature is when the plate of titanium is situated at 15 mm. When titanium is lower the maximum temperature equals 342°C and when is higher 400°C. In undamaged tile without titanium after 5235 seconds appears maximum temperature and equals 163°C. Presence of titanium causes decreasing temperature to 138°C (1405 seconds later) and 131°C (725 seconds later). Temperatures in insulations have large values. LI900 material can operate until 1260°C. Temperatures in solution are much greater, even greater than for melting point which is equal to 1704°C. Photons bombard surface of damage and heat is accumulated in the cavity. This huge heat flux will cause disappearance of the part of insulation in reality.

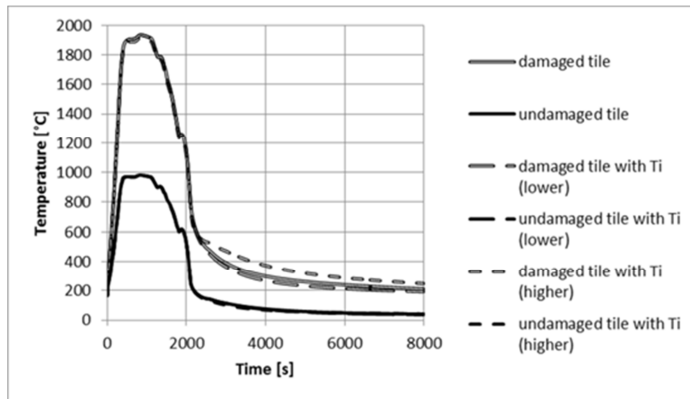


Fig. 2. Maximum temperature on the insulation surface.

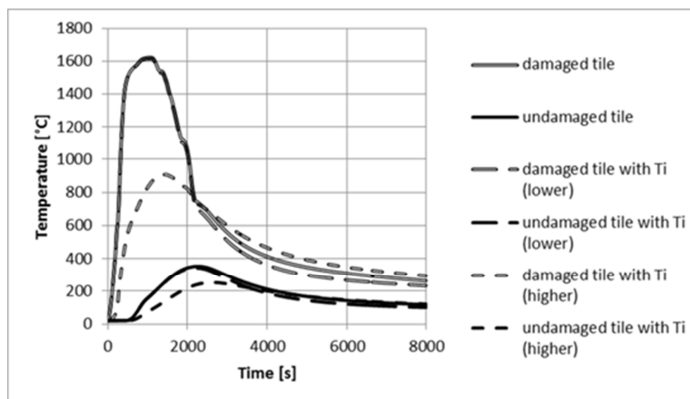


Fig. 3. Maximum temperature at the height of 40 mm.

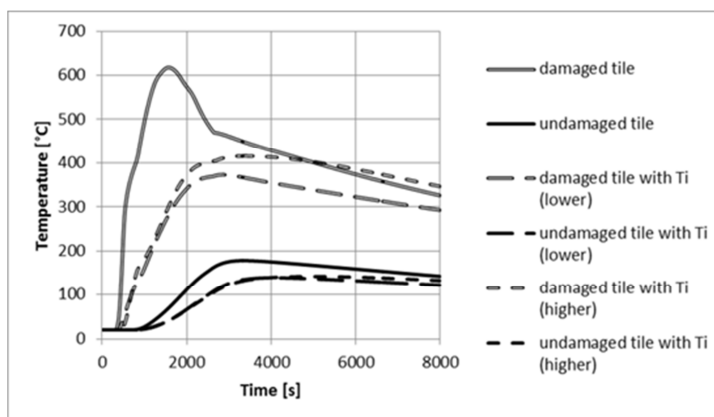


Fig. 4. Maximum temperature at the height of 15 mm.

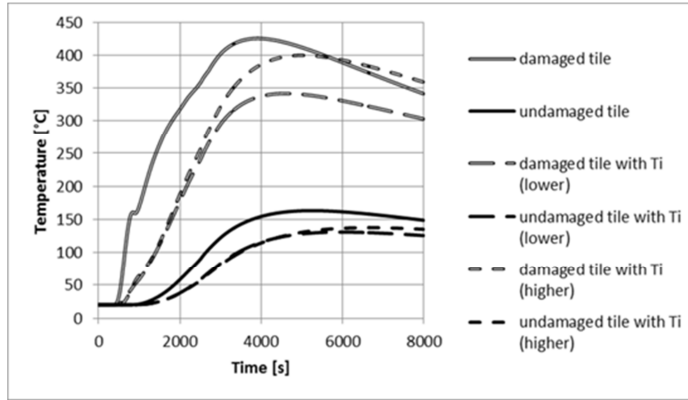


Fig. 5. Maximum temperature on the inner surface of SIP.

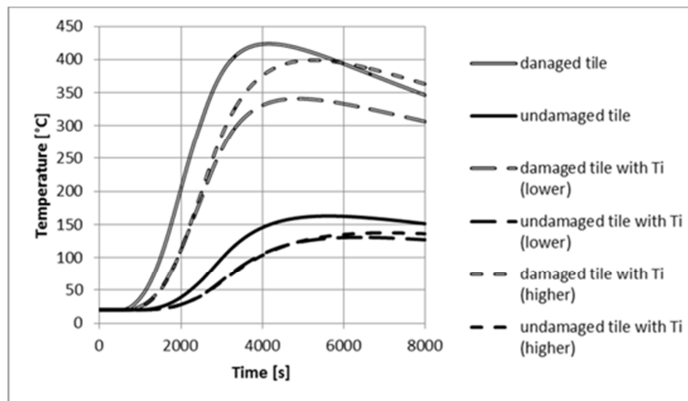


Fig. 6. Maximum temperature on the outer surface of SIP.

#### 4. Conclusions

In this paper a new solution is presented for the heat transfer. When the tile is heated titanium presence causes that the temperature on the surface of underlying structure decreases. In SIP the temperature decreases about 32°C. The temperatures simultaneously in cavity have very similar values. This is very important advantage, because the surface of damage does not have to carry the additional heat loads. It is invaluable because of the possibility of large damage occurrence. The solution shows that heated surface cools down longer. The heat is accumulated inside the insulation and there can be observed the increase of a temperature. Titanium alloy after heating can destroy the tile. This insulating material is fragile and has low resistance to loading more tension. Therefore this analysis was used only for verification of the idea about possibility of the tem-

perature reduction on the surface of spaceship skin often built from aluminium alloy. After landing damaged skin is more problematic as damaged tile. This idea can be developed in the future. For these tests the additional material with particular characteristics should be chosen. These characteristics include: relatively high operating maximum temperature, heat capacity and good thermal conductivity in transverse direction. Second important issue is using the material which does not cause crack of the insulation and isolator pad. This means that this material should provide proper thermal expansion coefficient.

## References

- [1] Byun D., Lee C., Baek W. S.: Radiative heat transfer in discretely heated irregular geometry with an absorbing, emitting, and anisotropically scattering medium using combined Monte-Carlo and finite volume method, *Int. J. Heat Mass Transfer* 47 (2004) 4195-4203.
- [2] Daken H.H.: Simulating the Aerodynamic Heating of Gun-Launched Projectiles in hypersonic Applications, 13<sup>th</sup> Int. Conf. Aerospace Sciences & Aviation Technology, Cairo 2009 pp. 1-16.
- [3] Dobrowski A. D., Rowe J.: "Comand" analysis of the shuttle orbiter thermal protection system tiles, *Conf. Finite Element Methods and Technology*, Paper No. 15, pp. 2, 1981.
- [4] Entry thermal protection, National Aeronautics and Space Administration SP-8014, Washington 1968.
- [5] Hecht F., *FreeFem++*, Manual, Third edition 3.11, Paris 2011.
- [6] Ng H. W., Friedmann P. P., Waas M. A.: Thermomechanical analysis of a thermal protection system with defects and heat shorts, 47th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conf., Newport 2006, pp. 13-23.
- [7] Mayers D. E., Martin J. C., Blosser L. M.: Parametric weight comparison of advanced metallic, ceramic tile, and ceramic blanket thermal protection systems, National Aeronautics and Space Administration Technical Memorandum 210289, pp. 12, Hampton 2000.
- [8] Modest F. M.: Radiative heat transfer, Second edition, Academic Press, Amsterdam 2003.
- [9] O'Connor B.: Technical Material (Chapter 4). Topics in Handbook for limiting orbital debris, National Aeronautics and Space Administration - Handbook 8719.14, pp. 134-149, Washington 2008.
- [10] Williams D. S., Curry M. D.: Thermal protection materials: thermophysical property data, National Aeronautics and Space Administration - Reference Publication 1289, pp.15-19, Houston 1992.
- [11] Peterson E. G., Lynch K. D.: Micrometeoroid and Orbital Debris Environments for the International Space Station, The Aerospace Corporation: El Segundo 2007.

## WPLYW WARSTWY PRZEWODZĄCEJ NA WŁAŚCIWOŚCI TERMICZNE USZKODZONEJ PŁYTKI SYSTEMU OSŁONY TERMICZNEJ ORBITERA

### Streszczenie

Treść artykułu dotyczy analizy materiału termoizolacyjnego systemu osłony termicznej, która związana jest z nagrzewaniem aerodynamicznym w trakcie wlotu pojazdu w atmosferę. Do analizy użyto przykładowego rozkładu strumienia ciepła w funkcji czasu lotu. Celem artykułu jest zbadanie wpływu na wyniki nowego materiału umieszczonego w modelu, mającego relatywnie wysoki współczynnik przewodności cieplnej w kierunku poprzecznym płytki izolacyjnej. Uważa się, że może on umożliwić wyrównanie temperatury na powierzchni konstrukcji podstawowej. Artykuł zawiera porównanie dwóch typów analizy termicznej wybranych modeli izolacyjnych płytek. W pierwszym przypadku założono, że modele zawierają tylko trzy warstwy, izolację, podkładkę i konstrukcję podstawową. W drugiej analizie obliczenia bazują na modelach zawierających cztery warstwy. Ze względu na dobre właściwości termiczne jako dodatkowy materiał wybrano stop tytanu. Wszystkie analizy uwzględniają dwa rodzaje modeli: płytki nieuszkodzone i uszkodzone. Wnioski zawierają wykresy rozkładu temperatur maksymalnych w funkcji czasu na powierzchniach wybranych warstw. Wyniki pozwoliły ustalić różnicę temperatur obliczonych na podstawie rozważonych przypadków.

**Słowa kluczowe:** nagrzewanie aerodynamiczne, niestacjonarny przepływ ciepła, osłona termiczna

DOI: 10.7862/rm.2014.33

*Otrzymano/received: 25.05.2014*

*Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014*

Przemysław CIŻMIŃSKI<sup>1</sup>  
Sylwia POLESEK-KARCZEWSKA<sup>2</sup>  
Dariusz KARDAŚ<sup>3</sup>  
Bartosz MERTAS<sup>4</sup>

## CIEPLNO-PRZEPIYWOWY MODEL KARBONIZACJI SUCHEGO WĘGLA

Koksowanie węgla, istotne z technicznego punktu widzenia, jest procesem złożonym, na który składa się szereg zjawisk fizycznych i chemicznych. Kompleksowy model koksowania wymaga uwzględnienia zagadnień transportu ciepła, przemian fizykochemicznych i fazowych oraz zagadnień związanych z przepływem gazu. Podstawą procesu jest piroliza cząstki węgla, podczas której pod wpływem wysokiej temperatury ulega ona rozkładowi, w wyniku czego uwalniane są gazy pirolityczne. Termochemiczna konwersja cząstek węgla wiąże się jednocześnie ze zmianą ich struktury, tj. porowatości i gazoprzepuszczalności, co znacząco wpływa na dynamikę zmian ciśnienia w komorze koksowniczej. W pracy proponuje się jednowymiarowy nieustalony model procesu koksowania. Model opisuje proces karbonizacji węgla suchego i składa się z czterech równań bilansowych - bilansu masy fazy stałej, transportu masy fazy gazowej, bilansu pędu gazu, bilansu energii wsadu oraz, dodatkowo, równania stanu gazu doskonałego. Źródło masy gazów opisano bazując na danych termograwimetrycznych. Do rozwiązania zagadnień transportu ciepła i przepływu gazu wykorzystano schematy numeryczne częściowo niejawne. Model umożliwia predykcję rozkładu temperatury, ilości wydzielonych gazów, ciśnienia i prędkości gazów w komorze koksowniczej dla całego procesu rzeczywistego przy stosunkowo niewielkim koszcie obliczeń. Wyniki wskazują jednoznacznie na istotny wpływ zawartości części lotnych w węglu oraz gazoprzepuszczalności na zmianę ciśnienia w komorze.

**Słowa kluczowe:** koksowanie, piroliza, części lotne, gazoprzepuszczalność

---

<sup>1</sup> Autor do korespondencji/corresponding author: Przemysław Ciżmiński, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Fiszera 14, Gdańsk, 80-231, tel. 58 6995155, e-mail: pcizminski@imp.gda.pl

<sup>2</sup> Sylwia Polesek-Karczevska, adres: j.w., e-mail: sylwia@imp.gda.pl

<sup>3</sup> Dariusz Kardaś, adres: j.w., e-mail: dk@imp.gda.pl

<sup>4</sup> Bartosz Mertas, Instytut Chemicznej Przeróbki Węgla, Zamkowa 1, 41-803 Zabrze, e-mail: bmertas@ichpw.zabrze.pl

## 1. Wprowadzenie

Kompletny opis procesu karbonizacji węgla jest bardzo złożony, ze względu na szereg zachodzących procesów fizykochemicznych. Jednym z podstawowych zagadnień, składających się na matematyczny opis procesu jest transport ciepła. Zależy on głównie od ciepła właściwego materiału, jego gęstości i współczynnika przewodzenia ciepła. Zmienność tych parametrów w zależności od temperatury dodatkowo utrudnia opis zjawiska. Kolejnym zagadnieniem, które należy uwzględnić jest zmiana ciśnienia wewnątrz komory w trakcie procesu. Podczas ogrzewania wsadu węgla dochodzi do procesu pirolizy – termicznego rozkładu cząstek węgla. Wywiera ona wpływ na oba zjawiska - konsumuje energię niezbędną do przemiany fazowej oraz prowadzi do wydzielania się gazów pirolitycznych skutkującego zmianą ciśnienia w komorze. To drugie, ściśle wiąże się ze zmianą struktury węgla podczas procesu, a w szczególności jego porowatością i gazoprzepuszczalnością. Kiedy temperatura osiągnie ok. 450 °C we wsadzie powstaje jednorodna półpłynna warstwa tzw. warstwa metaplądu. Następnie metaplast ulega resolidyfikacji, w wyniku czego powstają spękania i szczeliny, stanowiące drogę ucieczki dla gazów. Metaplast charakteryzuje się znikomą, rzędu  $10^{-13}$  m<sup>2</sup> gazoprzepuszczalnością [1]. Dla węgla i koksu ten parametr jest znacznie większy, co wynika z innej, bardziej porowatej struktury materiału.

Zaproponowany w niniejszej pracy model pozwala między innymi na obliczenia dynamiki zmian ciśnienia i temperatury w komorze dla całego procesu koksowania, czyli czasu rzędu 18 - 20 h przy kroku czasowym rzędu  $10^{-3}$  s i dla komórki obliczeniowej rzędu  $10^{-3}$  m. Obliczenia przeprowadzono dla węgla o stosunkowo dużej zawartości części lotnych, na poziomie 30%.

## 2. Model matematyczny

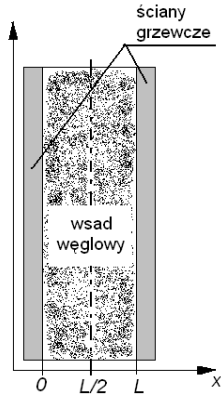
Rozważa się komorę koksowniczą o szerokości  $L$ , którą schematycznie przedstawiono na Rys. 1. Zakłada się, że transport ciepła i gazów zachodzi jedynie w kierunku  $x$ . Proponowany uproszczony jednowymiarowy model procesu karbonizacji składa się wówczas z następujących równań bilansowych:

- bilansu masy fazy stałej

$$\frac{\partial \varepsilon_s \rho_s}{\partial t} = -W_{sg}, \quad (1)$$

gdzie  $\varepsilon_s$  i  $\rho_s$  [kg/m<sup>3</sup>] oznaczają, odpowiednio, udział objętościowy i gęstość fazy stałej, zaś  $W_{sg}$  [kg/m<sup>3</sup> s] jest członem reprezentującym ilość generowanych gazów pirolitycznych,

- bilansu masy fazy gazowej



Rys. 1. Schemat komory koksowniczej

Fig. 1. A scheme of coking chamber

$$\frac{\partial \varepsilon_g \rho_g}{\partial t} + \frac{\partial \varepsilon_g \rho_g v_g}{\partial x} = W_{sg} \quad (2)$$

gdzie  $\varepsilon_g$  i  $\rho_g$  [kg/m<sup>3</sup>] to, odpowiednio, udział objętościowy i gęstość fazy gazowej, natomiast  $v_g$  [m/s] jest prędkością gazów,

- bilansu pędu fazy gazowej

$$\frac{\partial \varepsilon_g \rho_g v_g}{\partial t} + \frac{\partial \varepsilon_g \rho_g v_g^2}{\partial x} = -\frac{\partial p_g \varepsilon_g}{\partial x} - \frac{\partial \varepsilon_g \mu v_g}{K} + \varepsilon_g \mu \frac{\partial^2 v_g}{\partial x^2}, \quad (3)$$

gdzie  $p_g$  [Pa] jest ciśnieniem gazu,  $\mu$  [kg/(m s)] jego lepkością dynamiczną, a  $K$  [m<sup>2</sup>] gazoprzepuszczalnością złoża, oraz

- bilansu energii złoża (wsadu)

$$\rho c_v \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \Delta T + W_{sg} h_{sg}, \quad (4)$$

gdzie  $T$  [K] oznacza temperaturę  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] jest gęstością złoża,  $c_v$  [J/(kg K)] ciepłem właściwym,  $\lambda$  [W/m K] współczynnikiem przewodzenia ciepła, zaś  $h_{sg}$  [J/kg] odpowiada entalpii powstałych gazów.

Układ równań uzupełnia równanie stanu gazu doskonałego:

$$pV = nRT, \quad (5)$$

gdzie  $V$  [m<sup>3</sup>] oznacza objętość,  $n$  liczbę moli,  $R=8.314$  [J/(mol K)] jest uniwersalną stałą gazową.

### 3. Obliczenia numeryczne

Z równania (1) aproksymowanego różnicami skończonymi, przy wykorzystaniu schematu jawnego, wyznacza się udział objętościowy fazy stałej



$$\varepsilon_{s,i}^{n+1} = \frac{\varepsilon_{s,i}^n \rho_{s,i}^n - W_{sg,i}^n \Delta t}{\rho_{s,i}^{n+1}}, \quad (6)$$

przy czym wartości źródła masy  $W_{sg}$ , reprezentujące ilość generowanych gazów podczas pirolizy, wyznacza się w każdej komórce dla każdej chwili czasu na podstawie aproksymacji eksperymentalnych danych termogravimetrycznych [2].

Zarówno równanie bilansu masy i pędu dla gazu (równania (2) i (3)), jak i równanie energii dla złoża (4) aproksymowano różnicami skończonymi przy zastosowaniu schematów częściowo niejawnych. Równanie energii można wówczas zapisać w formie równania macierzowego typu:

$$a_i T_{i-1}^{n+1} + b_i T_i^{n+1} + c_i T_{i+1}^{n+1} = d_i, \quad (7)$$

z trójprzekątniową macierzą współczynników  $a_i, b_i, c_i, d_i$ , które wyrażone są w postaci jawnej.

Stosując schemat częściowo niejawni do równania bilansu pędu gazów (3), wyznaczono wartości prędkości na brzegach komórek w kolejnych chwilach czasowych. Podstawiając je do różnicowej postaci równania (2), uzyskuje się macierzowe równanie na ciśnienie o postaci analogicznej do równania (7):

$$a_i p_{g,i-1}^{n+1} + b_i p_{g,i}^{n+1} + c_i p_{g,i+1}^{n+1} = d_i. \quad (8)$$

Do rozwiązania równań (7) i (8) wykorzystano metodę znaną jako algorytm Thomasa [3].

Do obliczeń przyjęto warunki symulujące pracę rzeczywistej komory koksowniczej. Założono temperaturę początkową  $T(x,0)=T_0=300$  K. W rzeczywistości, komora grzana jest z obu stron (Rys. 1), zatem zagadnienie uznaje się za symetryczne. Wobec powyższego, do symulacji przyjmuje się zmienną w czasie temperaturę na ścianie komory, zakładając liniowy jej wzrost od temperatury początkowej  $T_0$  do temperatury końcowej  $T_k=1273$  K w ciągu 1 h oraz jej utrzymanie na tym poziomie do końca procesu, w osi natomiast przyjmuje się warunek symetrii (patrz Rys. 1):

$$T(0, t) = \begin{cases} T_0 + 0.27t & \text{dla } t \leq 3600 \text{ s} \\ T_k & \text{dla } t > 3600 \text{ s} \end{cases} \quad (9a)$$

$$\frac{\partial T(L/2, t)}{\partial t} = 0. \quad (9b)$$

Prędkość gazów na jednym z brzegów (lewym) wynosi 0 ze względu na istnienie nieprzepuszczalnej ściany, na drugim zaś (w osi komory) zakłada się swobodny odpływ gazów. Przyjęte warunki brzegowe można więc zapisać w następującej formie:

$$v(0, t) = 0, \quad \frac{\partial v(L/2, t)}{\partial x} = 0. \quad (10)$$

Założono ponadto, że na początku procesu ciśnienie we wsadzie jest równe ciśnieniu atmosferycznemu,  $p(x, 0) = p_0 = 10^5$  Pa. Warunek na zmianę ciśnienia na ścianie komory wyznaczono w oparciu o równania (2) i (3) przy wykorzystaniu metody charakterystyk:

$$p(0, t) = p(0, t - \Delta t) + a \frac{p(\Delta x, t - \Delta t) - p(0, t - \Delta t)}{\frac{\Delta x}{\Delta t}}, \quad (11)$$

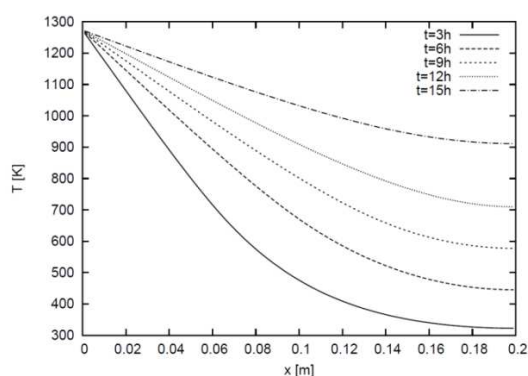
gdzie  $a$  jest prędkością sygnału  $a = \sqrt{\frac{\partial p}{\partial \rho}}$ . Przyjęto ponadto, że w osi komory ciśnienie pozostaje niezmiennie:

$$p(L/2, t) = p_0. \quad (12)$$

Własności termofizyczne węgla, tj. współczynnik przewodzenia i ciepło właściwe przyjęto w postaci funkcji temperatury, które zaczerpnięto z literatury, [4]. Gęstość wsadu węgla/koksu opisano funkcją temperatury  $\rho = \rho(T)$ , zamieszczoną w [5]. Dla gazoprzepuszczalności przyjęto zmienną funkcję temperatury, aproksymującą dane eksperymentalne z [1].

#### 4. Wyniki

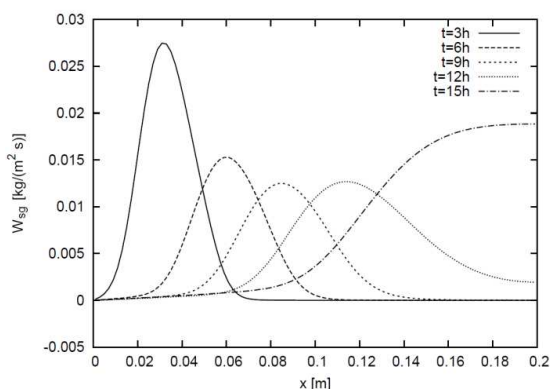
Obliczenia przeprowadzono dla komory o szerokości całkowitej  $L = 0.4$  m oraz węgla o zawartości części lotnych na poziomie 30%. Początkowa porowatość wsadu wynosiła  $\varepsilon_g = 0.45$ . Na Rys. 2 przedstawiono rozkład temperatury wzdłuż połowy komory dla kolejnych chwil czasowych (co 3 godz.).



Rys. 2. Rozkład temperatury w złożu w kolejnych chwilach czasowych

Fig. 2. Time-sequential temperature distribution in coal bed

Najbardziej gwałtowny wzrost temperatury występuje na ścianie komory. Po upływie 15 godz. temperatura w osi osiąga 900 K.

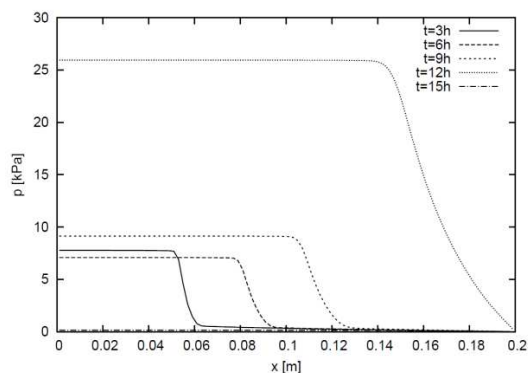


Rys. 3. Rozkład źródła masy w złożu w kolejnych chwilach czasowych

Fig. 3. Time-sequential mass source distribution in coal bed

Ilość wydzielanych gazów zależy w znacznym stopniu od temperatury. Wyniki obliczeń pokazane na Rys. 3, przedstawiające ilość gazów pirolitycznych powstających w komorze dla kilku chwil czasowych, wskazują na gwałtowne wydzielanie się gazów we wstępnej fazie procesu w pobliżu ściany komory, czyli w obszarze znacznego wzrostu temperatury. Ilość wydzielanych gazów maleje w ciągu 9 godz. do obszaru ok. 0.1m, po czym po upływie 12 godz. zaczyna wzrastać w dalszym obszarze w kierunku osi komory, gdzie panuje temperatura z zakresu powyżej 700 K, a zatem temperatury typowej dla intensywnej pirolizy węgla (porównaj Rys.2 i Rys. 3).

Rys.4 przedstawia pole ciśnienia w komorze dla kolejnych chwil czasu.

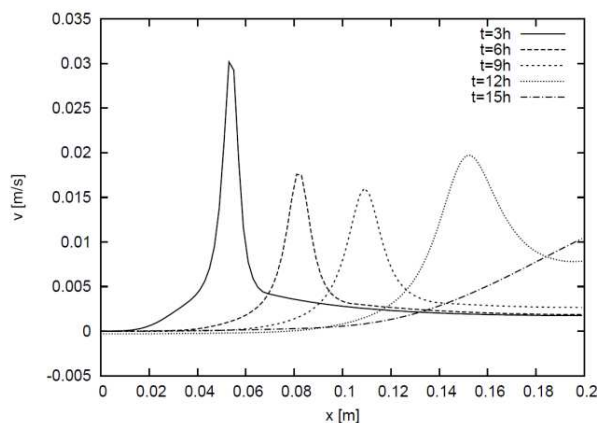


Rys. 4. Rozkład ciśnienia w złożu w kolejnych chwilach czasowych

Fig. 4. Time-sequential pressure distribution in coal bed

Zmiana ciśnienia ma charakter falowy. Zaobserwować można, że ciśnienie w złożu wzrasta w obszarze, gdzie generują się gazy. Wówczas, warstwa złoża w której zachodzi piroliza węgla (obszar o temperaturze powyżej 770 K) sąsiaduje z obszarem plastyczności węgla, tj. wsadem o temperaturze z zakresu ok. 700 – 770 K, charakteryzującym się bardzo niską gazoprzepuszczalnością, na poziomie  $10^{-13} \text{ m}^2$  i blokującym przepływ gazu. Dla przykładu, wspomniana granica pomiędzy warstwami po upływie 3 godz. znajduje się w odległości ok. 0.05 m od ścianki, a po 12 h – w odległości ok. 0.15 m. W temperaturze wyższej niż 770 K węgiel staje się porowatą fazą stałą o znacząco większej przepuszczalności rzędu  $10^{-10} \text{ m}^2$ , co pozwala na przepływ gazów, skutkując gwałtownym spadkiem ciśnienia do poziomu ciśnienia atmosferycznego (porównaj Rys.2 i Rys.4).

Rysunek 5 ilustrujący przewidywania modelu dotyczące prędkości gazów wewnątrz komory wskazuje na maksimum prędkości w obszarach, gdzie występują największe gradienty ciśnienia. W pobliżu ścianki komory gazy mają prędkość równą 0. Natomiast blisko osi komory, gdzie znajduje się wylot gazów, prędkość jest niezerowa. Odpowiada to ucieczce gazów pirolitycznych, które nie zostały zablokowane przez warstwę plastyczną o niskiej gazoprzepuszczalności. Wartość prędkości w osi komory rośnie z czasem, w miarę przyrostu masy wydzielonych gazów (patrz Rys. 3).



Rys. 5. Rozkład prędkości w złożu w kolejnych chwilach czasowych

Fig. 5. Time-sequential distribution of gas velocity in coal bed

## 5. Podsumowanie

Zaproponowany jednowymiarowy nieustalony model transportu ciepła i masy w złożu suchego węgla poddanego procesowi koksowania wskazał między innymi na silną zależność pomiędzy charakterystyką procesu transportu

ciepła, tj. dynamiką zmian ciśnienia i prędkości gazów w komorze a przyjętą gazoprzepuszczalnością. Jednocześnie, pozwala on na analizę zmian głównych parametrów procesu karbonizacji dla różnych typów węgla w zależności od zaimplementowanych danych termogravimetrycznych.

## Literatura

- [1] Mertas B., Sobolewski A., Różycki G.: Badania gazoprzepuszczalności warstwy plastycznej węgla jako czynnika wpływającego na wielkość generowanego ciśnienia rozprężania, *KARBO*, 2 (2013) 163-171.
- [2] Polesek-Karczewska S.: Analiza porównawcza kinetyki zgazowania różnych rodzajów biomasy i paliw kopalnych. Oprac. wew. IMP PAN, nr arch. 141/08.
- [3] Lee W.T.: Tridiagonal matrices: Thomas algorithm, MS6021, Scientific Computation, University of Limerick
- [4] Polesek-Karczewska S. Kardaś D. Mertas B. Modelowanie rozkładu temperatury w piecu koksowniczym, *KARBO*, nr 3, 2009, s. 151-155.
- [5] Stelmach S., Kardaś D., Polesek-Karczewska S. Eksperymentalna weryfikacja nie-fourierowskiego modelu transportu ciepła w koksowanym wsadzie węglowym, *KARBO*, nr 3, 2011, s. 156-165.

## THERMAL-FLOW MODEL FOR DRY COAL CARBONIZATION

### Abstract

Coal coking, crucial from technical point of view, is a very complex process involving many physical and chemical phenomena. The complete model of coking requires taking into account of problems of heat transfer, physico-chemical and phase transitions, and gas flow. The basis of the process is the pyrolysis of coal particle, during which under high temperature they undergo decomposition, in result of which the pyrolytic gases are released. Thermochemical conversion of coal particles is associated with their structure change, e.g. their porosity and permeability, which strongly affects the dynamics of pressure change in coking chamber. In the paper, the transient one-dimensional model of coal coking is proposed. It describes the carbonization process of dry coal and consists of four balance equations- mass balance for solid, mass and momentum balance equations for gas, energy balance for coal charge, and additionally, the ideal gas law. Mass source for gas was described basing on thermogravimetric data. To solve the problems of heat transport and gas flow the semi-implicit numerical schemes were applied. The model enables to predict distributions of temperature, mass of released gases, pressure and gas velocity in coking chamber for the whole real process with relatively low calculation cost. The results clearly indicate on the effect of coal volatile content and gas permeability on the pressure change in the chamber.

**Keywords:** coking, pyrolysis, volatile content, gas permeability

DOI: 10.7862/rm.2014.34

*Otrzymano/received:* 25.05.2014

*Zaakceptowano/accepted:* 28.06.2014

Piotr CYKLIS<sup>1</sup>  
Przemysław MŁYNARCZYK<sup>2</sup>

## PASSIVE PRESSURE PULSATION DAMPING USING SHAPED NOZZLES

Pressure pulsations in intake and outlet systems of positive-displacement compressors are one of the most important problems in compressed gas pipelines. This problem occurs not only in huge compressed systems, such as the natural gas piping in gas mines or national gas transport systems, but also in small refrigeration compressors in domestic applications. Nowadays systems require new approach since in all applications the variable rotational speed compressors are introduced. The mufflers designed in a conventional way on the basis of the Helmholtz theory are effective only for specific frequency range. In case of variable rotational speed the reaction of such damper may be insufficient. Therefore, any innovative ideas for pressure pulsating damping are welcomed by the compressor industry. One of the possible solutions to attenuate pressure pulsation over a wide range of frequencies is the introduction of shaped nozzles just after the compressor outlet chamber. It is obvious that the nozzle attenuates pressure pulsation, but simultaneously the requirement for the driving power of the compressor rises. The main subject of this paper is to show that using properly shaped nozzles one can achieve pressure pulsation damping, with insignificant influence on the compressor power consumption. The results of experimental investigations and some results of CFD analyses are shown in the paper, with indication for the best construction of the nozzle shape.

**Key words:** compressors, pressure pulsation damping, CFD simulation

### 1. Introduction

Pressure pulsations attenuation in volumetric compressors inlet and outlet systems are constantly one of the most important problems in compressed gas manifold. A pulsating gas flow significantly influences the operation of the entire compressor systems, in most cases in a negative way. Main problems being the results of pressure pulsations are piping system damages because of generated vibrations and aerodynamically generated noise. This problem occurs

---

<sup>1</sup> Autor do korespondencji/corresponding author: Piotr Cyklis, Politechnika Krakowska, ul. Warszawska 24, 31-155 Kraków, tel.: (+48 12) 628 35 72, e-mail: pcyklis@mech.pk.edu.pl

<sup>2</sup> Przemysław Młynarczyk, e-mail: pmlynarczyk@pk.edu.pl

not only in huge compressed systems, such as the natural gas piping in gas mines or national transport systems, but also in small refrigeration compressors in domestic applications. Nowadays systems require new approach since in all applications the variable rotational speed compressors are introduced. The mufflers designed in a conventional way on the basis of the Helmholtz theory have good pressure pulsations damping action only within the designed frequency range. In case of rotational speed change the reaction of the damper designed according to Helmholtz theory may be insufficient. The modelling of pressure pulsations attenuation is widely analysed in many papers dealing with problems in periodically working machines installations like compressors, pumps or engines. Various numerical methods used for calculating transmission loss in pipelines, mufflers and silencer systems are described in different studies. In [2, 7] comparison of experimental result and Helmholtz model results of pressure pulsations in existing installations are discussed. The author [2] shows that the error of conventional Helmholtz method may in some cases reach 90% and after introducing a new transmittance matrix method significant improvements have been achieved. The same method has been applied by the authors [3, 5, 6] to model and analyse different acoustic systems. Most of the articles which are not involved in the experiment are generally about pulsation and vibration control philosophies. Authors generally describe sources of problems and examples of actual solving methods of these problems. Even though this article is about the pulsations caused by the compressors and pipelines vibrations there is also a lot of interesting articles treating about a car mufflers vibrations as, for instance in [1, 8]. The article [4] describes interesting algorithm for the efficient acoustic analysis of silencers of any general geometry with transfer matrix analysis. There is several interesting works about CFD. Paper [9] describes a CFD simulation of single pipe excited with a single disturbance. Response, which is periodic with a constant frequency is characterized by a certain degree of damping. Experimental investigations and CFD analysis of a nozzle pressurized pulsating flow is the core of this paper.

## 2. Laboratory test stand

All experimental measurements of the pressure pulsations have been performed in the DEMAG screw compressor outflow pipe. The passive choking elements mounted in the compressor manifold have been investigated as pulsation attenuators. The test stand is presented in the figure 1.



Fig. 1. The test stand – a mobile DEMAG DS-40 CompAir unit

## 2.1. Measurement system

The place of assembly of the investigated elements is located 17mm above the compressor discharge chamber. The pressure pulsations have been measured using PCB Piezotronics ICP Dynamic Pressure Sensors. The signal from sensors goes through the 4-channel ICP Sensor Line Power unit and to the NI USB-6251 data acquisition module as well as to the computer with LabView data acquisition. The scheme of the measuring system is shown in the figure 2.

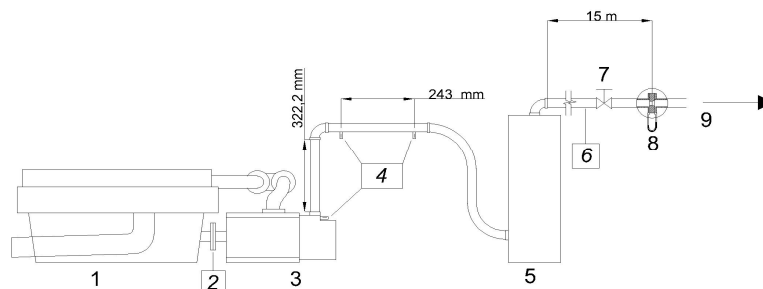


Fig. 2. Measuring system, where: 1- engine, 2- torque meter on the propeller shaft, 3- screw compressor, 4- pressure pulsations sensors, 5- oil Separator, 6- static pressure transducer, 7- throttle valve, 8- measuring orifice, 9- outflow

After the equilibrium state of the compressor has been reached, the parameters: pressure and temperature for various components of the system, power, torque and rotational speed, and ambient conditions have been recorded. The volume flow rate has been determined using the accurate metering orifice.

## 2.2. Investigated muffling elements

The possibility of pressure pulsations passive damping, using specially shaped nozzle placed in the gas duct flow directly after the compressor outlet chamber has been analysed. Arbitrary chosen nozzle shapes have been prepared for experimental analysis of the pressure pulsations damping. In the fig. 3 ex-



amples of nozzles geometries are shown - there are three main nozzle profiles in different configurations and size. The shapes of Venturi orifice, Venturi nozzle and hyperboloidal nozzle have been chosen as most promising for pressure attenuation with low flow restriction. Every shape was investigated in three different dimensions of the inner flow diameter which was:  $\phi 10$ ,  $\phi 15$  and  $\phi 20$ . Some chosen shapes are used in measurements in both directions and in configuration of two elements joined together. The key element of this investigation is the assessment of the nozzle influence on the pulsation on the basis of computer simulation. The method has been proposed by Cyklis [3]. Each element may be characterised by its transmittance. Transmittance describes the response of the element to flow excitation for upward and downward flow.

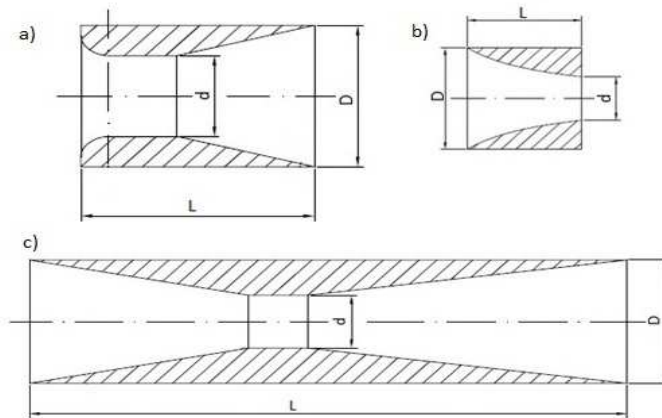


Fig. 3. Shape and main dimensions of the: a) Venturi nozzle, b) Hyperboloidal nozzle, c) Venturi orifice

In case of a manifold element there are two physical phenomena: pressure and flow pulsations which may be used in calculation as excitation or response. There are two ways to calculate transmittances: experimental [2] or theoretical based on the CFD simulation [3]. The concept of the method is as follows: for a considered element of a manifold a full multi-dimensional CFD non-linear simulation is carried out, solving the Navier-Stokes set of equations numerically together with the necessary closing models, i.e. gas state model, turbulence model, boundary conditions. The results obtained are averaged at the inlet and outlet of the element in question, and then a complex transformation of the results is performed, so that the transmittances consistent with the generalized form of matrices are calculated. In this way the advantages of both methods can be combined: the Helmholtz model possibility of analysis of geometrically complex installations and the possibility of introducing real geometry of any element, without a priori simplifications. The pipe outlet as closed end or an open for CFD simulation boundary condition has been applied. On the basis of

the CFD simulation with impulse flow excitation the nozzle element influence on the pressure pulsations have been analysed.

### 3. Simulation and experimental results compare

For CFD simulations the FLUENT software has been used. Simulation conditions were 2D axisymmetric, ideal gas isentropic flow model with applied Reynolds stress turbulence model. The model mesh contains three boundary layers at wall and consists of two areas with different element size.

Boundary conditions:

- At the inlet impulse excitation of the 0.1[kg/s] value. The impulse excitation means that its duration is equal to one time step,
- Pressure outlet where the pressure at the outlet is defined as arithmetical average between pressure outside domain and the last cell inside the domain,
- Wall (also for closed end elements) where tangential stresses are included in the momentum conservation equation.

Then the results have been spatially averaged at the inlet and outlet to obtain one dimensional flow and pressure pulsations, being the result of the impulse flow excitation. The damping coefficient  $\xi$ , the free frequency  $\omega$ , delay time  $\Delta\tau$ , and amplification coefficient  $K$  can be estimated analysing pulsation curves. The problem requires decomposition of the function for each free frequency. The method assumes linearity as the concept of transmittance requires. However the linearization is used on the “a posteriori” simulation results, and CFD simulation is not linear in general.

In the figure 4 the absolute damping coefficient  $\xi$  values for different nozzle shapes are shown.

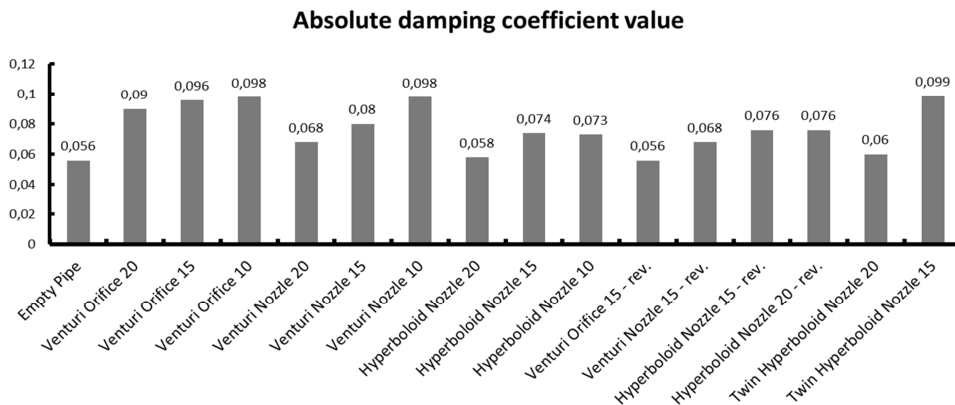


Fig. 4. The comparison of absolute damping coefficient values for different nozzle shapes

The basic experimental results show the comparison graphs for peak to peak damping characteristics for different types of elements. In the figure 5 results for compressor rotational speed at the level of 1650 [rpm] are presented.

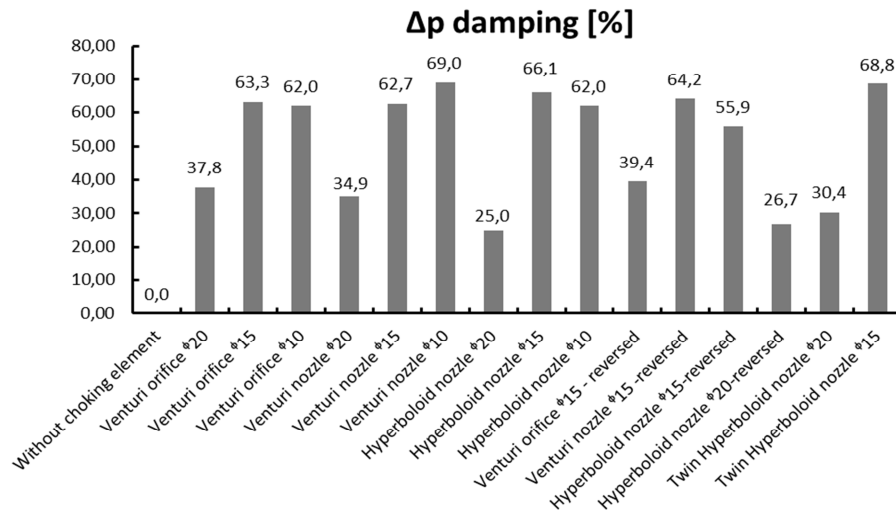


Fig. 5. Peak-to-peak damping for 1615[rpm] referring to empty pipe

The presented graphs show that there is a correlation between CFD simulations and experimental investigations. It is obvious that obtained in simulations damping coefficient values are not proportional to experimental peak-to-peak damping because of, for example, simplified geometry. In simulations there is only pipe with choking element and in the experiment the final pressure pulsations value is influenced by many other factors like valves operation, pipe bends, additional elements in system (like oil separator) and more. However, when comparing different groups of shapes can be seen that relations between pulsation damping gained from experiment and damping coefficient calculated in the simulation for shapes with considered diameters are similar.

#### 4. Conclusions

The innovative method for attenuation of the pressure pulsations in volumetric compressor manifold has been presented. The proposed solution is to apply the specially shaped nozzles, which will attenuate pulsations with low influence on the compressor required power. The advantage of the proposed solution is that it works for wide range of rotational speed of the compressor. The disadvantage is that for one frequency of pressure pulsation the nozzle will have usually lower attenuation capabilities than the Helmholtz

theory based volumetric muffler. There is also an issue with the influence on the compression required power. Therefore the optimization of shape and dimension is required. One of the tools for the shape and dimension choice is the CFD simulation. Classic simulation would require simulation for all frequencies. In this paper the simulation of the impulse excitation on the pipe inlet has been applied. This allows to have more general solution for all range of frequencies. The results of this simulation are similar to the experimental results. This means that this method of the simulation may be used for shape and dimension optimization.

## References

- [1] Andersen K.S.: Analyzing muffler performance using the transfer matrix method, COMSOL Conf., Hannover 2008.
- [2] Cyklis P.: Experimental identification of the transmittance matrix for any element of the pulsating gaz manifold, *J. Sound Vibration*, 244 (2001) 859-870.
- [3] Cyklis P.: Transmittance estimation for any element of volumetric compressor manifold using CFD simulation, *Arch. Mech. Eng.*, 56 (2009) 157-171.
- [4] Dowling J.F., Peat K.S.: An algorithm for the efficient acoustic analysis of silencers of any general geometry, *Appl. Acoustics*, 65 (2003) 211-227.
- [5] Georges S.N.Y., Jordan R., Thieme F.A., Bento Coelho J.L., Arenas J.P.: Muffler modeling by transfer matrix method and experimental verification, *ABCM*, XXVII (2005) 132-140.
- [6] Huang Z., Jian W.: Vibration analysis of pipelines with arbitrary branches by absorbing transfer matrix method, *J. Sound Vibration*, 306 (2007) 215-226.
- [7] Ma Y.-C. and Min O.-K.: Pressure calculation in a compressor cylinder by a modified new Helmholtz modeling, *J. Sound Vibration*, 243 (2001)775-796.
- [8] Mehidizadeh O.Z., Paraschivoiu.: A three-dimensional finite element approach for predicting the transmission loss in mufflers and silencers with no mean flow, *Appl. Acoustics*, 66 (2005) 902-918.
- [9] Sekavcnik M., Ogorevc T., Skerget L.: CFD analysis of the dynamic behaviour of a pipe system, *Forsh Ingenieurwes*, 70 (2006) 139-144.

## PASYWNE TŁUMIENIE PULSACJI CIŚNIENIA RÓŻNOKSZTAŁNYMI DYSZAMI

### Streszczenie

Pulsacje ciśnienia w układach wlotowych i wylotowych sprężarek waporowych są jednym z największych problemów obecnych w rurociągach sprężonego gazu. Problem ten występuje nie tylko w wielkich układach sprężających, jak rurociągi tłoczne gazu ziemnego w kopalniach gazu lub państwowych systemach transportu gazu, ale również przy codziennym użytkowaniu małych sprężarek chłodniczych. Obecnie wymagane jest nowe podejście do tego typu systemów wynikające z coraz większego zastosowania sprężarek o zmiennej

prędkości obrotowej. Tłumiki projektowane w konwencjonalny sposób, na bazie teorii Helmholtza, są skuteczne tylko dla konkretnego zakresu częstotliwości. W przypadku sprężarek o zmiennej prędkości obrotowej działanie takiego tłumika może być niewystarczające. Przemysł sprężarkowy jest więc nastawiony na innowacyjne pomysły z zakresu tłumienia pulsacji ciśnienia. Jednym z możliwych rozwiązań tłumienia pulsacji ciśnienia w szerokim zakresie częstotliwości jest wprowadzenie specjalnie ukształtowanych dysz bezpośrednio za komorą wylotową sprężarki. Oczywistym jest tłumienie pulsacji ciśnienia przez dyszę w wyniku rozpraszania energii jednakże zarazem wzrasta zapotrzebowanie sprężarki na moc napędową. Tematem niniejszego artykułu jest wykazane, że przy użyciu odpowiednio ukształtowanych dysz można osiągnąć tłumienie pulsacji ciśnienia zarazem nie zwiększając stanowczo poboru mocy. Wyniki badań eksperymentalnych oraz kilka wyników analiz CFD przedstawiono w artykule, ze wskazaniem na kilka najlepszych rozwiązań kształtu dyszy.

**Keywords:** sprężarki, tłumienie pulsacji ciśnienia, symulacje CFD

DOI: 10.7862/rm.2014.35

*Otrzymano/received: 25.05.2014*

*Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014*

Joanna DRATWA<sup>1</sup>  
Stanisław WITCZAK<sup>2</sup>

## ANALIZA PROCESU WRZENIA AMONIAKU O RÓŻNYM STOPNIU ZAOLEJENIA

W pracy scharakteryzowano aktualny stan wiedzy w zakresie procesu wrzenia amoniaku przy przepływie w rurach poziomych. Przedstawiono wyniki badań własnych oraz danych literaturowych dotyczących zjawisk cieplno-przepływowych występujących podczas wrzenia amoniaku o różnym stopniu zaolejenia. W oparciu o zebrane wyniki badań dokonano analizy procesu pod kątem określenia wpływu stopnia zaolejenia czynnika oraz właściwości cieczy olejowych na warunki wnikania ciepła. Wskazano także na metody obliczeniowe przydatne dla opisu efektywności wnikania ciepła podczas wrzenia przy przepływie amoniaku w obecności oleju.

**Słowa kluczowe:** amoniak, wrzenie, wnikanie ciepła, struktury przepływu

### 1. Wprowadzenie

Z zakresu badań zjawisk zachodzących podczas wrzenia amoniaku w przepływie w kanałach, liczba publikacji jest bardzo ograniczona. Cytowane w literaturze opracowania odnośnie badań nad wrzeniem tego czynnika w rurach dotyczą w większości wyznaczania średnich wartości współczynnika wnikania ciepła oraz oporu przepływu, bądź też wprost współczynnika przenikania ciepła. Należy wymienić tutaj opracowania Boymana i in. [2], Daniłowej i in. [5,6], Maleka i Colina [10], Pieriedistajej [13,14], Raszepkina [15], Sandru i Chiraca [17], Van Maalle i Cosijna [24], oraz Zhenga i in. [29]. Szereg danych odnośnie wcześniejszych opracowań można znaleźć w pracach Gogolina [7], Maczka [9] i Rubika [16] oraz Witczaka [25].

Pierwsze opracowania dotyczące procesu wrzenia amoniaku w ujęciu typowym dla przepływu mieszaniny dwufazowej datują się z lat 70-tych XX wieku i obejmują zagadnienia związane zarówno z wyznaczaniem struktur prze-

---

<sup>1</sup> Autor do korespondencji/corresponding author: Joanna Dratwa, Politechnika Opolska ul. Mikołajczyka 5, 45-271 Opole, tel.77 449 8373

<sup>2</sup> Stanisław Witczak, Politechnika Opolska ul Mikołajczyka 5, 45-271 Opole, tel.77 449 8370, e-mail: s.witczak@po.opole.pl

pływu dwufazowego jak i określeniem lokalnych wartości współczynnika wnikania ciepła oraz oporu przepływu wywołanego tarciem.

W pracy przedstawiono aktualny stan wiedzy w zakresie oceny zjawisk cieplno-przepływowych występujących podczas wrzenia amoniaku o różnym stopniu zaolejenia przy jego przepływie w rurach poziomych. Wskazano jednocześnie na metody obliczeniowe zalecane dla różnych warunków procesu.

## 2. Wyniki badań i ich analiza

### 2.1. Charakterystyka badań doświadczalnych

Celem wskazania na zakres prac badawczych dotyczących oceny warunków wnikania ciepła podczas wrzenia przy przepływie amoniaku w rurach poziomych dokonano przeglądu szeregu opracowań, których charakterystykę w ujęciu chronologicznym przedstawiono w tabeli 1. Przedstawiony w tym punkcie szczegółowy opis poszczególnych badań zawiera także informacje o analizie wyników badań wraz z oceną przydatności szeregu metod obliczeniowych w odniesieniu do warunków wrzenia amoniaku w rurach o różnych średnicach.

Tabela 1. Zakres badań doświadczalnych wrzenia amoniaku w kanałach poziomych

Table 1. Scope of experimental studies of the boiling of ammonia in horizontal channels

Lp.	Autor	$D$ mm	$u_{ol}$ %	$g_T$ kg/(m <sup>2</sup> ·s)	$x$	$q$ kW/m <sup>2</sup>	$t_n$ °C
1.	Shah [18÷21]	26,2	-	31÷1550	0÷1	0,58÷2,3	-40÷0
2.	Chaddock i Buzard [3]	13,4	0÷4,3	16÷130	0,08÷0,97	1,5÷25,2	-40÷-23
3.	Witczak [25÷27]	20	0,25÷2	20÷268	0,06÷0,98	1,7÷35,2	-26,8÷14,2
4.	Kabelac i De Buhr [8]	10	-	50÷150	0÷0,9	17÷75	-40÷4,0
5.	Pamitran i in. [12]	1,5÷3,0	-	50÷600	0÷1,0	5,0÷70	0÷10

Shah [18] prowadził badania wrzenia amoniaku w ogrzewanej elektrycznie stalowej rurze poziomej o średnicy wewnętrznej 26,2 mm. W trakcie badań autor określał lokalne wartości współczynnika wnikania ciepła raz obserwował tworzące się struktury przepływu, w tym też obecność oleju w płynącej mieszaninie. Niestety układ aparaturowy nie pozwalał autorowi na ilościowe określenie jego udziału w przepływie. Badania prowadzone były w pełnym zakresie odparowania  $x = 0÷1$  przy zmianie gęstości strumienia masy  $g_T = (31÷1550)$  kg/(m<sup>2</sup>·s), gęstości strumienia ciepła  $q = (0,58÷2,3)$  kW/m<sup>2</sup> oraz temperatury wrzenia  $t_n = (-40÷0)$ °C. Na podstawie dokonanych obserwacji struktur przepływu, autor stwierdził, że były one typowe dla przepływu dwufazowego gaz-ciecz. Zakres ich występowania był zgodny z obszarami określonymi na mapie

Bakera [1], którą autor zalecił do wykorzystania także dla warunków wrzenia amoniaku w rurach poziomych.

W kolejnych pracach Shaha [19÷21] został poszerzony opis procesu wrzenia amoniaku dla różnych parametrów cieplno-przepływowych oraz zostały zaproponowane metody obliczania wartości współczynnika wnikania ciepła i oporów przepływu. Dla obliczania współczynnika wnikania ciepła autor opracował zależność graficzną, na podstawie której stwierdził, że efektywność procesu jest znacznie mniejsza niż w przypadku wrzenia freonów w tych samych warunkach. Przydatność opracowanej metody graficznej była jednak mała, gdyż w trakcie badań nie mierzono zawartości oleju w płynącym amoniaku, który to (także zdaniem autora) miał istotny wpływ na warunki wnikania ciepła.

Chaddock i Buzzard [3] prowadzili z kolei badania wrzenia amoniaku oraz freonu R502 w poziomej stalowej rurze o średnicy wewnętrznej  $D = 13,4$  mm i długości 1,83m. W zakresie wrzenia amoniaku badania obejmowały wyznaczenie wartości współczynnika wnikania ciepła w odniesieniu do czystego czynnika jak i amoniaku zanieczyszczonego olejem mineralnym. W cytowanej publikacji większość miejsca poświęcono badaniom wrzenia freonu R502 i dla tego czynnika przeprowadzono pełną analizę wyników. W zakresie badań wrzenia amoniaku, prowadzonych w zakresie  $g_T = (16÷130)$  kg/(m<sup>2</sup>·s),  $q = (1,5÷25,2)$  kW/m<sup>2</sup>,  $t_n = (-40÷-23)$  °C oraz  $x = 0,08÷0,97$ , autorzy ograniczyli się do komentarza dotyczącego wpływu gęstości strumienia ciepła oraz udziału masowego pary na wartość współczynnika wnikania ciepła. W odniesieniu do wrzenia amoniaku wolnego od oleju, autorzy stwierdzili, że proces jest analogiczny jak dla odparowania konwekcyjnego innych cieczy chłodniczych. Z kolei dla wrzenia amoniaku o udziale masowym oleju do 4,3%, autorzy stwierdzili istotny wpływ udziału oleju na obniżenie wartości współczynnika wnikania ciepła. Ich zdaniem, było to prawdopodobnie związane z osiadaniem oleju na ściankach rury. Wykorzystywany w obiegu sprężarkowym olej mineralny miał gęstość  $\rho_{ol} \approx 900$  kg/m<sup>3</sup>, a dynamiczny współczynnik lepkości w zakresie  $t_n = (-30÷22)$  °C wynosił  $\eta_{ol} = (100÷200)$  mPa·s. Autorzy omawianej pracy [3] nie podjęli jednak próby znalezienia równań opisujących warunki wnikania ciepła oraz wartości oporów przepływu dla tego czynnika, stwierdzają jedynie, że znane im zależności dla obliczania badanych wielkości, nie opisują z zadowalającą dokładnością danych doświadczalnych.

Witczak [25] zrealizował obszerne badania nad wrzeniem amoniaku, które prowadzone były na stanowisku badawczym pracującym równolegle z przemysłowym amoniakalnym obiegiem chłodniczym na terenie dużej chłodni składowej. Zasadnicze badania obejmowały określenie wpływu podstawowych parametrów cieplno-przepływowych i stopnia zaolejenia czynnika na wartości współczynnika wnikania ciepła podczas wrzenia amoniaku w stalowych rurach o średnicy 20 mm. W przypadku wykorzystania amoniaku czystego, zakres zmian podstawowych parametrów cieplno-przepływowych charakterystycznych



dla odparowania podczas przepływu wynosił:  $g_T = (20 \div 268) \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,  $q = (1680 \div 35179) \text{ W}/\text{m}^2$ ,  $x = (0,06 \div 0,98)$  oraz  $t_n = (-26,8 \div 14,2) \text{ }^\circ\text{C}$ . Z kolei dla amoniaku zaolejonego parametry te zmieniano odpowiednio:  $g_T = (50 \div 135) \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,  $q = (10533 \div 24625) \text{ W}/\text{m}^2$ ,  $x = (0,10 \div 0,89)$  i  $t_n = (-11,4 \div 2,1) \text{ }^\circ\text{C}$ . Stopień zaolejenia czynnika, ustalany poprzez dozowanie oleju do wrzącego amoniaku, wynosił średnio 0,25%, 0,5%, 1% i 2% mas. Wybrane zmierzone i obliczone właściwości, stosowanego w badaniach oleju mineralnego o średniej gęstości  $\rho_{ol} \approx 910 \text{ kg}/\text{m}^3$ , w zakresie temperatury  $(-20 \div 10) \text{ }^\circ\text{C}$ , wynosiły odpowiednio:  $c_{ol} = (1699 \div 1806) \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ,  $\eta_{ol} = (935 \div 133) \text{ mPa} \cdot \text{s}$ ,  $\lambda_{ol} = (0,130 \div 0,128) \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$  oraz  $\sigma_{ol} = (33,8 \div 27,2) \text{ mN}/\text{m}$ . Stosowany w badaniach zakres zmian poszczególnych parametrów został dobierany tak, aby odzwierciedlał warunki pracy parowników przemysłowych.

W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono, że proces wrzenia czystego amoniaku przy przepływie w rurach, pod względem mechanizmu wnikania ciepła, jest podobny do wrzenia innych czynników chłodniczych. Uzyskiwanie w badaniach stosunkowo niskich wartości współczynnika wnikania ciepła w stosunku do oczekiwanych, związane było z izolacyjnym oddziaływaniem błony olejowej osadzającej się na powierzchni rur. Szereg dodatkowych informacji w tym zakresie zawierają opracowania [26÷28]. W cytowanych pracach dokonywano także oceny dokładności metod obliczania współczynnika wnikania ciepła, w odniesieniu do warunków wrzenia amoniaku. Najwyższe dokładności uzyskiwano dla metod Chena [4], Mikieliewicza [11], Steinera [22], oraz Troniewskiego [23], przy czym ich dokładność wynosiła od 50 do 100%, a spowodowane to było obecnością już niewielkiej ilości oleju we wrzącym czynniku. Stwierdzona stosunkowo mała dokładność metod stosowanych do obliczania tych wielkości dla innych czynników chłodniczych, była podstawą do opracowania własnych metod, zapewniających odpowiednio wyższą dokładność obliczeniową.

Kabelac i De Buhr [8] przeprowadzili badania eksperymentalne wrzenia czystego amoniaku przy przepływie w poziomej rurze gładkiej oraz w rurze z mikrożebami. Rury były ogrzewane przepływającą się parą amoniaku o wyższym ciśnieniu. Rura gładka miała średnicę wewnętrzną 10 mm a rura ze spiralnym karbowaniem niskich żeber (21 kwadratowych żeber w kształcie płetwy na obwodzie, przy jej wysokości 0,63 mm i kącie spirali  $25^\circ$ ) miała maksymalną średnicę wewnętrzną 11,13 mm. W obu przypadkach mierzone były lokalne współczynniki wnikania ciepła oraz określone były struktury przepływu dwufazowego. Zakres zmian podstawowych parametrów przepływowych i cieplnych wynosił odpowiednio:  $g_T = (50 \div 150) \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,  $q = (17 \div 75) \text{ kW}/\text{m}^2$ ,  $x = 0 \div 0,9$  oraz  $t_n = (-40 \div 4,0) \text{ }^\circ\text{C}$ . W odniesieniu do charakteru przepływu dwufazowego, obserwowano struktury falowe, korkowe i rzutowe oraz różne formy przepływu pierścieniowego i intermitentnego, które miały

istotny wpływ na wartości współczynnika wnikania ciepła. Autorzy stwierdzili przy tym, że dane eksperymentalne dotyczące wnikania ciepła w rurze gładkiej dla niskich wartości gęstości strumienia masy były stosunkowo dobrze opisane przez model Steinera [22]. W temperaturze około 0°C, rury z żebrami zapewniały poprawę wymiany ciepła tylko ze względu na zwiększenie powierzchni. W rzeczywistości, autorzy stwierdzili, że badane ożebrowanie rury nie przyczyniło się w istotnym stopniu do poprawy wnikania ciepła.

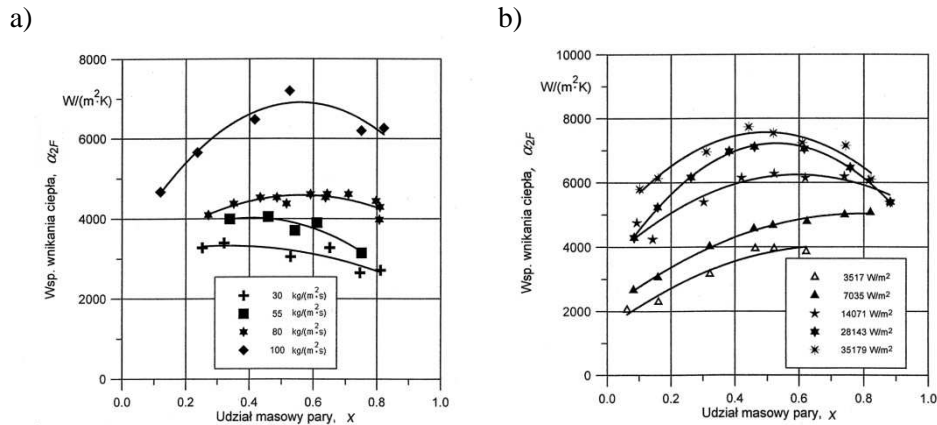
Pamitrán i in. [12] przeprowadzili badania wnikania ciepła podczas wrzenia przy przepływie w minikanalach trzech naturalnych czynników chłodniczych, a mianowicie amoniaku, dwutlenku węgla oraz propanu. Badania wrzenia prowadzono w poziomych, ogrzewanych elektrycznie stalowych rurkach o średnicach 1,5 i 3 mm i długości 2,0 m. Celem oceny wpływu wybranych parametrów cieplno-przepływowych na warunki wnikania ciepła dla każdego z czynników, badania prowadzono w zakresie zmian:  $g_T = (50 \div 600)$  kg/(m<sup>2</sup>·s),  $q = (5,0 \div 70)$  kW/m<sup>2</sup>,  $x = 0 \div 1,0$  oraz  $t_n = (0 \div 10)$ °C. Autorzy dokonali porównania efektywności wnikania ciepła względem badanych czynników i stwierdzili, wartości współczynników wnikania ciepła dla amoniaku są pośrednie w stosunku do wartości uzyskiwanych dla dwutlenku węgla i propanu. Z uwagi na brak zgodności uzyskanych wyników z wartościami obliczonymi z dostępnymi w literaturze korelacjami dla wrzenia w minikanalach, zaproponowali własną korelację do obliczania wartości współczynnika wnikania ciepła, będącą modyfikacją metody Chena [4].

## 2.2. Analiza warunków wnikania ciepła

Z uwagi na bardzo małą liczbę danych doświadczalnych dotyczących wnikania ciepła podczas wrzenia naturalnych czynników w kanałach o różnej geometrii, przykładową analizę warunków wnikania ciepła przeprowadzono na podstawie własnych wyników badań uzyskanych przez autora [25] dla wrzenia amoniaku w rurach poziomych.

Celem jakościowej oceny wpływu podstawowych parametrów cieplno-przepływowych na wartość współczynnika wnikania ciepła podczas wrzenia amoniaku w rurach wykonano wykresy typu:  $\alpha_{2F} = f(x, g_T)$  oraz  $\alpha_{2F} = f(x, q)$ , które dla przykładowych danych doświadczalnych zestawiono na rys.1. Z rozkładu danych doświadczalnych przedstawionych na wykresach wynika, że w przypadku wrzenia czystego amoniaku wartość współczynnika wnikania ciepła zależy zarówno od parametrów przepływowych jak i cieplnych. Dla stałej wartości gęstości strumienia masy ( $g_T = \text{const}$ ), ze wzrostem udziału masowego pary następuje początkowo zwiększenie wartości współczynnika wnikania ciepła, a następnie jego zmniejszenie. Występowanie maksimum funkcji  $\alpha_{2F} = f(g_T, x)$  związane jest z występowaniem tzw. „kryzysu wrzenia drugiego rodzaju” polegającego na tworzeniu się suchych miejsc na powierzchni ścianki rury w wyni-

ku intensywnego odparowania filmu cieczy, bądź poprzez jego zrywanie, przez płynącą ze znaczną prędkością, fazę parową.

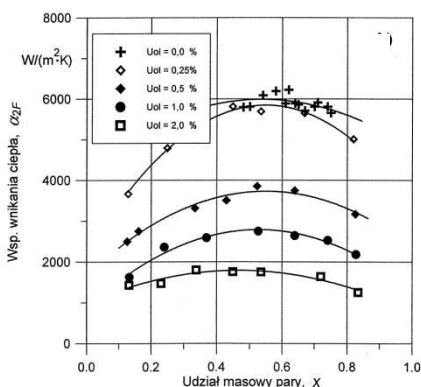


Rys.1. Współczynnik wnikańia ciepła podczas wrzenia amoniaku przy przepływie w rurze o średnicy 20 mm, dla: a)  $q = 16,8 \text{ kW/m}^2$  i  $t_n \approx -10^\circ\text{C}$ , b)  $g_T = 80 \text{ kg/(m}^2\cdot\text{s)}$  i  $t_n \approx -18^\circ\text{C}$

Fig.1. Convective heat-transfer coefficient during boiling of ammonia in pipe of diameter 20 mm for: a)  $q = 16.8 \text{ kW/m}^2$  and  $t_n \approx -10^\circ\text{C}$ , b)  $g_T = 80 \text{ kg/(m}^2\cdot\text{s)}$  and  $t_n \approx -18^\circ\text{C}$

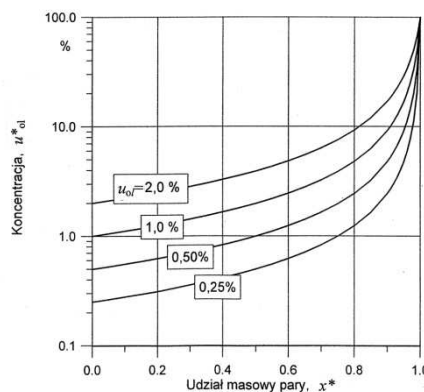
Z kolei wpływ gęstości strumienia ciepła na wartość  $\alpha_{2F}$  nie jest tak jednoznaczny. Dla  $g_T = \text{const}$  jest on znaczący dla małych wartości udziału masowego pary i stopniowo maleje ze wzrostem  $x$ . Również w tym przypadku występuje maksimum wartości współczynnika wnikańia ciepła, przy czym wzrost  $q$  powoduje jego występowanie dla coraz mniejszych wartości  $x$ . Uwzględniając przebiegi funkcji  $\alpha_{2F} = f(x, g_T)$  oraz  $\alpha_{2F} = f(x, q)$  należy stwierdzić, że proces wrzenia ma charakter zarówno odparowania konwekcyjnego jak i wrzenia pęcherzykowego z nałożoną konwekcją wymuszona. Można zatem stwierdzić, że proces wrzenia amoniaku podczas przepływu w rurach, pod względem mechanizmu wnikańia ciepła jest analogiczny jak w przypadku wrzenia innych czynników chłodniczych, w tym także czynników naturalnych. Uzyskiwanie w badaniach wrzenia amoniaku stosunkowo niskich wartości współczynnika wnikańia ciepła w stosunku do oczekiwanych, związane było w wielu przypadkach z izolacyjnym oddziaływaniem błony olejowej osadzającej się na powierzchni rur. Wpływ stopnia zaolejenia wyraźnie widać w przypadku gdy ilość oleju jest znaczna.

Jak wynika z przykładowych danych zawartych na rys.2, zwiększenie udziału masowego oleju we wrzącym amoniaku w granicach do 2%, powoduje zarówno kilkakrotny spadek wartości współczynnika wnikańia ciepła jak i zmienia charakter zależności  $\alpha_{2F} = f(x, g_T)$ .



Rys.2. Wpływ stopnia zaolejenia amoniaku na wartość współczynnika wnikania ciepła przy wrzeniu w rurze poziomej o średnicy  $D = 20$  mm dla  $g_T = 130 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,  $q = 16,8 \text{ kW}/\text{m}^2$  i  $t_n \approx 0^\circ\text{C}$

Fig.2. Influence of an extent of oiling in ammonia on the value of convective heat-transfer coefficient during boiling in horizontal pipe of  $D = 20$  mm for  $g_T = 130 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,  $q = 16.8 \text{ kW}/\text{m}^2$  and  $t_n \approx 0^\circ\text{C}$



Rys. 3. Wpływ udziału masowego pary oraz oleju w mieszaninie parowo-cieczkowej na wartość koncentracji oleju w fazie ciekłej

Fig. 3. Influence of the vapour and oil mass fractions in the steam-liquid mixture on the value of extent of oiling in liquid phase

O ile dla  $u_{ol} = 0\%$  ( $g_{ol} = 0$ ) zależność ta wykazuje maksimum wartości  $\alpha_{2F}$ , to ze zwiększeniem zawartości oleju maksimum to zanika. Zmniejszanie się wartości  $\alpha_{2F,ol}$  ze zwiększeniem  $u_{ol}$  i  $x$  związane jest ze wzrostem koncentracji oleju w cieplem amoniaku

$$u_{ol}^* = \frac{g_{ol}}{g_{c,NH_3} + g_{ol}} = \frac{g_{ol}}{g_T - g_g} = \frac{u_{ol}}{1 - x} \quad (1)$$

Jak pokazano na rys.3, zmiana koncentracji oleju w fazie ciekłej może wynosić od  $u_{ol}^* = u_{ol}$  dla  $x^* = 0$  do  $u_{ol}^* = 1$  w przypadku pełnego odparowania amoniaku, czyli przy  $x^* = 1$ . Udział masowy pary  $x^*$  oznacza w tym przypadku zawartość fazy parowej uzyskanej w wyniku odparowania amoniaku wolnego od oleju, tj.

$$x^* = \frac{g_g}{g_g + g_{c,NH_3}} = \frac{g_g}{g_T - g_{ol}} = \frac{x}{1 - u_{ol}} \quad (2)$$

Należy zaznaczyć, że tendencja zmian wartości współczynnika wnikania ciepła ze wzrostem koncentracji oleju w cieczy, będzie miała miejsce w każdym przypadku wrzenia, w którym olej jest składnikiem nie mieszającym się z cieczą odparowywaną, co potwierdzają także wyniki badań Chaddocka i Buzzar-

da [3]. W warunkach wrzenia takiej mieszaniny na ściankach kanału będzie tworzyć się „izolacyjna” warstewka oleju, której grubość zależy będzie nie tylko od parametrów przepływowych i udziału masowego pary we wrzącej mieszaninie, ale również od zawartości oleju w mieszaninie i jego właściwości fizykochemicznych. Stąd też istotne różnice w opisywanych wynikach badań różnych autorów i brak możliwości uogólnienia metod obliczeniowych wartości współczynnika wnikania ciepła. Nie mniej jednak, dla znanej zawartości oleju w amoniaku, można wykazać, że stosunek wartości współczynnika wnikania ciepła podczas wrzenia amoniaku zaolejonego  $\alpha_{2F,ol}$  do wartości używanej (w tych samych warunkach cieplno-przepływowych) podczas wrzenia amoniaku wolnego od oleju  $\alpha_{2F,0}$  jest zawsze mniejszy od jedności. Dla ilościowego opisu tej relacji, opacowano w oparciu o dane doświadczalne z badań własnych oraz danych Chaddocka i Buzzarda [3], następującą zależność

$$\frac{\alpha_{2F,ol}}{\alpha_{2F,0}} = \exp\left[-6,15 \left(u_{ol}^*\right)^{0,55}\right], \quad (3)$$

dla której wartość współczynnika korelacji wynosi  $r=0,84$  a średnia wartość odchylenia standardowego  $0,32$ . Zdając sobie sprawę z ograniczonej dokładności tej relacji, planuje się kontynuację działań celem dokładniejszego opisu warunków wnikania ciepła dla wrzenia amoniaku w obecności fazy olejowej.

### 3. Podsumowanie

W oparciu o przeprowadzającą analizę wyników badań wrzenia amoniaku podczas przepływu w kanałach stwierdzono, iż brak jest jednoznaczności w opisie występujących zjawisk oraz zaleceń co do wyboru odpowiednio dokładnych metod obliczania wartości współczynnika wnikania ciepła. Przedstawione propozycje metod obliczeniowych przez poszczególnych autorów należy traktować jako słuszne tylko w określonych warunkach procesu. Należy sądzić, że dalsze prace w tym zakresie pozwolą na uściślenie opisu zjawisk mających miejsce podczas wrzenia amoniaku o różnym stopniu zaolejenia.

### Literatura

- [1] Baker O.: Simultaneous flow of oil and gas, Oil Gas J., 53 (1954) 183-195.
- [2] Boyman T., Aecherli P., Steiner A.: Flow boiling of ammonia in smooth horizontal tubes in the presence of immiscible oil, Int. Refrigeration and Air Conditioning Conf., Purdue 2004.
- [3] Chaddock J.B., Buzzard G.: Film coefficient for in tube evaporation of ammonia and R-502 with and without small percentages of mineral oil (RP-224), ASHRAE Trans., 92 (1986) 22-40.

- [4] Chen J.C.: A correlation for boiling heat transfer to saturated fluid in convective flow, *Industrial and Engineering Chemistry, Process Design Development*, 5 (1966) 322-329.
- [5] Danilova G.N., Kuprianova A.B.: Obobsczenija danych po tieplootdaczi pri kipienii ammiaka, *Cholodilnaja Tiechnika*, 6 (1971) 23-25.
- [6] Danilova G.N., Malugin G.I., Malkov L.S.: Eksperimentalnoje islelowanije teplooddaci pri kipienii ammiaka w vertikalnych kolciowych kanalach, *Cholodilnaja Tiechnika*, 9 (1975) 32-36.
- [7] Gogolin A.A.: Intensifikacja teploobmena w isparitelach cholodilnych maszin, *Izd. Liekkaja i pizzewaja promyszlenost, Moskwa* 1982.
- [8] Kabelac S., De Buhr H.J.: Flow boiling of ammonia in a plain and low finned horizontal tube, *Int. J. Refrigeration*, 24 (2001) 41-50.
- [9] Maczek K., Mieczynski M.: Chłodnictwo, Skrypt Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1981.
- [10] Malek A., Colin R.: Etude experimentale du transfert de chaleur et des pertes de charges de l'ammoniac a'ecoulant a l'interieur d'un tube long, *Rev. Geri. Therm. Fr.*, 277 (1985) 23-40.
- [11] Mikielewicz J.: Modelowanie procesów cieplno-przepływowych, Wydawnictwo PAN, Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław 1995.
- [12] Pamitran A.S., Choi K., Nasruddin J.T. : Evaporation heat transfer coefficient in single circular small tubes for flow natural refrigerants of C3H8, NH3, and CO2, *Int. J. Multiphase Flow*, 37 (2011) 794-801.
- [13] Pieriedistaja R.P.: Metod rasczeta padienija dawlienija w cirkuljacionnom konturie nasosnych ochładzajuszczich sistem z dwuchfaznym tieczeniem ammiaka, *Cholodilnaja Technika*, 3 (1977) 33-37.
- [14] Pieriedistaja R.P., Danilova G.N.: Eksperimentalnoje isledowanija wnutriennej teplooddaci w wozduchnochladitelach z niznej podaciej ammiaka, *Cholodilnaja Technika*, 2 (1976) 19-23.
- [15] Rascepkin A.N., Danilova G.N., Azarskov W.M.: Teplootdacza pri dwizieni dwuchfaznogo potoka smiesiej ammiaka s maslom w obogriewajemych zmievikach, *Cholodilnaja Tiechnika*, 9 (1991) 7-10.
- [16] Rubik M.: Chłodnictwo, WNT, Warszawa 1979.
- [17] Sandru E., Chirac F.: Heat transfer for the vaporization of ammonia during flow through horizontal pipe system under conditions of low vapor concentration, *Int. Chem. Eng.*, 18 (1978) 692-699.
- [18] Shah M.M.: Heat transfer and pressure drop in ammonia evaporators, *ASHRAE Trans.*, 80 (1974) 238-254.
- [19] Shah M.M.: Visual observation in an ammonia evaporator, *ASHRAE Trans.*, 81 (1975) 295-306.

- [20] Shah M.M.: A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes, ASHRAE Trans., 82 (1976) 66-86.
- [21] Shah M.M.: Heat transfer, pressure drop, visual observation, test data for ammonia evaporating inside pipes, ASHRAE Trans., 84 (1978) 38-59.
- [22] Steiner D.: Heat transfer to boiling saturated liquids, VDI Heat Atlas, Düsseldorf 1993.
- [23] Troniewski L.: Metoda obliczania procesu odparowania w rurach w obszarze konwekcyjnym, ZN WSI Opole, s. Mechanika, 9, Opole 1977.
- [24] Van Maale J., Cosijn E.A.: Coder output asce function of the recirculation number of the refrigerant, Proc. of 12th Int. Congress of Refrigeration, 1975.
- [25] Witczak S.: Półempiryczny model procesów cieplno-przepływowych przy wrzeniu amoniaku w rurach, Studia i Monografie z. 91, Politechnika Opolska, Opole 1997.
- [26] Witczak S.: Modelowanie procesów cieplno-przepływowych przy wrzeniu amoniaku w rurach, XVII Zjazd Termodynamików, Kraków 1999.
- [27] Witczak S.: Wnikanie ciepła podczas wrzenia amoniaku w rurach, Inż. Chem. i Proc., 22 (2001) 1489-1494.
- [28] Witczak S.: Wrzenie naturalnych czynników chłodniczych podczas przepływu w kanałach i minikanalach, Wyd. Politechniki Opolskiej, Opole 2013.
- [29] Zheng J.X., JIN G.P., CHYO M.C., AYUB Z.H.: Boiling of ammonia/lubricant mixture on a horizontal tube in a flooded evaporator with inlet vapor quality, Exp. Therm. Fluid Sci., 30 (2006) 223-231.

## **ANALYSIS OF AMMONIA BOILING PROCESS WITH DIFFERENT EXTENT OF OILING**

### **S u m m a r y**

The paper presents the current state of knowledge on ammonia boiling at flow in horizontal pipes. The results of author's own research as well as the literature data on the heat flow phenomena during boiling of ammonia with different extent of oiling are described. Based on the collected results the analysis of the process was made in order to determine an impact of extent of agent oiling and its properties on the heat transfer conditions. The paper also indicates computational methods which are useful for describing the efficiency of heat transfer during boiling at ammonia flow in the presence of oil.

**Key words:** ammonia, boiling, heat transfer, flow structures

DOI: 10.7862/rm.2014.36

*Otrzymano/received: 25.05.2014*

*Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014*

Andrzej FRĄCKOWIAK<sup>1</sup>  
Michał CIAŁKOWSKI<sup>2</sup>  
Agnieszka WRÓBLEWSKA<sup>3</sup>

## ALGORYTM ITERACYJNEGO ROZWIĄZYWANIA ZAGADNIENÍ ODWROTNYCH PRZEWODNICTWA CIEPŁA Z MINIMALIZACJĄ OSCYLACJI TEMPERATURY

W pracy rozwiązane zostało zagadnienie odwrotne dla przypadku stacjonarnego pola temperatury w obszarze wielospójnym, które jest ważne z technicznego punktu widzenia i dotyczy problemu chłodzenia łopatek turbin gazowych. Rozwiązane zostało zagadnienie odwrotne testowe dla obszaru pierścienia eliptycznego, w którym znany jest rozkład temperatury oraz współczynnik przewodzenia ciepła na brzegu zewnętrznym obszaru. Na tej podstawie wyznaczony został rozkład temperatury oraz gęstości strumienia ciepła na brzegu wewnętrznym pierścienia. W funkcjonale optymalizującym rozwiązanie zagadnienia odwrotnego uwzględniony został człon związany z gradientem temperatury w całym obszarze. Obliczenia przeprowadzono dla znanego rozkładu współczynnika przewodzenia ciepła na brzegu zewnętrznym obszaru zaburzonego błędem losowym równym 0, 1, 5 oraz 10%. Zbadano wpływ gradientu temperatury na czas i dokładność obliczeń. Uwzględnienie gradientu temperatury w funkcjonale, który jest minimalizowany w procesie obliczeniowym skróciło czas obliczeń oraz zmniejszyło oscylacje rozkładu temperatury oraz strumienia ciepła na brzegu wewnętrznym obszaru wielospójnego.

**Słowa kluczowe:** turbiny gazowe, zagadnienia odwrotne, zagadnienie Cauchy'ego

### 1. Wprowadzenie

Zagadnienia odwrotne należą dla klasy zagadnień źle postawionych w sensie Hadamarda [5]. Istnieje wiele algorytmów rozwiązywania takich zagadnień, z których najważniejsze to regularyzacja Tikhonova [1, 8], algorytm *svd* (*singular value decomposition*) [7] oraz algorytmy iteracyjne [2]. Zagadnienie od-

<sup>1</sup> Autor do korespondencji/corresponding author: Andrzej Frąckowiak, Politechnika Poznańska, pl. Marii Skłodowskiej-Curie 5, 60-965 Poznań, 61 665 2779, andrzej.frackowiak@poznan.pl.

<sup>2</sup> Michał Ciałkowski, Politechnika Poznańska, michal.cialkowski@poznan.pl.

<sup>3</sup> Agnieszka Wróblewska, Politechnika Poznańska, agnieszka.wroblewska@poznan.pl.

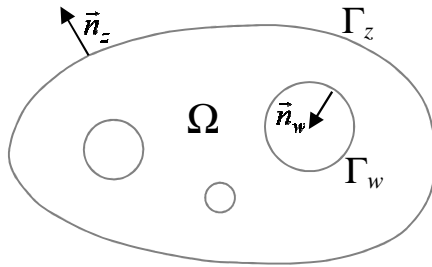


odwrotne, które zostało rozwiązane w pracy jest ważne z technicznego punktu widzenia i dotyczy problemu chłodzenia łopatek turbin gazowych. Profil łopatki z kanałami chłodzącymi rozmieszczonymi w jej wnętrzu jest przykładem obszaru wielospójnego o skomplikowanej strukturze. W zagadnieniach projektowych zadany jest rozkład temperatury i współczynnik przejmowania ciepła na brzegu zewnętrznym  $\alpha$ , należy wyznaczyć rozkład temperatury oraz strumienia ciepła na ścianach kanałów chłodzących (zagadnienie Cauchy'ego).

W pracy [4] poszukiwano rozkładów temperatury i strumienia ciepła w kanałach chłodzących łopatki dla stałej wartości temperatury na jej brzegu zewnętrznym  $\Gamma_z$ , rys.1. Funkcjonał, którego minimum poszukiwane jest w procesie optymalizacji ma następującą postać:

$$J = \frac{1}{2} \int_{\Gamma_z} (T - T_o)^2 ds \quad (1)$$

gdzie  $T_o$  – zadana temperatura na brzegu zewnętrznym.



Rys. 1. Obszar wielospójny  $\Omega$  ograniczony brzegiem  $\Gamma = \Gamma_z \cup \Gamma_w$

Fig. 1. Multiply-connected domain  $\Omega$  bounded by the boundary  $\Gamma = \Gamma_z \cup \Gamma_w$

Obliczenia prezentowane w pracy [4] dotyczyły łopatki C3X z dziesięcioma kanałami chłodzącymi o przekroju kołowym [6]. Rozkład temperatury na brzegu zewnętrznym łopatki silnie oscylował na tych częściach brzegu łopatki, które znajdowały się w pobliżu kanałów chłodzących. Powodowało to silne oscylacje temperatury oraz strumienia ciepła na ścianach kanałów chłodzących łopatki. Tak otrzymane rozwiązanie odwrotne musiało być w każdym kanale uśrednione. Z przeprowadzonych badań wynika potrzeba modyfikacji funkcjonału (1) oraz zbadania wpływu błędu losowego warunków brzegowych na stabilność rozwiązania zagadnienia odwrotnego ze zmienionym funkcjonałem. Badania takie dla funkcjonału postaci (1) przedstawiono w pracy [3]. Efekt oscylacji rozwiązania zagadnienia odwrotnego z pracy [4] może zostać stłumio-

ny przez zastosowanie następującego funkcjonału, zdefiniowanego dla obszaru wielospójnego, rys. 1:

$$J = \frac{1}{2} \int_{\Gamma_z} (T - T_o)^2 ds + \frac{\gamma}{2} \int_{\Omega} (\nabla T)^2 d\omega, \quad \gamma > 0 \quad (2)$$

gdzie  $T_o$  – zadana temperatura na brzegu zewnętrznym.

Oscylacje temperatury mają wpływ na wartość funkcjonału (2). Minimalizacja funkcjonału (2) powoduje, że funkcja temperatury  $T$  będzie w procesie iteracji wygładzana. W niniejszej pracy założono ponadto, że na brzegu zewnętrznym obszaru  $\Gamma_z$  zadana jest temperatura (warunek brzegowy I rodzaju) oraz współczynnik przejmowania ciepła  $\alpha$  (warunek brzegowy III rodzaju). Jest to zagadnienie Cauchy'ego dla równania Laplace'a.

## 2. Algorytm iteracyjny

Zagadnienie Cauchy'ego dla równania Laplace'a w obszarze wielospójnym (rys. 1) sprowadza się do rozwiązania równania Laplace'a w obszarze  $\Omega$

$$\Delta T = 0 \quad (3)$$

z warunkiem brzegowym III rodzaju na brzegu  $\Gamma_z$ :

$$-\lambda \partial_n T = \alpha(T - T_p) \quad (4)$$

( $\partial_n$  – operator pochodnej normalnej,  $T_p$  – temperatura płynu otaczającego brzeg zewnętrzny obszaru  $\Omega$ ,  $\alpha$  – współczynnik przejmowania ciepła,  $\lambda$  – współczynnik przewodzenia ciepła) i funkcjonałem (2).

Rozwiązywanie tak postawionego zagadnienia odwrotnego może zostać zastąpione rozwiązywaniem kolejnych zagadnień bezpośrednich:

$$\begin{aligned} \Omega: \quad & \Delta T = 0 \\ \Gamma_z: \quad & -\lambda \partial_n T = \alpha(T - T_p) \\ \Gamma_w: \quad & \partial_n T = g \end{aligned} \quad (5)$$

Funkcja  $g$  określona na brzegu  $\Gamma_w$  obszaru  $\Omega$  zmienia się iteracyjnie tak, aby funkcjonał (2) w granicy procesu iteracyjnego osiągnął minimum. W tym celu należy wyznaczyć wariację  $\delta J$  tego funkcjonału. Wariacja funkcjonału (2) jest równa:

$$\delta J[g] = \int_{\Gamma_z} (T(g) - T_o) \delta T(g) ds + \gamma \int_{\Omega} \nabla T(g) \nabla \delta T(g) d\omega \quad (6)$$

Korzystając ze związku:

$$\int_{\Omega} \nabla T \nabla \delta T d\omega = \int_{\Gamma_z} \partial_n T \delta T ds + \int_{\Gamma_w} \partial_n T \delta T ds$$

oraz uwzględniając warunki brzegowe (5) dla funkcji  $T$  i warunki brzegowe dla funkcji  $\delta T$

$$\begin{aligned} \Gamma_z : \quad \partial_n(\delta T) &= -\frac{\alpha}{\lambda} \delta T \\ \Gamma_w : \quad \partial_n(\delta T) &= \delta g \end{aligned} \quad (7)$$

otrzymujemy

$$\int_{\Omega} \nabla T(g) \nabla \delta T(g) d\omega = - \int_{\Gamma_z} \frac{\alpha}{\lambda} T(g) \delta T(g) ds + \int_{\Gamma_w} T(g) \delta g ds$$

Ostatecznie wariacja funkcjonału (2) ma postać:

$$\delta J[g] = \int_{\Gamma_z} \left[ \left( 1 - \frac{\gamma\alpha}{\lambda} \right) T(g) - T_o \right] \delta T(g) ds + \gamma \int_{\Gamma_w} T(g) \delta g ds \quad (8)$$

Aby wyznaczyć występującą we wzorze (8) wariację  $\delta T$  funkcji  $T$  na brzegu  $\Gamma_z$  potrzebna jest pomocnicza funkcja  $p$  (sprzężona z  $\delta T$ ), spełniająca równanie Laplace'a. Dla funkcji  $\delta T$  oraz  $p$  prawdziwa jest tożsamość:

$$\begin{aligned} \int_{\Gamma_z} \partial_n(\delta T) p ds + \int_{\Gamma_w} \partial_n(\delta T) p ds &= \int_{\Gamma_z} \delta T \partial_n p ds + \int_{\Gamma_w} \delta T \partial_n p ds \\ \int_{\Gamma_z} \left( \partial_n p + \frac{\alpha}{\lambda} p \right) \delta T ds &= \int_{\Gamma_w} \delta g p ds - \int_{\Gamma_w} \delta T \partial_n p ds \end{aligned} \quad (9)$$

Funkcję  $p$  można zdefiniować dowolnie. Jeśli funkcja  $p$  jest określona jako:

$$\begin{aligned} \Omega: \quad \Delta p &= 0 \\ \Gamma_z: \quad \partial_n p &= -\frac{\alpha}{\lambda} p + \left(1 - \frac{\gamma\alpha}{\lambda}\right) T - T_o \\ \Gamma_z: \quad \partial_n p &= 0 \end{aligned} \quad (10)$$

to wstawiając tak zdefiniowaną funkcję do wzoru (8), otrzymujemy:

$$\int_{\Gamma_z} \left[ \left(1 - \frac{\gamma\alpha}{\lambda}\right) T + T_o \right] \delta T ds = \int_{\Gamma_w} p \delta g ds \quad (11)$$

Zatem wariacja funkcjonału (2) wynosi:

$$\delta J[g] = \int_{\Gamma_w} (p + \gamma T) \delta g ds \quad (12)$$

Wariacja funkcjonału  $J[g]$  w otoczeniu minimum funkcjonału powinna być mniejsza od zera. Przyjmując:

$$\delta g = -\eta(p + \gamma T), \quad \eta > 0 \quad (13)$$

otrzymujemy:

$$\delta J[g] = -\eta \int_{\Gamma_w} (p + \gamma T)^2 ds < 0 \quad (14)$$

Powyższe rozumowanie posłuży do konstrukcji algorytmu iteracyjnego. Zakładając, że funkcje  $T$  oraz  $g$  zmieniają się iteracyjnie wg wzorów:

$$\begin{aligned} \Omega: \quad T^{m+1} &= T^m - \eta u^m \\ \Gamma_w: \quad g^{m+1} &= g^m - \eta(p^m + \gamma T^m) \end{aligned} \quad (15)$$

oraz znając wartości funkcji  $T$  w  $m$ -tym kroku iteracji, można wyznaczyć funkcje  $p^m$ ,  $u^m$ , spełniające równanie Laplace'a z warunkami brzegowymi:

- dla funkcji  $p^m$  z warunkami brzegowymi (10),
- dla funkcji  $u^m$ :

$$\begin{aligned}\Gamma_z : \quad \partial_n u^m &= -\frac{1}{\eta} (\partial_n T^{m+1} - \partial_n T^m) = \frac{\alpha}{\eta\lambda} (T^{m+1} - T^m) = -\frac{\alpha}{\lambda} u^m \\ \Gamma_w : \quad \partial_n u^m &= -\frac{1}{\eta} (g^{m+1} - g^m) = (p^m + \gamma T^m)\end{aligned}\quad (16)$$

Do wyznaczenia funkcji  $T$  oraz  $g$  w kolejnym kroku iteracji należy obliczyć wartość parametru  $\eta$ . Z warunku

$$J[g^{m+1}] < J[g^m] \quad (17)$$

otrzymujemy

$$\begin{aligned}J[g^{m+1}] - J[g^m] &= \frac{1}{2} \int_{\Gamma_z} [(T^{m+1} - T_o)^2 - (T^m - T_o)^2] ds \\ &\quad + \frac{\gamma}{2} \int_{\Omega} (\nabla(T^{m+1}) - \nabla(T^m))^2 d\omega \\ J[g^{m+1}] - J[g^m] &= -\eta \left[ \int_{\Gamma_z} (T^m - T_o) u^m ds + \gamma \int_{\Omega} \nabla T^m \nabla u^m d\omega \right] \\ &\quad + \frac{\eta^2}{2} \left[ \int_{\Gamma_z} (u^m)^2 ds + \gamma \int_{\Omega} (\nabla u^m)^2 d\omega \right] < 0\end{aligned}$$

Ze wzorów (6), (12) wynika, że

$$\int_{\Gamma_z} (T^m - T_o) u^m ds + \gamma \int_{\Omega} \nabla T^m \nabla u^m d\omega = \int_{\Gamma_w} (p^m + \gamma T^m)^2 ds$$

zatem optymalna wartość  $\eta$  wyraża się wzorem:

$$\eta_{opt} = \frac{\int_{\Gamma_w} (p^m + \gamma T^m)^2 ds}{\int_{\Gamma_z} (u^m)^2 ds + \gamma \int_{\Omega} (\nabla u^m)^2 d\omega} \quad (18)$$

Ostatecznie algorytm iteracyjny jest postaci

$$\begin{aligned}
 \text{krok 1: } \quad & \Omega: \Delta T^0 = 0 \\
 & \Gamma_z: \partial_n T^0 = -\frac{\alpha}{\lambda}(T^0 - T_p) \\
 & \Gamma_w: \partial_n T^0 = 0 \\
 \\
 \text{krok 2: } \quad & \Omega: \Delta p^m = 0 \\
 & \Gamma_z: \partial_n p^m = -\frac{\alpha}{\lambda} p^m + \left(1 - \frac{\gamma\alpha}{\lambda}\right) T^m - T_o \\
 & \Gamma_w: \partial_n p^m = 0 \\
 \\
 \text{krok 3: } \quad & \Omega: \Delta u^m = 0 \\
 & \Gamma_z: \partial_n u^m = -\frac{\alpha}{\lambda} u^m \\
 & \Gamma_w: \partial_n u^m = (p^m + \gamma T^m) \\
 \\
 \text{krok 4: } \quad & \int_{\Gamma_w} (p^m + \gamma T^m)^2 ds \\
 \eta = & \frac{\int_{\Gamma_w} (p^m + \gamma T^m)^2 ds}{\int_{\Gamma_z} (u^m)^2 ds + \gamma \int_{\Omega} (\nabla u^m)^2 d\omega} \\
 T^{m+1} = & T^m - \eta u^m \\
 \\
 \text{krok 5: } \quad & \text{jeśli } \text{abs}(T^{m+1} - T^m) > \text{eps to } m = m+1 \text{ idź do krok 2:}
 \end{aligned}$$

### 3. Przykład numeryczny

Poniżej rozpatrzono zagadnienie odwrotne stacjonarnego przewodnictwa ciepła w obszarze wielospójnym  $\Omega$ , rys. 2 (zagadnienie Cauchy'ego), którego brzegi są dane wzorami, [3]:

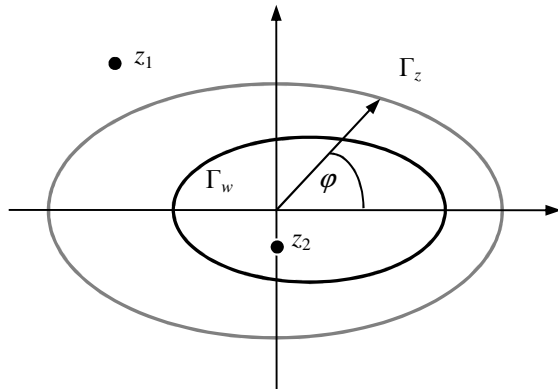
$$\begin{aligned}
 \Gamma_z: \quad & x^2 + \frac{y^2}{0,7^2} = 1 \\
 \Gamma_w: \quad & \frac{(x-0,1)^2}{0,6^2} + \frac{y^2}{0,4^2} = 1
 \end{aligned} \tag{19}$$

Rozkład temperatury i strumienia ciepła na brzegu zewnętrznym pierścienia wyznaczono ze wzoru:

$$T_a(r, \varphi) = 0,7 - 0,1 \cdot \ln|z - z_1| + 0,2 \cdot \ln|z - z_2| \tag{20}$$

gdzie  $z$  jest zmienną zespoloną,  $z = r \cdot e^{i\varphi}$ ,  $z_1 = 1,2 \cdot e^{i\frac{3\pi}{4}}$ , a  $z_2 = 0,3 \cdot e^{-i\frac{\pi}{2}}$ .

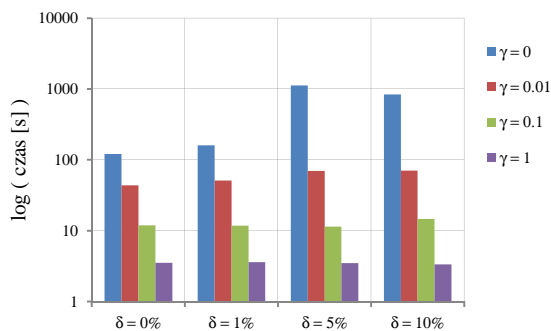
Współczynnik przejmowania ciepła  $\alpha$  na brzegu zewnętrznym został zaburzony błędem losowym o odchyleniu standardowym  $\delta = 0; 1; 5$  oraz  $10\%$ . To zagadnienie odwrotne rozwiązane zostało metodą elementów skończonych w programie FreeFem++ dla parametru algorytmu iteracyjnego  $\gamma = 0; 0.01; 0.1$  oraz  $1$ . Dokładność wyznaczenia rozkładu temperatury -  $eps = 5 \cdot 10^{-5}$ .



Rys. 2. Obszar  $\Omega$  – pierścień eliptyczny z przesuniętymi brzegami

Fig. 2. Domain  $\Omega$  – the elliptical ring with shifted boundaries

Zbadany został wpływ błędu losowego  $\delta$  oraz parametru  $\gamma$  na czas obliczeń opisanym w pracy algorytmem iteracyjnym. Z przedstawionych w tabelicy 1 i na rys. 3 danych wynika, że wraz ze wzrostem parametru  $\gamma$  skraca się czas obliczeń.



Rys. 3. Porównanie czasów obliczeń dla różnych wartości parametru  $\gamma$  i błędów losowych warunków brzegowych  $\delta$

Fig. 3. Comparison of times of calculations for different values of parameter  $\gamma$  and random errors of boundary conditions  $\delta$

Tablica 1. Porównanie czasu obliczeń  $t[s]$  dla różnych wartości parametru  $\gamma$  błędu zaburzenia warunków brzegowych  $\delta$

Table 1. Comparison of times of calculations  $t [s]$  for different values of  $\gamma$  parameter and the disturbance error of the boundary conditions  $\delta$

$t [s]$	$\delta = 0\%$	$\delta = 1\%$	$\delta = 5\%$	$\delta = 10\%$
$\gamma = 0$	121	160	1119	834
$\gamma = 0.01$	44	51	70	70
$\gamma = 0.1$	12	12	11	15
$\gamma = 1$	4	4	4	4

Do oceny jakości rozwiązania zostały wprowadzone normy:

- $N_T$  - norma względna będąca miarą odległości rozkładu temperatury na brzegach zewnętrznym  $N_{Tz} = N_T(\Gamma_z)$  i wewnętrznym  $N_{Tw} = N_T(\Gamma_w)$  od rozwiązania analitycznego  $T_a$  (20)

$$N_T(\Gamma) = \frac{\int_{\Gamma} (T - T_a)^2 ds}{\int_{\Gamma} T_a^2 ds} \cdot 100[\%] \quad (21)$$

- $N_{Ts}$  - norma względna będąca miarą odległości pochodnej stycznej temperatury na brzegach zewnętrznym  $N_{Tsz} = N_{Ts}(\Gamma_z)$  i wewnętrznym  $N_{Tsw} = N_{Ts}(\Gamma_w)$  od rozwiązania analitycznego  $T_a$  (20) (miara oscylacji temperatury na brzegach pierścienia)

$$N_{Ts}(\Gamma) = \frac{\int_{\Gamma} \left( \frac{dT}{ds} - \frac{dT_a}{ds} \right)^2 ds}{\int_{\Gamma} \left( \frac{dT_a}{ds} \right)^2 ds} \cdot 100[\%] \quad (22)$$

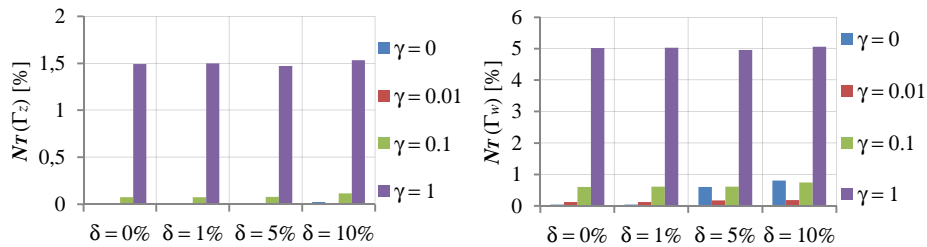
- $N_{Tn}$  - norma względna będąca miarą odległości pochodnej normalnej temperatury na brzegach zewnętrznym  $N_{Tnz} = N_{Tn}(\Gamma_z)$  i wewnętrznym  $N_{Tnw} = N_{Tn}(\Gamma_w)$  od rozwiązania analitycznego  $T_a$  (20)

$$N_{Tn}(\Gamma) = \frac{\int_{\Gamma} \left( \frac{dT}{dn} - \frac{dT_a}{dn} \right)^2 ds}{\int_{\Gamma} \left( \frac{dT_a}{dn} \right)^2 ds} \cdot 100[\%] \quad (23)$$



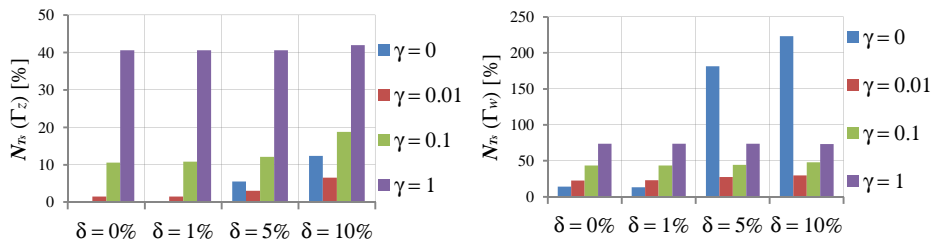
Wartości tych norm dla różnych wartości parametrów  $\delta$  i  $\gamma$  przedstawiono na rys. 4, 5, 6 dla małych wartości parametru  $\gamma$ .

Dla  $\gamma = 0$  błąd wyznaczenia rozwiązania na brzegu wewnętrznym wg norm (21), (22), (23) zależy od wartości błędu losowego  $\delta$ . Wpływ ten wraz ze wzrostem parametru  $\gamma$  maleje. Charakterystyczne dla rozwiązania zagadnienia odwrotnego są oscylacje rozwiązania mierzone za pomocą normy (22). Z wyników obliczeń przedstawionych na rys. 5 widać, że funkcjonal postaci (2) silnie tłumí oscylacje rozwiązania, zmniejsza wpływ błędu losowego  $\delta$  na rozwiązanie, ale powoduje również obniżenie dokładności rozwiązania dla  $\delta = 0$ .



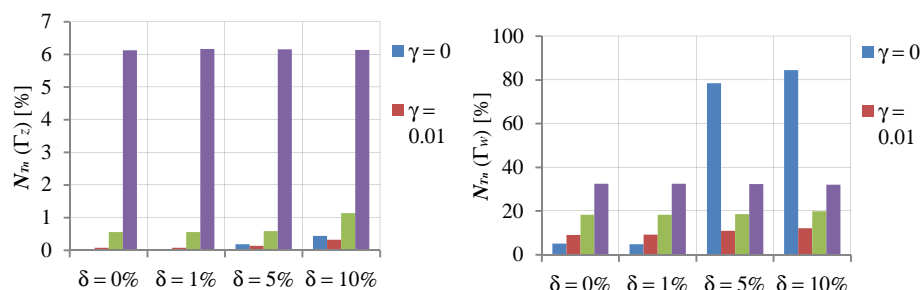
Rys. 4. Porównanie wartości norm  $Nr$  na brzegu zewnętrznym (z lewej) i wewnętrznym (z prawej) dla różnych wartości parametru  $\gamma$  i błędów losowych warunków brzegowych  $\delta$

Fig. 4. Comparison of values of norms  $Nr$  on the outer boundary (left) and on the inner one (right) for different values of  $\gamma$  parameter and for random errors of boundary conditions  $\delta$



Rys. 5. Porównanie wartości norm  $Nrs$  na brzegu zewnętrznym (z lewej) i wewnętrznym (z prawej) dla różnych wartości parametru  $\gamma$  i błędów losowych warunków brzegowych  $\delta$

Fig. 5. Comparison of values of norms  $Nrs$  on the outer boundary (left) and on the inner one (right) for different values of  $\gamma$  parameter and for random errors of boundary conditions  $\delta$



Rys. 6. Porównanie wartości norm  $N_{Tn}$  na brzegu zewnętrznym (z lewej) i wewnętrznym (z prawej) dla różnych wartości parametru  $\gamma$  i błędów losowych warunków brzegowych  $\delta$

Fig. 6. Comparison of values of norms  $N_{Tn}$  on the outer boundary (left) and on the inner one (right) for different values of  $\gamma$  parameter and for random errors of boundary conditions  $\delta$

#### 4. Podsumowanie

W pracy przedstawiony został algorytm iteracyjny rozwiązujący zagadnienia odwrotne przewodnictwa ciepła w obszarach wielospójnych. Wybrany do optymalizacji rozwiązania zagadnienia odwrotnego testowego funkcjonal (2) zmniejszył oscylacje rozwiązania, skrócił czas obliczeń, ale obniżył dokładność rozwiązania dla współczynnika przyjmowania ciepła  $\alpha$  na brzegu zewnętrznym obszaru wielospójnego wyznaczonego ze wzoru analitycznego. Zmniejszony został wpływ błędu losowego warunków brzegowych na rozwiązanie zagadnienia odwrotnego.

Wyniki obliczeń przedstawione w pracy wskazują na możliwość stosowania tego algorytmu iteracyjnego dla zagadnień odwrotnych związanych z chłodzeniem łopatek turbin gazowych. Celem dalszych badań pozostaje kwestia optymalnego doboru parametru  $\gamma$

#### Literatura

- [1] Alifanov O.M.: Inverse Problems, Moscow 1988.
- [2] Beck J.V., Blackwell B., Clair C.R.: Inverse heat conduction Ill-Posed problems, New York 1985.
- [3] Frąckowiak A., Ciałkowski M., Wróblewska A.: Iterative algorithms for solving inverse problems of heat conduction in multiply connected domains, Int. J. Heat Mass Transfer, 55 (2012) 744-751.
- [4] Frąckowiak A., v.Wolfersdorf J., Ciałkowski M.: Application of inverse problem of the Poisson equation in the cooling process of a gas-turbine blade, Int. J. Heat Mass Transfer, 54 (2011) 1236-1243.
- [5] Hadamard J.: Sur les problèmes aux dérivées partielles et leur signification physique. Princeton University Bulletin, pp. 49-52, 1902.

- [6] Hylton L.D., Mihelc M.S., Turner E.R., Nealy D.A., York R.E.: Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surfaces of turbine vanes, NASA CR-168015 DDA EDR 11209, 1983.
- [7] Louis A.K.: Inverse und schlechtgestellte Probleme, Teubner Studienbücher Mathematik, Stuttgart 1989.
- [8] Tikhonov A.N., Arsenin V.Y.: Solutions of Ill-posed problems, Winston and Sons, Washington 1977.

## **ALGORITHM FOR ITERATIVE SOLVING THE INVERSE HEAT CONDUCTION PROBLEMS WITH MINIMIZATION OF TEMPERATURE OSCILLATIONS**

### **S u m m a r y**

In this paper, the inverse problem for the steady-state temperature field in the multiply-connected domain was solved, which is of great importance from technical point of view and concerns the problem of cooling the gas turbine blades. Test inverse problem for domain of the elliptical ring with the known temperature distribution and the heat transfer coefficient on the outer boundary of the domain was solved. On this basis the distributions of temperature and heat flux density on the inner boundary of the ring were determined. The optimization functional of the solution of the inverse problem comprises a term related to the temperature gradient in the whole domain. Calculations were made for the known distribution of the heat transfer coefficient on the outer boundary of the domain disturbed by random error equal of 0, 1, 5 and 10 %. The influence of the temperature gradient on time and the accuracy of calculations was examined. Taking into account the temperature gradient in the functional, which is minimized in the calculation process, reduced the time of calculations and decreased oscillations of the temperature as well as heat flux distributions on the inner boundary of the multiply-connected domain.

**Keywords:** gas turbine, inverse problems, Cauchy problem

DOI: 10.7862/rm.2014.37

*Otrzymano/received: 25.05.2014*

*Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014*

Sebastian GROSICKI<sup>1</sup>  
Robert SMUSZ<sup>2</sup>  
Joanna WILK<sup>3</sup>

## KONCEPCJA STANOWISKA DO POMIARÓW WSPÓŁCZYNNIKÓW WYMIANY MASY/CIEPŁA W MINI-WYMIENNIKACH

W artykule zaprezentowano wstępną koncepcję stanowiska eksperymentalnego do badań wymiany masy/ciepła w elementach mini-wymienników ciepła. Proponowana metoda badawcza bazuje na technice elektrolitycznej, w której do wyznaczenia współczynników wymiany masy wykorzystuje się zależności opisujące zjawiska elektrolizy. Pomiary powstałych prądów granicznych, powierzchni katody, przy której następuje wymiana roboczych jonów, oraz stężenia jonów w elektrolicie, dają możliwość określenia intensywności wymiany masy. Otrzymane wielkości, wykorzystując analogię pomiędzy procesami przenoszenia masy i ciepła, przelicza się na współczynniki wymiany ciepła. Proponowana metoda może być również wykorzystywana w mini-skali. Wiąże się to jednak z dodatkowymi warunkami, które muszą być spełnione, aby zminimalizować błędy wynikające ze skali procesu, a związane m.in. z chropowatością powierzchni elektrod, zmianą stężenia na długości katody, czy też grubością średniej warstwy dyfuzyjnej. Zaplanowane stanowisko będzie umożliwiało badania nad intensywnością wymiany masy/ciepła w mini-wymienniku ciepła z kanałami o przekroju prostokątnym.

**Słowa kluczowe:** badania eksperymentalne, metoda prądów granicznych, mini-kanały, wymiana ciepła

### 1. Wstęp

Procesy wymiany ciepła zachodzące w urządzeniach o małych wymiarach stanowią w dzisiejszych czasach istotne zagadnienie ze względu na powszechną miniaturyzację samych urządzeń oraz ich elementów. Badania prowadzone w zakresie zjawisk przekazywania ciepła w układach, których parametry geometryczne są znacznie mniejsze od konwencjonalnych, wykazują duże odstępstwa

<sup>1</sup> Autor do korespondencji: Sebastian Grosicki, Politechnika Rzeszowska, 35-959 Rzeszów, al. Powstańców Warszawy 12, tel. (17) 865-1326, e-mail: seboagr@prz.edu.pl

<sup>2</sup> Robert Smusz, Politechnika Rzeszowska, e-mail: robsmusz@prz.edu.pl

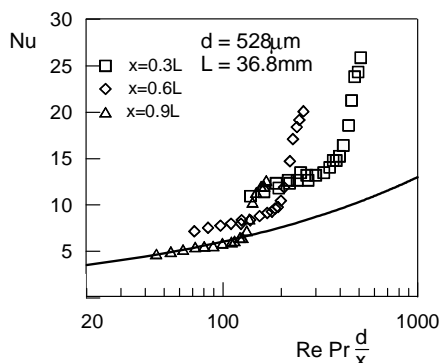
<sup>3</sup> Joanna Wilk, Politechnika Rzeszowska, e-mail: joanwilk@prz.edu.pl

od tychże zachodzących w typowych warunkach. W ostatnich dwóch dekadach bardzo szeroko rozwinęła się dyscyplina zajmująca się eksperymentalnymi badaniami w zakresie wymiany ciepła w mini i mikrokanalach. Dotyczy to kanałów okrągłych, jak również kanałów o innych przekrojach. Okazuje się, że uzyskiwane wyniki badań nie są spójne, można znaleźć zależności, na podstawie których wyznaczone współczynniki wymiany ciepła w minikanalach znacznie przewyższają dane dla kanałów konwencjonalnych, są od nich mniejsze lub też przyjmują wartości zbliżone jak dla warunków konwencjonalnych. Zestawienie danych literaturowych na ten temat można znaleźć m.in. w [6].

Najczęściej wykorzystywaną metodą w badaniach eksperymentalnych wymiany ciepła jest metoda bilansu cieplnego, której zasadniczym elementem jest pomiar temperatury powierzchni wymieniającej ciepło z płynem oraz temperatury płynu. W skali mikro jest to bardzo trudne do wykonania ze względu na wielkości czujników pomiarowych porównywalne z wielkościami badanych elementów. Stanowi to jedną z przyczyn niedokładności uzyskiwanych wyników.

Przykładowe rezultaty przedstawione na rys.1 reprezentują skumulowane wyniki badań opisanych w [2] prowadzonych tradycyjną metodą bilansu cieplnego dla jednofazowego konwekcyjnego przepływu przez okrągły minikanal o średnicy 0.528mm i długości 36.8mm. Badania dotyczyły warunku stałej gęstości strumienia ciepła na powierzchni ścianki. Linia ciągła przedstawia aproksymację rozwiązania analitycznego [8], której postać wyraża (1). Dane na rys.1 jak również zależność (1) reprezentują wartości miejscowych liczb Nusselta.

$$Nu_x = 4.364 + \frac{0.2633 \left( \text{Re Pr} \frac{d}{x} \right)^{0.506}}{\exp \left[ 41 \left( \text{Re Pr} \frac{d}{x} \right)^{-1} \right]}; \quad \text{Re Pr} \frac{d}{x} < 1000 \quad (1)$$



Rys. 1. Wyniki badań konwekcyjnej wymiany ciepła w minikanale (na podst.[2]) w porównaniu rozwiązaniem analitycznym

Fig. 1. Results of convective heat transfer in mini channel (prepared on the basis of [2]) with comparison of the analytical solution

## 2. Wykorzystanie metody prądów granicznych w analogii wymiany ciepła i masy

W przypadku badań przejmowania ciepła przy przepływie przez minikanaly mogą wystąpić znaczne błędy pomiarowe wynikające z zakłóceń procesów konwekcyjnej wymiany ciepła spowodowanych m.in. montażem czujników temperatury, którymi najczęściej są termopary. W związku z tym istnieje konieczność poszukiwania innych technik badawczych, które zminimalizowałyby powyższe błędy. Jedną z nich jest metoda prądów granicznych znana również pod nazwą techniki elektrolitycznej, której podstawą jest pomiar wartości prądów granicznych powstających w procesach elektrolizy przebiegających w układzie z elektrolitem, gdzie powierzchnie katod stanowią elementy modelujące powierzchnię wymiany ciepła w zjawisku rzeczywistym. Szczegóły dotyczące podstaw teoretycznych techniki elektrolitycznej można znaleźć w [1].

Główną zależnością w metodzie prądów granicznych, na podstawie której oblicza się współczynniki wymiany masy jest

$$h_D = I_p / nFAC_b \quad (2)$$

gdzie:  $I_p$  – natężenie prądu granicznego,  $n$  – elektronowość reakcji elektrodowej,  $F$  – stała Faradaya,  $A$  – powierzchnia katody,  $C_b$  – stężenie roboczych jonów w elektrolicie.

Wyznaczone na bazie (2) współczynniki wymiany masy  $h_D$  przelicza się następnie na współczynniki wymiany ciepła stosując analogię procesów przeniesienia ciepła i masy. Procesy te mogą być opisane za pomocą równań różniczkowych identycznie skonstruowanych – jest to podstawa analogii. Aby jednak wystąpiła ścisła analogia tych procesów muszą być spełnione następujące warunki: nie występowanie radiacyjnej wymiany ciepła, brak lepkościowej dyssypacji energii, brak wpływu wymiany masy na profil prędkości przepływu oraz stałość właściwości fizycznych płynów [5]. Przy stosowaniu metody prądów granicznych, warunki te są spełnione.

Podstawową zależność wynikającą z analogii procesów wymiany ciepła i masy przy konwekcyjnym przepływie w kanałach można przedstawić w formie równania wiążącego odpowiednie liczby podobieństwa dla wymiany ciepła z analogicznymi dla wymiany masy

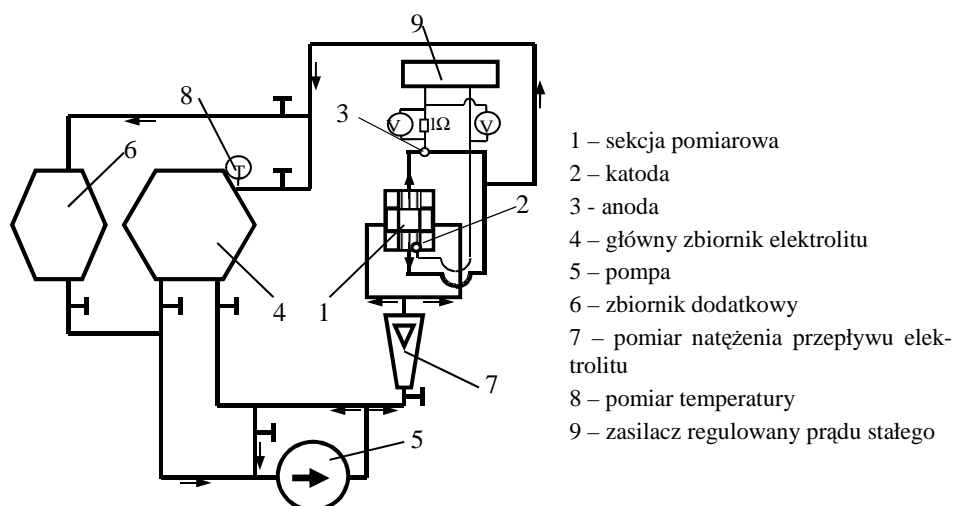
$$Nu/Sh = (Pr/Sc)^q \quad (3)$$

gdzie:  $Nu$  – bezwymiarowy współczynnik wymiany ciepła (liczba Nusselta),  $Sh$  – bezwymiarowy współczynnik wymiany masy (liczba Sherwooda),  $Pr$ ,  $Sc$  – odpowiednio liczba Prandtla i Schmidta reprezentujące właściwości termofizyczne

zyczne płynów w procesach wymiany ciepła i masy. Stała  $q$  wyznaczana eksperymentalnie może przyjmować różne wartości. W analogii Chiltona-Colburna [1], która będzie stosowana w przewidywanych badaniach  $q = 1/3$ .

### 3. Stanowisko do badań współczynników wymiany masy/ciepła w mini-wymienniku ciepła

Badania wymiany masy/ciepła w elementach urządzeń energetycznych były dotychczas prowadzone na uniwersalnym stanowisku w laboratorium Katedry Termodynamiki i Mechaniki Płynów Politechniki Rzeszowskiej. W stanowisku tym, którego uproszczony schemat przedstawia rys.2, zasadniczą część stanowi sekcja pomiarowa, w której zamodelowany jest element wymieniający ciepło w zjawisku rzeczywistym, powierzchnię wymiany ciepła modeluje katoda, przy której zachodzą procesy elektrochemiczne odpowiedzialne za wymianę masy.

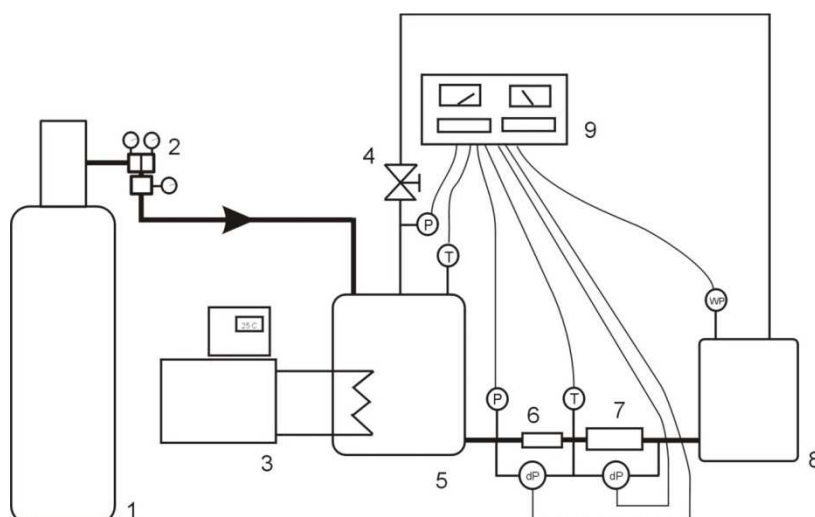


Rys. 2. Schemat stanowiska do badań elektrolitycznych pracującego w układzie zamkniętym z zaznaczonym kierunkiem przepływu elektrolitu

Fig. 2. Scheme of the test stand for electrolytic measurements in the closed system, the flow direction of the electrolyte is marked

Prezentowane stanowisko, pracujące w układzie zamkniętym (przepływ elektrolitu w układzie zamkniętym) służy zasadniczo do badań procesów wymiany masy/ciepła zachodzących w aparatach o wymiarach konwencjonalnych. Odpowiednie przystosowanie sekcji pomiarowej umożliwiło również eksperymenty w minikanalach [6, 7]. Ze względu na warunki hydrauliczne, badania były prowadzone na modelowym pierścieniu z wydrążoną znaczną liczbą minikanal-

łów. Uzyskane wyniki zachęciły do dalszych badań elementów miniurządzeń, co z kolei zaowocowało koncepcją stanowiska przystosowanego wyłącznie do badań w mikro i mini-skali. Schemat takiego stanowiska prezentuje rys.3. Praca układu odbywa się w obiegu półotwartym, zużyty elektrolit będzie zbierany w specjalnym zbiorniku. Do układu będzie dostarczany azot w celu usunięcia tlenu z elektrolitu (tlen wywołuje dodatkowe reakcje chemiczne zniekształcające zasadniczy proces elektrolityczny, a tym samym powodujące błędne wyniki pomiarów współczynników wymiany masy). Do pomiaru natężenia przepływu elektrolitu przewiduje się przepływomierze zwężkowe, które zostaną specjalnie kalibrowane przy użyciu płynu o właściwościach elektrolitu w celu uzyskania odpowiednich charakterystyk przepływowych. Temperatura elektrolitu będzie utrzymywana na stałym poziomie za pomocą ultratermostatu. Jest to bardzo istotny element ze względu na konieczność zachowania stałości właściwości termofizycznych płynu jakim jest elektrolit. Aby nastąpiły reakcje redukcji przy katodzie modelującej powierzchnię wymiany ciepła, do układu musi być poda-



1 – butla z azotem, 2 – reduktor ciśnienia, 3 – ultratermostat, 4 – zawór, 5 – zbiornik z elektrolitem, 6 – przepływomierz zwężkowy, 7 – sekcja pomiarowa, 8 – zbiornik na zużyty elektrolit, 9 – multimetr (system rejestracji i przetwarzania danych)  
T – pomiar temperatury, P – przetworniki ciśnienia, dP – przetworniki różnicy ciśnień, wp – wskaźnik przepływu azotu

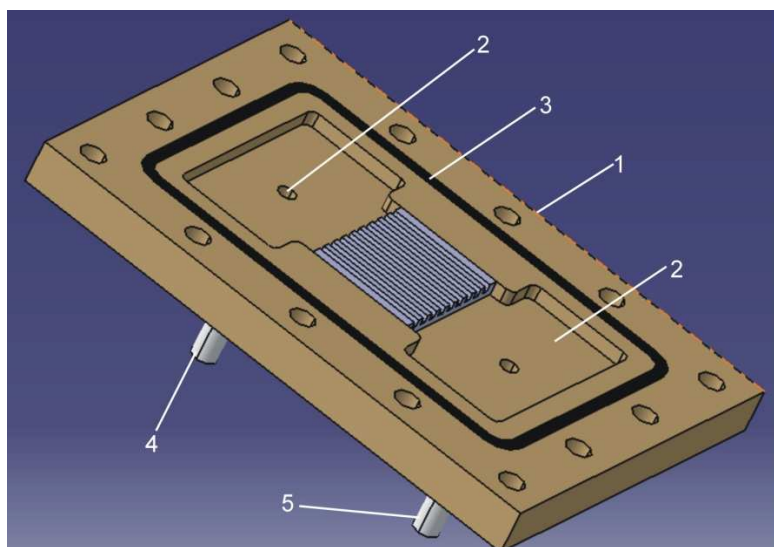
Rys. 3. Schemat stanowiska do badań elektrolitycznych w mini-skali pracującego w układzie zamkniętym z zaznaczonym kierunkiem przepływu elektrolitu

Fig. 3. Scheme of the test stand worked in the closed system for mini-scale electrolytic measurements, the flow direction of the electrolyte is marked



wane napięcie. Wzrost napięcia powoduje wzrost natężenia prądu płynącego w obwodzie zewnętrznym do momentu kiedy następuje tzw. dyfuzja kontrolowana – stężenie jonów roboczych przy katodzie maleje do zera, natężenie prądu osiąga stałą wartość (prąd graniczny). Stosując prawa znane w elektrochemii dochodzi się do zależności (2) umożliwiającej wyznaczenie współczynników wymiany masy. Sterownie napięciem prądowym w układzie elektrycznym oraz zapis charakterystyk napięciowo-prądowych (woltamogramów) będzie się odbywało w sposób automatyczny przy wykorzystaniu multimetru umożliwiającego rejestrację i przetwarzanie danych.

Konstruowane stanowisko badawcze posłuży w pierwszej wersji do badań mini-wymiennika, w którym konwekcyjna wymiana ciepła zachodzi podczas laminarnego przepływu czynnika przez zestaw od kilku do kilkunastu równoległych minikanalów o przekroju prostokątnym. Schemat sekcji pomiarowej prezentuje rys.4. Element pomiarowy wymiennika będzie wykonany z blachy niklowej o grubości 2mm. Po wklejeniu blachy w obudowę zostaną wyfrezowane rowki o wymiarach 1×1mm i długości 15mm, których powierzchnia wewnątrz będzie stanowiła katodę w procesach elektrochemicznych. Aby uzyskać niezbędną



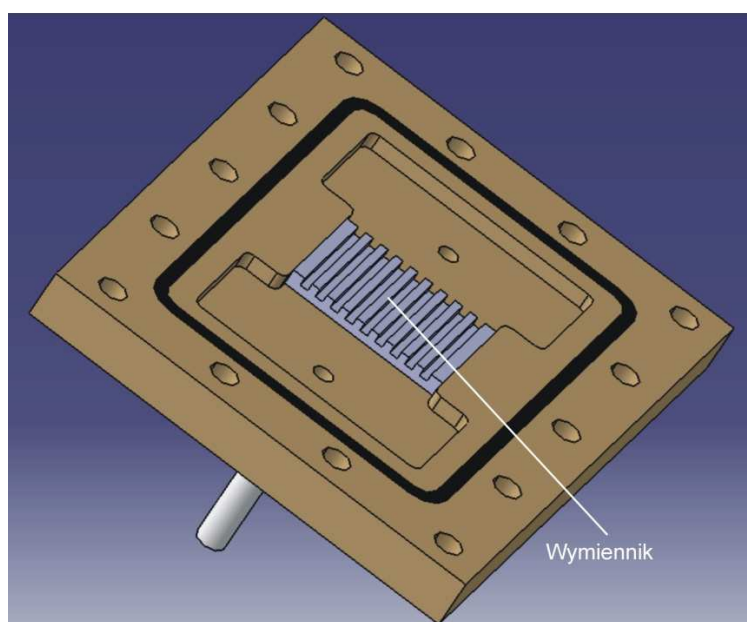
1 - obudowa, 2 - plenum, 3 - uszczelnienie, 4 - wlot elektrolitu, 5 - wylot elektrolitu

Rys. 4. Wizualizacja sekcji pomiarowej do badań elektrolitycznych mini-wymiennika ciepła

Fig. 4. Visualization of the test section for electrolytical investigations of the mini heat exchanger

gładkość powierzchni katody, w celu zminimalizowania wpływu chropowatości na wyniki badań, rowki będą następnie polerowane za pomocą specjalnych past diamentowych o niskiej ziarnistości. Obudowa będzie przykryta pokrywą zli-

cowaną z płaszczyzną wymiennika dla zapewnienia szczelności sekcji pomiarowej. Wizualizację projektowanego mini-wymiennika przedstawia na rys.5.



Rys. 5. Wymiennik ciepła z minikanalami o przekroju prostokątnym

Fig. 5. Heat exchanger with mini channels of rectangular cross-section

#### 4. Podsumowanie

Projektowane stanowisko do pomiarów elektrolitycznych wymiany masy w miniskali będzie również w przyszłości wykorzystane do badań minikanalów o innych przekrojach. Pierwsza wersja zakładająca wymiennik o prostokątnych minikanalach ma swoje odniesienie w literaturze. Wyniki symulacji numerycznych układu z prostokątnymi kanałami o wymiarach  $0.2 \times 0.4$  mm i długości 10 mm zaprezentowano w [3]. Z kolei praca [4] dotyczy badań eksperymentalnych metodą bilansu cieplnego dwóch rodzajów mini-wymienników z kanałami o długości 16 mm i przekroju kwadratowym o boku 0.2 lub 0.1 mm. Badania prowadzone na konstruowanym stanowisku umożliwią weryfikację klasycznej metody bilansu cieplnego poprzez zastosowanie metody prądów granicznych oraz analogii wymiany masy i ciepła w odniesieniu do minikanalów o różnych przekrojach poprzecznych stanowiących elementy miniwymienników.

## Literatura

- [1] Bieniasz B.: Konwekcyjna wymiana masy/ciepła w płytkowych wirnikach regeneratora obrotowego, OW Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2005.
- [2] Celata G. P., Cumo M., Marconi V., McPhail S. J., Zummo G.: Microtube liquid single-phase heat transfer in laminar flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 49 (2006) 3538-3546.
- [3] Chein R., Chen J.: Numerical study of the inlet/outlet arrangement effect on micro-channel heat sink performance, *Int. J. Thermal Sci.*, 48 (2009) 1627-1638.
- [4] Garcia N., Acosta-Iborra A., Ruiz-Rivas U., Izquierdo M.: Experimental investigation of fluid flow and heat transfer in a single-phase liquid flow micro-heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 52 (2006) 5433-5446.
- [5] Wetly J. R., Wicks C. E., Wilson R. E., Rorrer G. L.: *Fundamentals of momentum, heat and mass transfer*, John Wiley & Sons, Inc. 2007.
- [6] Wilk J.: Experimental investigation of convective mass/heat transfer in short minichannel at low Reynolds numbers, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 33 (2009) 267-272.
- [7] Wilk J.: Convective mass/heat transfer in the entrance region of the short circular minichannel, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 38 (2012) 107-114.
- [8] Wiśniewski S., Wiśniewski T. S.: *Wymiana ciepła*. WNT, Warszawa 1994.

## CONCEPT OF THE STAND FOR MEASUREMENTS OF MASS AND HEAT TRANSFER COEFFICIENTS IN MINI HEAT EXCHANGERS

### Summary

The paper presents the preliminary conception of the experimental stand for measurements of mass and heat transfer coefficients in mini heat exchangers. The proposed method based on the electrolytic technique in which to determine the mass transfer coefficients the equations describing the electrolysis phenomenon are used. Measurements of limiting streams established, the cathode surface at which the ion exchange exists, and the concentration of ions in the electrolyte make it possible to determine the intensity of mass exchange. The proposed method may be used in small scale applications. However, this is connected with the additional conditions that must be met in order to minimize errors resulted from the scale of the process, e.g. the surface roughness of the electrodes, the concentration change of the length of the cathode, or the average thickness of the diffusion layer. Designed test stand will allow to study the intensity of mass and heat exchange in mini exchanger with channels of rectangular cross-section.

**Keywords:** experimental investigations, limiting stream method, minichannels, heat exchange

DOI: 10.7862/rm.2014.38

*Otrzymano/received: 25.05.2014*

*Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014*

Arkadiusz GRUCELSKI<sup>1</sup>  
Jacek POZORSKI<sup>2</sup>

## MODELOWANIE Z WYKORZYSTANIEM METODY SIATKOWEJ BOLTZMANN TERMOMECHANIKI PRZEPŁYWU WRAZ Z REAKCJAMI CHEMICZNYMI

Szczegółowy opis oraz analiza termomechaniki w przepływie przez ośrodek porowaty wraz z następującym uwolnieniem składników chemicznych z ziaren ciała stałego ośrodka (reprezentujących biomasę, węgiel) zostaną zaprezentowane wraz z pierwszymi wynikami symulacji przy wykorzystaniu uproszczonego modelu odgazowania. Po wykonaniu podstawowych testów dla przepływu płynu oraz transportu ciepła, dodatkowe funkcje rozkładu zostały zaimplementowane w celu modelowania ewolucji emisji oraz transportu składników chemicznych. Koncentracja składników chemicznych (jako wynik symulacji) wyznaczona jako wynik prostych reakcji wykazuje dobrą zgodność z innymi metodami numerycznymi. Modelowanie procesu pirolizy wykonane zostało z wykorzystaniem referencyjnego odgazowania węgla dało pierwsze jakościowe wyniki, przy pewnym zauważalnym wzroście kosztów obliczeniowych. Dla wyższej dokładności oraz zmniejszenia złożoności obliczeniowej planujemy wykorzystanie uproszczonego opisu kinetyki chemicznej dla zjawiska odgazowania stałych cząstek paliwa (ciało stałe geometrii). W artykule wyjaśniono przepływ płynu z przejmowaniem ciepła przez reaktywne nośniki granulowane na poziomie reprezentatywnego elementu o objętości (REV), w tym także oddziaływania mechaniczne ziaren stałych spowodowane ich rozszerzalność cieplną.

**Słowa kluczowe:** LBM, termomechanika przepływu, modelowanie odgazowania, reprezentatywny element objętości

### 1. Wprowadzenie

Ze względu na trendy w energetyce widoczne od kilku lat pojawia się potrzeba wspierania projektów związanych z dostępnymi oraz bogatymi złożami paliw kopalnych, jak również dotyczących budowania biogazowni oraz optymalizacji działania istniejących instalacji wykorzystujących proces odgazowania.

---

<sup>1</sup>Autor do korespondencji: Arkadiusz Grucelski Instytut Maszyn Przepływowych PAN, e-mail: agrucelski@imp.gda.pl

<sup>2</sup>Jacek Pozorski, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, e-mail: jp@imp.gda.pl

Należy nadmienić, iż nie sposób by było wykonywać obliczenia numeryczne szczegółowych zjawisk chemicznych (rozpad molekuł węgla) w jak najogólniejszym sensie (dla każdego rodzaju węgla oraz biomasy). Z tego powodu wykorzystywane są metody i schematy numeryczne takie jak narzędzia współczesnej mechaniki płynów bądź modele uproszczonej chemii dla której ziarna biomasy oraz węgla zostają podzielone na grupy (tzw. grupy funkcyjne) z których każda odpowiada za emisję odpowiedniego produktu gazowego pirolizy oraz każda dodaje pewien przyczynek do emisji składników smolistych (opis poniżej). Model odgazowania został zaimplementowany z powodzeniem przy wykorzystaniu metody siatkowej Boltzmanna (LBM); rozwijanej od kilku lat metody z powodzeniem wykorzystanej do opisu zjawisk cieplnych i przepływowych [2, 4, 8] w przypadku ewolucji składników chemicznych, dodatkowa funkcja dystrybucji została dodana odpowiednio dla każdego składnika chemii oraz odpowiadającego mu członu źródłowego. Wyniki jakościowe uzyskane przy wykorzystaniu powyższych modeli oraz metody LB stanowią bezpośrednie poparcie tezy, iż LBM można z sukcesem wykorzystać przy modelowaniu przepływu masy, transportu ciepła oraz ewolucji składników chemicznych procesu odgazowania (biomasy oraz węgla, przy dodatkowej implementacji prostego modelu oddziaływania ciało stałe - ciało stałe co jest z powodzeniem modelowane przy wykorzystaniu LBM [5]. Modelowane zjawiska (na CPU) transportu ciepła oraz masy wraz z procesami odgazowania wykonywane są w ośrodku granularnym o losowym ułożeniu ziaren. Ze względu na charakter procesu, symulacja wykonywana jest na elemencie REV objętości w 2D oraz 3D. Na koniec rozdziału obok dyskusji pojawi się uzasadnienie dalszych prac, które są konieczne ze względu na znaczny koszt prowadzenia modelowania na opisanym poziomie.

Koksowanie jest powszechnie stosowanym procesem technologicznym stosowanym w celu uzyskania czystszej chemicznie węgla (koks), benzenu oraz innych składników gazowych powszechnie znanych jako gaz koksowniczy oraz części smoliste. Z punktu widzenia termomechaniki płynów, koksowanie zachodzi w złożu granularnym (zasyp ziaren węgla), które wskutek ogrzewania ulegają przekształceniu do jednolitego złoża porowatego. W trakcie trwania procesu koksowania skomplikowane zjawiska zachodzą na poziomie pojedynczego ziarna (pora); w obrębie tej geometrii w skład wchodzi przepływ płynu przez ośrodek, przewodzenie ciepła, uwalnianie związków chemicznych oraz plastyczne deformacje złoża stałego oraz inne.

## 1.2 Zarys metody

W prezentowanej pracy użyta została metoda siatkowa Boltzmanna (*Lattice Boltzmann Method, LBM*), w nomenklaturze której gęstość oraz prędkość przepływu są rozwiązywane poprzez ewolucję gęstości funkcji dystrybucji [7], ewolucja pola temperatury jest liczona z wykorzystaniem dystrybucję gęstości

energii wewnętrznej (*Internal Energy Density Distribution Function IEDDF* [2, 9], natomiast ewolucja składników chemicznych jest modelowana przez wykorzystanie oddzielnej funkcji dystrybucji (innej dla każdego składnika chemii) [1]; forma wszystkich równań w LBM dla wspomnianych modeli jest identyczna. Wyczerpujący opis LBM dla przepływu płynu można znaleźć w podanych cytowaniach oraz w referencjach, natomiast w tej pracy tylko ogólne równania dla LBM zostaną przedstawione bez prezentacji szczegółów. Pewnym innowacyjnym aspektem pracy są funkcje równowagi dla ewolucji chemii, które dla D3Q15, w tej pracy zostały podane po raz pierwszy (według najlepszej wiedzy autorów).

Równania metody siatkowej Boltzmanna w postaci dyskretnej dla czasu oraz położenia (na siatce regularnej) oraz przestrzeni prędkości (na dyskretnych kierunkach zależnych od modelu dyskretyzacji  $\mathbf{e}_i$ ) opisują ewolucję zadanego fizycznego pola przy wykorzystaniu funkcji dystrybucji ( $f$  dla składników chemicznych opisanych przez  $\phi_{i,k}$ ). W naszym przypadku (symulacja procesu odgazowania) modelowany jest przepływ płynu, transport ciepła oraz ewolucja składników chemicznych:

$$f_i(\mathbf{x} + \mathbf{e}_i, t + \delta t) - f_i(\mathbf{x}, t) = -\tau_\nu^{-1}(f_i(\mathbf{x}, t) - f_i^{eq}(\mathbf{x}, t)) + Q_k, \quad (1)$$

gdzie  $f_i^{eq}$  reprezentuje stan równowagi funkcji dystrybucji odpowiedniego pola uśrednionego na siatce  $(\mathbf{x}, t)$ ; człon równowagi posiada następującą postać:

$$f_i^{eq} = \alpha \Omega_i (A_i + B_i \mathbf{e}_i \cdot \mathbf{u} + C_i (\mathbf{e}_i \cdot \mathbf{u})^2 - D_i (\mathbf{u})^2), \quad (2)$$

gdzie  $\mathbf{u}$  to lokalna prędkość płynu natomiast współczynniki  $A_i$  do  $D_i$  zależą tylko od schematu dyskretyzacji (D2Q9, D3Q15, itp.). Kompletny opis dla wszystkich równań (wraz z tablicami współczynników dla równania 2 dla przepływu płynu oraz transportu ciepła) w 2D oraz 3D można odnaleźć w [2, 7] z kompletnymi referencjami. Warto zwrócić jeszcze uwagę, iż równanie 2 wykazuje taką samą postać wielomianu w przypadku każdej funkcji rozkładu jednakże dla gęstości, energii wewnętrznej oraz składników chemicznych współczynniki  $A, B, C, D$  zależą bądź nie, od kierunku  $i$  (por. [5,8]), natomiast równanie ewolucji posiada zawsze analogiczną postać do równania 1, natomiast człon  $Q_k$  odpowiada członom źródłowym (dodany w celu uwzględnienia emisji składników chemicznych). W przypadku transportu masy, strumień wyrzucanych gazów (strumień masy na powierzchni przeszkody, dla IEDDF) jest opisany przez  $Q_k = \Omega_i Y_{i,k}(\mathbf{x}, t) \rho_k \delta t$ . W przypadku transportu ciepła człon źródłowy rozdziela się na człon na powierzchni powodujący zmniejszanie temperatury oraz człon źródłowy mający wpływ na IEDDF w objętości gazu. Równanie (1) zawiera parametr nazywany czasem relaksacji, który posiada znaczenie fizyczne

w wykorzystywanej metodzie; dla przykładu, termiczny czas relaksacji dla fazy  $m$  posiada następującą postać [3, 5, 7]:

$$\tau_i = 0.5 + \frac{3}{2} \frac{\lambda_m}{\rho_m C_{pm} \delta t}$$

gdzie  $m \in \{s, f\}$  (w zależności od fazy) oraz  $\delta t = 1$ ,  $C_{pm}$  jest to pojemność cieplna fazy  $m$ ,  $\lambda_m$  jest przepuszczalnością cieplną.

Uśrednione wartości pól makroskopowych w każdym węźle (temperatura, gęstość, naprężenia na powierzchni ziarna, koncentracja składników chemicznych, itp.) są uzyskiwane poprzez całkowanie funkcji rozkładu (po dyskretnych kierunkach przestrzeni prędkości siatkowej,  $\mathbf{e}_i$ ). Ewolucja składników chemicznych w przypadku uwolnionych gazów jest modelowana z wykorzystaniem LBM przy pomocy dodatkowej funkcji dystrybucji dla każdego rozpatrywanego składnika chemicznego  $k$ . W przypadku modelowanego zjawiska, wysokie różnice koncentracji składników można zaobserwować; początkowa koncentracja danego składnika (w płynie) jest założona jako zerowa. Ze względu na zaobserwowane niestabilności, wykorzystany został schemat zaproponowany przez Di Rienzo i in. [1]. Zmodyfikowana postać funkcji równowagi dla schematu D2Q9 w LBM została zaprezentowana w postaci następującej:

$$\begin{aligned} \phi_{0,k}^{eq} &= \frac{\rho Y_k}{9} (9 - 5\psi), \\ \phi_{i=1,\dots,4;k}^{eq} &= \frac{\rho Y_k}{9} (\psi + 3\mathbf{e}_i \cdot \mathbf{u}), \\ \phi_{i=5,\dots,9;k}^{eq} &= \frac{\rho Y_k}{36} (\psi + 3\mathbf{e}_i \cdot \mathbf{u}) \end{aligned} \quad (3)$$

modyfikacja dla D3Q15 została wykonana przez autorów:

$$\begin{aligned} \phi_{0,k}^{eq} &= \frac{\rho Y_k}{9} (9 - 7\psi), \\ \phi_{i=1,\dots,6;k}^{eq} &= \frac{\rho Y_k}{9} (\psi + 3\mathbf{e}_i \cdot \mathbf{u}), \\ \phi_{i=7,\dots,15;k}^{eq} &= \frac{\rho Y_k}{72} (\psi + 3\mathbf{e}_i \cdot \mathbf{u}) \end{aligned} \quad (4)$$

gdzie  $\phi_{i,k}^{\text{eq}}$  jest funkcją dystrybucji odpowiadającą elementowi  $k$ , w kierunku  $i$ ,  $\psi = \rho^*/\rho$  odpowiada stosunkowi minimalnej gęstości w całym obszarze do gęstości w danym punkcie.

Di Rienzo i in. [1] także wprowadzili zależność na czas relaksacji  $\tau_k \sim (D_k/\psi)$ , (dla porównania  $\tau_\nu \sim \nu$  natomiast  $\tau_\theta \sim \alpha$ ) gdzie  $D_k$  jest współczynnikiem dyfuzji składnika  $k$ . Ze względu na występowanie zakrzywionego interfejsu na granicy faz płyn-ciało stałe w rozpatrywanej geometrii, schemat brzegowy wyższego rzędu został wykorzystany w rozpatrywanym modelu. Wyczerpujący opis schematu numerycznego z pewnymi obliczeniami dla testowych przypadków został zaprezentowany w [ag]; schemat brzegowy (dla brzegów zakrzywionych) został także rozwinięty dla IEDDF [4]. Dla obu funkcji dystrybucji gęstości oraz energii wewnętrznej na wlocie, nieznanne wartości funkcji rozkładu rozwiązywane są z wykorzystaniem warunku Gradda [2]; natomiast na napływie, nierównowagowe rozwiązanie funkcji dystrybucji zostało przyjęte dla ekstrapolowanych wartości pól uśrednionych (gęstości oraz temperatury),

## 2. Model chemii

Podstawowy model odgazowania użyty w pracy został opisany przez Solomona i in. [6]. W swojej pracy autor wykorzystuje podejście grup funkcyjnych; w związku z tym model ziarna węgla został podzielony na grupy, z których każda odpowiada za emisję danego składnika gazowego oraz części smolistych. Tabela 1 przedstawia zbiór grup wraz z współczynnikami użytymi w równaniach szybkości przemiany odpowiedniego składnika. Równania są podane w formie  $k_k = k_{k,0} \exp(-(E_k/R)/T)$ , gdzie  $E_k$  to stała aktywacji. Pełny zbiór grup oraz produktów jest w podany w [6]. Ilość wytworzonych w czasie  $\delta t$  gazów (z danej grupy funkcyjnej  $k$ ) opisana jest następującym równaniem (jednorodnie rozłożonych na powierzchni),

$$\delta W_k(\text{gaz}) = k_k Y_k(\text{węgiel}) M_k \delta t \quad (5)$$

natomiast ilość wytworzonych składników smolistych opisana jest równaniem wynikającym z sumowania po wszystkich grupach funkcyjnych ilości smoły wytworzonej w każdej z nich:

$$\delta W_k(\text{tar}) = \sum_k (dn_k/dt) Y_k M_{\text{tar}} \delta t \quad (6)$$

gdzie wielkość  $Y_k$  określa udział danej grupy (mającej udział w tworzeniu części smolistych) w określonym ziarnie węgla, natomiast  $dn_k/dt$  jest ściśle powiązane z procesami transportu wewnątrz ziarna węgla.



Tabela 1. Grupy funkcyjne oraz produkty gazowe wraz z równaniem szybkości przemiany

Table 1. Functional groups and gas products with the reaction rate equation

grupa funkcyjna	gaz	równanie szybkości
karboksylowa	CO <sub>2</sub>	$k_1 = 0.81 \cdot 10^{13} \exp(-22500/T)$
	CO <sub>2</sub>	$k_2 = 0.65 \cdot 10^{17} \exp(-33850/T)$
	CO <sub>2</sub>	$k_3 = 0.11 \cdot 10^{16} \exp(-38315/T)$
hydroksylowa	H <sub>2</sub> O	$k_4 = 0.22 \cdot 10^{19} \exp(-30000/T)$
	H <sub>2</sub> O	$k_5 = 0.17 \cdot 10^{14} \exp(-32700/T)$
eterowa	CO	$k_6 = 0.14 \cdot 10^{19} \exp(-40000/T)$
	CO	$k_7 = 0.15 \cdot 10^{16} \exp(-40500/T)$
	CO	$k_8 = 0.20 \cdot 10^{14} \exp(-45500/T)$
	HCN	$k_8 = 0.17 \cdot 10^{14} \exp(-30000/T)$
	HCN	$k_9 = 0.69 \cdot 10^{13} \exp(-42500/T)$
	NH <sub>3</sub>	$k_{10} = 0.12 \cdot 10^{13} \exp(-27300/T)$
metylowa	CH <sub>4</sub>	$k_{11} = 0.84 \cdot 10^{15} \exp(-30000/T)$
	CH <sub>4</sub>	$k_{12} = 0.75 \cdot 10^{14} \exp(-30000/T)$
	CH <sub>4</sub>	$k_{13} = 0.34 \cdot 10^{12} \exp(-40500/T)$
	tar	$k_T = 0.86 \cdot 10^{15} \exp(-27700/T)$

Tabela 2. Współczynniki podstawowych produktów gazowych rozerwania molekuł smoły

Table 2. Coefficients of basic gas products from tar molecules breakage

Skł	$v_j$	Skł	$v_j$
CO	$0.78 \cdot 0.72222$	CO	$0.78 \cdot 0.14222$
H <sub>2</sub>	$0.78 \cdot 0.02222$	H <sub>2</sub>	$0.78 \cdot 0.11334$
tar	-1.0	tar	0.22

Ilość moli każdej grupy w ciele stałym określona jest na podstawie zależności  $m_k = V Y_k(\text{węgiel}) \rho_k / M_k$  gdzie  $\rho_k, M_k$  to gęstość i masa molowa danego składnika gazowego natomiast  $V$  objętość zajmowana przez ciało. Szczegóły dotyczące modelu pirolizy można odnaleźć w [6]. Poza zjawiskami odbywającymi się wewnątrz ziarna węgla (gdzie procesy chemii opisane są powyżej) w opisywanym modelu uwzględnione są jeszcze reakcje rozpadu części smolistych. Dodatkowe reakcje (reakcje homogeniczne) dotyczą rozpadu molekuł smoły na gazy podstawowe (w tym opracowaniu CO, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>) które zachodzą zgodnie z następującą zależnością [9]:

$$dW(\text{tar}) = (\nu_{CO} \text{CO}(g) + \nu_{CO_2} \text{CO}_2(g) + \nu_{CH_4} \text{CH}_4(g) + \nu_{H_2} \text{H}_2(g) + \nu_{\text{tar}_i} \text{tar}_i dt) \quad (7)$$

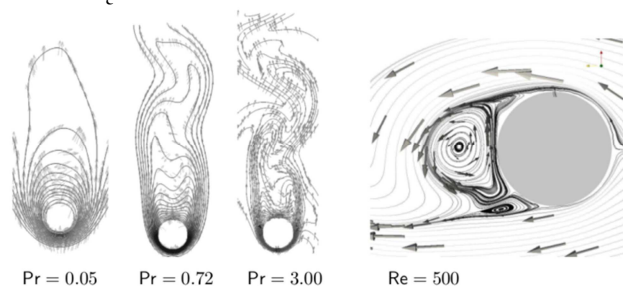
Wartości poszczególnych współczynników zostały podane w tabeli 2, natomiast szybkość reakcji wynosi:

$$\frac{dW}{dt}(\text{tar}) = 1.047 \cdot 10^5 \exp(-11230/T) Y_T \quad (8)$$

gdzie  $Y_T$  określa koncentrację smoły; jak podaje Wurzenberger około 22 % smoły nie ulega przemianom i jest opisane jako  $tar_i$ .

### 3. Wyniki

Rysunek 1 przedstawia wyniki dwóch przypadków testowych opływu pojedynczej przeszkody. Lewy rysunek (kierunek przepływu jest od dołu do górnej części) pokazuje linie stałego ciśnienia dla kilku liczb Prandtla. Jakościowa zgodność z wynikami eksperymentalnymi jest łatwo zauważalna, dokładna analiza jest w trakcie przygotowania [4]. Gradienty pola temperatury na powierzchni od strony wlotu (węzły przeszkody posiadają stałą temperaturę) są coraz większe wraz ze wzrostem liczby Prandtla. Prawa część Rys. 1 przedstawia powiększony element wokół cylindra, gdzie uwidocznił się proces tworzenia się wirów.

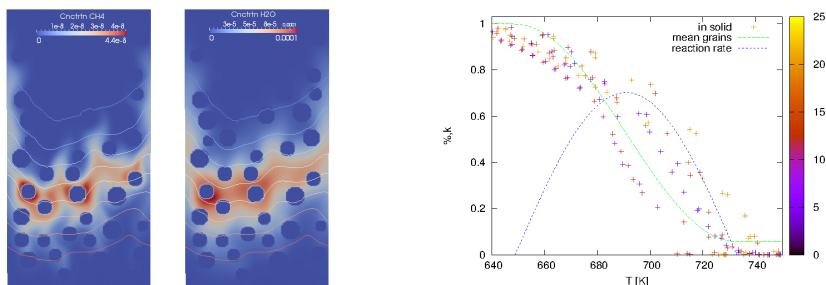


Rys. 1. Przypadki testowe symulacji LBM; po lewej: linie stałej temperatury dla kilku liczb Prandtla, po prawej: linie prądu wraz z wektorami prędkości podczas tworzenia wirów

Fig. 1. LBM benchmark results: the lines of constant temperature for a few Prandtl numbers (left) and the current lines with velocity vector for a few Prandtl numbers during formation of vortices (right)

W przypadku modelowania procesu pirolizy model (Solomona i in. [6]) zaimplementowany w opisywanym narzędziu bazuje na pomysłach grup funkcyjnych dla łańcuchów węglowodorowych. Niestety, opisuje on ewolucję składników chemicznych przez rozwiązywanie równań Arrheniusa dla kolejnych składników chemicznych: dziewięć w przytaczanym modelu  $co$  (w nomenklaturze LBM) oznacza dziewięć dodatkowych funkcji dystrybucji, które (dla 3D) oznaczają znaczący wzrost czasu obliczeniowego. Rysunek 2 (po lewej) pokazuje wynik działania modelu odgazowania w pewnej chwili czasowej w prostym złożu granularnym (o wysokiej porowatości). Rysunek 2 (po prawej) pokazuje w jaki sposób szybkość odgazowania zależy od szybkości nagrzewania poprzez zauważalne przesunięcie wyników; wykres pokazuje uśrednione wyniki w zależności od składnika chemicznego (zielona linia, tutaj metan) wewnątrz objętości ziarna.

Rysunek 3 przedstawia wyniki dla procesu odgazowania pojedynczego ziarna ogrzewanego strumieniem ciepłego płynu, wskutek rozpadu molekuł dochodzi do odgazowania; w modelowaniu zjawiska wykorzystano LBM w 3D przy wykorzystaniu równania 4 opracowanego na podstawie pracy Di Rienzo i in. [1]. Przedstawiony wynik obrazuje w funkcji czasu, zachowanie masy danego składnika chemicznego (opisanego w legendzie) uwalnianego z wnętrza ciała (w pierwszych chwilach czasowych, podano masę grupy funkcyjnej), podczas transportu w płynie oraz całkowitej masy przepływającej przez powierzchnię wylotu przy wykorzystaniu zależności (na strumień masy w punkcie)  $m = \int_t \sum_i \phi_{i,k} \mathbf{e}_i|_y dt$ , gdzie sumowanie odbywa się tylko po składowej  $y$  wektora prędkości siatkowej  $\mathbf{e}_i$ . Otrzymana masa danego składnika jest odniesiona do całkowitej masy ziarna ciała stałego. Rysunek 4 przedstawia wynik odgazowania w 3D w przepływie przez prosty ośrodek porowaty wraz z koncentracją jednego składnika w płynie. Wynik osiągnięto na względnie rzadkiej siatce 50x50x50, co powoduje wahania całkowitej masy: wydaje się, że ilość w płynie jest mniejsza od tej jaka powinna być obserwowana (licząc masę odgazowanego składnika oraz efekt przemiany części smolistych); całkowita masa jaka opuszcza obszar obliczeniowy prezentuje już lepszą zgodność z założeniami. Praca nad pełnym i poprawnym opisem odgazowania dla modelowania 3D są jeszcze w trakcie rozwoju.



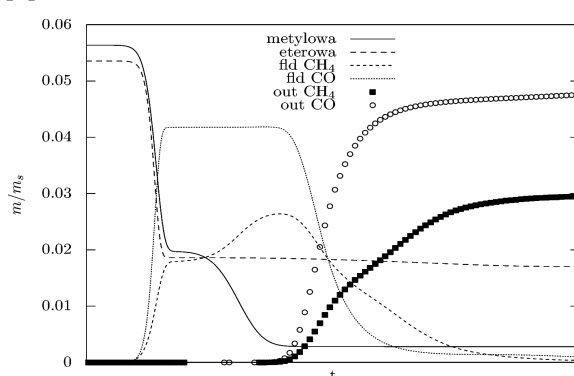
Rys. 2. Wyniki emisji gazów z wnętrza ziaren wskutek ogrzewania (po lewej) oraz stopień odgazowania w zależności od temperatury dla kilkunastu ziaren (po prawej)

Fig. 2. The results of the emission of gases from the interior of the grains as a result of heating (left) and the degree of degasification in dependence on a function of temperature for several grains (to the right)

#### 4. Podsumowanie

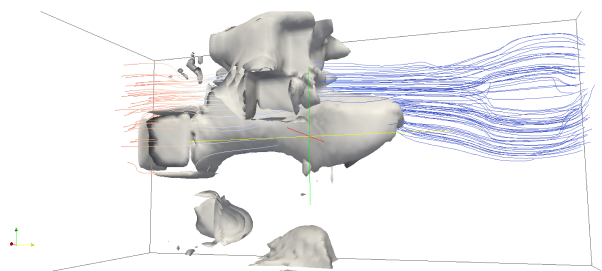
Praca przedstawia zarys metody oraz pewne szczegóły implementacji narzędzie do modelowania zjawisk ciepłno przepływowych wraz z zaimplementowaną chemią w złożu granularnym. Długofalowym celem jest stworzenie narzędzia wspomagającego modelowanie zjawisk odgazowania. W tym celu wykonane zostały obliczenia transportu ciepła oraz masy, natomiast ostatnio emisji składników (zgodnie z modelem odgazowania) w prostej geometrii. Obok wyników z przypad-

ków testowych przedstawione zostały pierwsze (jakościowe) wyniki symulacji odgazowania zbioru ziaren w 3D. Otrzymany wynik pokazuje realne możliwości LBM w modelowaniu zjawisk zachodzących w pewnej reprezentatywnej objętości zasypu (w tym przypadku) węgla. Kolejnym krokiem w osiągnięciu narzędzia zdolnego do modelowania połączonych zjawisk podczas odgazowania będzie przyspieszenie obliczeń w 3D (poprzez uproszczenie chemii oraz zmianę platformy do obliczeń z CPU na GPU) oraz uruchomienie modelu odkształceń plastycznych ziaren [5].



Rys. 3. Stosunek masy gazów produktów odgazowania stałej cząstki w 3D (fld – ilość gazów w płynie, out – ilość gazów która opuściła obszar obliczeniowy)

Fig. 3. Ratio of gas mass of products released in a result of degasification of the 3D solid grain (fld – the amount of gases in a fluid, out – the amount of gases left computational domain)



Rys. 4. Rysunek chwili czasowej symulacji 3D; powierzchnia określa koncentracje  $H_2O$  uwolnionego z kilku ziaren, linie prądu kolorowane są zgodnie z temperaturą płynu

Fig. 4. Time stamp of 3D simulation, isosurface shows concentration of  $H_2O$  released from a few grains, stream lines are coloured in accordance with temperature of the fluid

## Literatura

- [1] Di Rienzo A.F., Asinari P., Chiavazzo E., Prasianakis N.I., Mantzaras J.: Lattice Boltzmann model for reactive flow simulations, *Eur. Phys. Lett.*, 98 (2012) pp. 34001.

- [2] Grucelski A., Pozorski J.: Lattice Boltzmann simulations of flow past an obstacle and in simple porous media, *Comp. Fluids*, 71 (2013) 406-416.
- [3] Grucelski A., Pozorski J.: Lattice Boltzmann simulation of fluid flow in porous media of temperature-affected geometry, *J. Theor. Appl. Mech.*, 50 (2012) 193-214.
- [4] Grucelski A., Pozorski J.: Lattice Boltzmann simulations of heat transfer in flow past a cylinder and in simple porous media, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2014, [in review].
- [5] Han K., Feng Y.T., Owen D.R.J.: Numerical simulations of irregular particle transport in turbulent flows using coupled LBM-DEM, *Comp. Modelling Eng. Sci.* Vol. 18, 2007, pp. 87--100
- [6] [6] Solomon P.R., Hamblen D.G., Carangelo R.M., Serio M.A., Deshpande G.V.: General model of coal devolatilization, *Energy and Fuels*, vol. 4, 1988, pp. 405-422
- [7] Succi S.: *The Lattice Boltzmann Method for Fluid Dynamics and Beyond*, Clarendon Press, Oxford 2001
- [8] Wang J., Wang M., Li Z.: A lattice Boltzmann algorithm for fluid-solid conjugate heat transfer, *Int. J. Thermal Sci.*, vol. 46, 2007, pp. 228—234
- [9] Wurzenberger J.C., Wallner S., Raupenstrauch H., Khinast J.G.: Thermal conversion of biomass: Comprehensive reactor and particle modeling, *AIChE Journal*, vol. 48, 2002, pp. 2398-2411

## LATTICE BOLTZMANN METHOD FOR THERMOMECHANICS OF FLUID FLOW WITH CHEMICAL REACTIONS

### Summary

A detailed description of thermomechanics of fluid flow through porous media with a release of chemical compounds from grains of solid fuel particles (biomass, coal, etc.) is presented together with first simulation results of a simplified model for degasification process. After the basic tests for fluid flow and heat transport, additional distribution functions are implemented to model the evolution of both emission and transport of chemical components. The concentration of chemical components (as a result of the simulation) is determined as a result of simple reactions shows good agreement with other numerical methods. A simulation of the pyrolysis process with the use of a simple reference model of coal degasification, gives first quantitative results along with a notable increase of computational cost. For higher accuracy and reduction of the computational complexity we plan to use a simplified description of the chemical kinetics of the phenomenon of degasification of solid fuel particles (solid geometry). In the article we account here for fluid flow with heat transfer through reactive granular media at the level of a representative element of volume (REV) including also mechanical interactions of solid grains due to their thermal expansion.

**Keywords:** LBM, thermomechanics, degasification modeling, representative element of volume

DOI: 10.7862/rm.2014.39

*Otrzymano/received:* 25.05.2014

*Zaakceptowano/accepted:* 28.06.2014

Ryszard KANTOR<sup>1</sup>

## MODELOWANIE HYBRYDOWEGO OBIEGU CHŁODNICZEGO PRZY WYKORZYSTANIU PROGRAMU LABVIEW

W Instytucie Inżynierii Ciepłej i Procesowej Politechniki Krakowskiej zaprojektowano i zbudowano prototypowy kaskadowy adsorpcyjno-sprężarkowy system ziębiczny. Pierwszym stopniem kaskady jest urządzenie adsorpcyjne zasilane energią cieplną z kolektorów słonecznych, działające w okresie letnim jako układ chłodniczy, odprowadzający ciepło ze skraplacza drugiego stopnia kaskady - sprężarkowego układu ziębicznego z CO<sub>2</sub> jako czynnikiem chłodniczym. Do symulacji systemu przygotowany został dedykowany program tworzony z wykorzystaniem graficznego języka programowania w środowisku LabView. Aplikacja uwzględnia jednowymiarowe dynamiczne zmiany parametrów systemu jako całości oraz poszczególnych jego modułów. Rozwiązywane są równania bilansu ilości substancji (masy) oraz bilansu energii. System zawiera cztery typy modułów: a) źródła ciepła i/lub masy, do których należą m. in. kolektor słoneczny, wyparna wieża chłodnicza, komora chłodnicza; b) elementy inercyjne i wymienniki; c) układy napędowe ( m. in. urządzenie adsorpcyjne); d) urządzenia sterujące (np. zawory). W algorytmie obliczeniowym każdy moduł systemu zdefiniowany jest jako podprogram o określonych funkcjach przejścia oraz liczbie wejść i wyjść. Każdy moduł zasadniczo opisany jest przez dwa równania podstawowe – równanie energii i równanie ciągłości – oraz równania uzupełniające, odpowiednie dla poszczególnych elementów systemu. Dla zobrazowania działania programu pokazano przykładowy wykres zmian temperatury wody w zbiorniku jako odpowiedź na skokową zmianę gęstości strumienia promieniowania słonecznego działającego na absorber kolektorów słonecznych.

**Słowa kluczowe:** symulacja jednowymiarowa, bilans energii, kaskada chłodnicza,

### 1. Koncepcja systemu adsorpcyjno-sprężarkowego

Na rysunku 1 pokazano schemat ideowy adsorpcyjno-sprężarkowego urządzenia kaskadowego, którego konstrukcję i zasadę działania szerzej opisano w publikacjach [1, 2]. Pierwszym stopniem kaskady jest urządzenie adsorpcyjne (3) zasilane energią cieplną z kolektorów słonecznych (1) za pośrednictwem

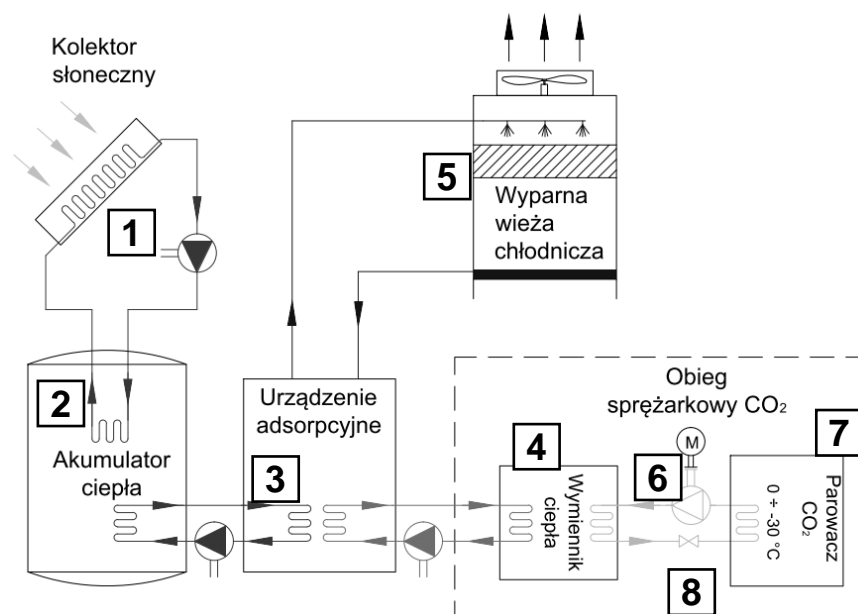
---

<sup>1</sup> Autor do korespondencji: Ryszard Kantor, Politechnika Krakowska, ul. Warszawska 24, 31-155 Kraków, 12 628 35 85, rkantor@mech.pk.edu.pl.

akumulatora ciepła (2), drugim zaś jest sprężarkowy system ziębniczy oparty na obiegu  $\text{CO}_2$ . Ciepło skraplania czynnika w obiegu drugiego stopnia odbierane jest przez obieg wody zimnej systemu adsorpcyjnego pierwszego stopnia za pośrednictwem wymiennika ciepła (4).

Kolektory słoneczne są głównym źródłem ciepła zasilającego urządzenie adsorpcyjne. Ze względu na ich nierównomierną pracę oraz cykle dobowe i roczne, układ, szczególnie w komercyjnych zastosowaniach, wymaga dodatkowego pomocniczego źródła ciepła, którym może być np. energia odpadowa z procesów przemysłowych lub ciepło z układów kogeneracyjnych. Istotną zaletą urządzeń adsorpcyjnych jest możliwość alternatywnej pracy, poprzez rekonfigurację układów hydraulicznych z wykorzystaniem najczęściej zaworów trójdrożnych. W okresie letnim mogą pracować jako układy chłodnicze, w okresie zimowym zaś jako układy grzewcze. Urządzenia adsorpcyjne działają wtedy jak pompy ciepła pobierające ciepło z otoczenia, np. za pośrednictwem wieży wyparnej (5).

Skrapłacz  $\text{CO}_2$  w zimnych okresach roku może być chłodzony powietrzem atmosferycznym, np. z wykorzystaniem wieży wyparnej (5) lub chłodnic wentylatorowych. W takiej konfiguracji urządzenie adsorpcyjne oraz układ solarny mogą działać niezależnie od układu ziębniczego.



Rys. 1. Schemat systemu: 1 – kolektor słoneczny, 2 – akumulator ciepła, 3 – urządzenie adsorpcyjne, 4 – wymiennik ciepła

Fig. 1. The diagram of the system: 1 – solar collector, 2 – heat accumulator, 3 – adsorption chiller, 4 – heat exchanger

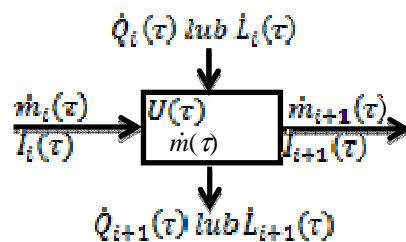
## 2. Modelowanie dynamiczne systemu

### 2.1. Identyfikacja modułów systemu

Modelowany system zawiera zasadniczo cztery typy modułów:

- A - źródła ciepła i/lub masy, do których należą (według rysunku Rys. 1): kolektor słoneczny, wyparna wieża chłodnicza, komora chłodnicza,
- B - elementy inercyjne i wymienniki: akumulator ciepła, zbiornik wodny, wymiennik ciepła pomiędzy dolnym i górnym stopniem kaskady.
- C - układy napędowe: urządzenie adsorpcyjne, sprężarki,
- D - urządzenia sterujące, zawór rozprężny.

W algorytmie obliczeniowym typowy moduł systemu jest zdefiniowany jako programowy blok o określonych funkcjach przejścia i strumieniach wielkości wchodzących i wychodzących z bloku (Rys. 2).



Rys. 2. Pojedynczy typowy moduł algorytmu obliczeniowego

Fig. 2. The single typical module of computational algorithm

Każdy moduł zasadniczo opisany jest przez dwa równania - równanie ciągłości (1) i równanie energii (2). Dla każdej chwili czasowej prawdziwe są równania

$$\frac{dm_{i+1}}{d\tau} = \frac{dm}{d\tau} + \frac{dm_i}{d\tau} \quad (1)$$

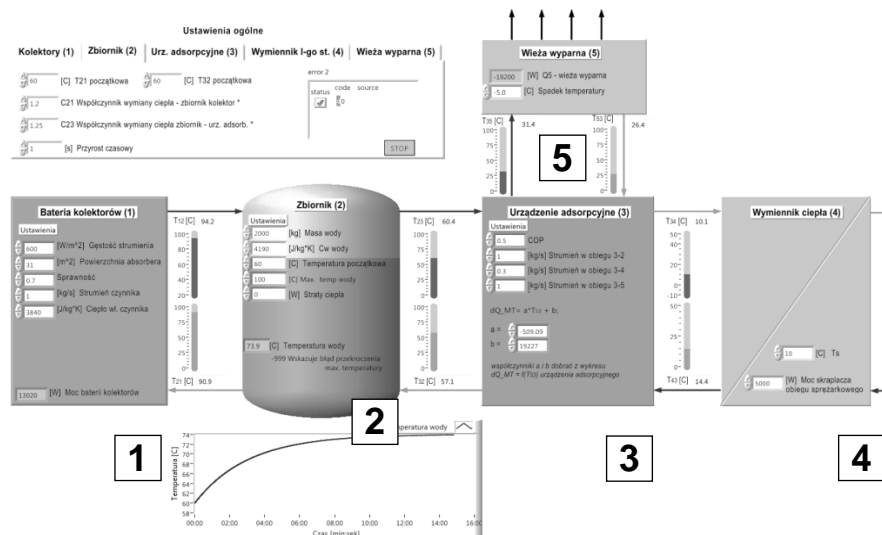
oraz

$$\frac{dl_{i+1}}{d\tau} + \frac{dQ_{i+1}}{d\tau} \left( \text{lub } \frac{dL_{i+1}}{d\tau} \right) = \frac{dl_i}{d\tau} + \frac{dQ_i}{d\tau} \left( \text{lub } \frac{dL_i}{d\tau} \right) + \frac{dU}{d\tau} \quad (2)$$

### 2.2. Program symulacyjny

Do symulacji działania systemu przygotowano aplikację zaprogramowaną w środowisku LabWiew [5] (rys. 3). Modelowanie obejmuje większość modułów systemu zdefiniowanych w p. 2.1.





Rys. 3: Panel czołowy programu symulacyjnego

Fig. 3. Front panel of the simulation program

### 2.3. Akumulator ciepła - zbiornik (2)

Format niniejszej publikacji nie pozwala na zaprezentowanie algorytmów obliczeniowych kompletnego modułu, stąd bardziej szczegółowo opisano jedynie dwa z nich, kluczowe dla działania systemu. Jednym z nich jest akumulator ciepła - zbiornik (2), którego panel czołowy pokazano na rysunku 4. Zbiornik (2) pełni rolę wymiennika ciepła z możliwością akumulacji ciepła w wodzie. Składa się z dwóch obiegów czynnika grzewczego: obiegu solarnego o strumieniu  $\dot{m}_{1-2}$  oraz obiegu połączonego z górnym źródłem ciepła HT układu adsorpcyjnego o strumieniu  $\dot{m}_{2-3}$ . Ciepło przekazywane jest za pośrednictwem cieczy wewnątrz zbiornika, która pełni rolę akumulatora ciepła. Stąd podstawowym równaniem opisującym moduł jest bilans energii:

$$\dot{I}_{12} - \dot{I}_{21} = \dot{I}_{23} - \dot{I}_{32} + \frac{dU}{dt} + \dot{Q}_1 \quad (3)$$

gdzie:

$\dot{I}_{12}$  – entalpia czynnika w obiegu solarnym, na wlocie do zbiornika,

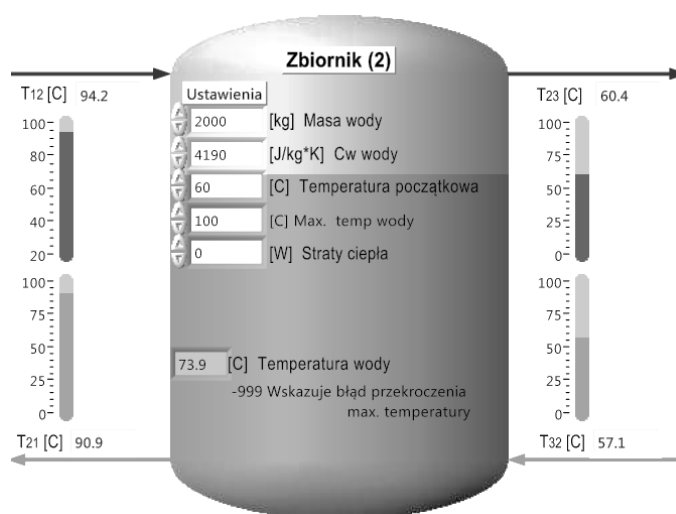
$\dot{I}_{21}$  – entalpia czynnika w obiegu solarnym, na wlocie do kolektorów,

$\dot{I}_{23}$  – entalpia czynnika w obiegu z górnym źródłem ciepła HT, na wlocie do zbiornika,

$\dot{I}_{32}$  – entalpia czynnika w obiegu z górnym źródłem ciepła HT, na wylocie ze zbiornika.

$\frac{dU}{dt}$  – zmiana energii wewnętrznej cieczy w zbiorniku,

$\dot{Q}_1$  – straty energii w zbiorniku.



Rys. 4: Panel czołowy modułu akumulatora ciepła - zbiornika (2)

Fig. 4. Front panel of the heat accumulator module of a tank (2)

Dla domknięcia układu równań wykorzystano zależność wymiany ciepła w zbiornikach ogrzewanych cieczą płynącą w wężownicy [3]:

$$\frac{T_w - T_{22}}{T_w - T_{21}} = C \quad (4)$$

gdzie:

$$C = \frac{k \cdot A}{\dot{m} \cdot c_w} \quad (5)$$

$T_w$  – temperatura cieczy w zbiorniku,

$T_{12}, T_2$  – temperatura na wlocie i temperatura na wylocie wężownicy,

$k$  – współczynnik przenikania ciepła materiału wężownicy,

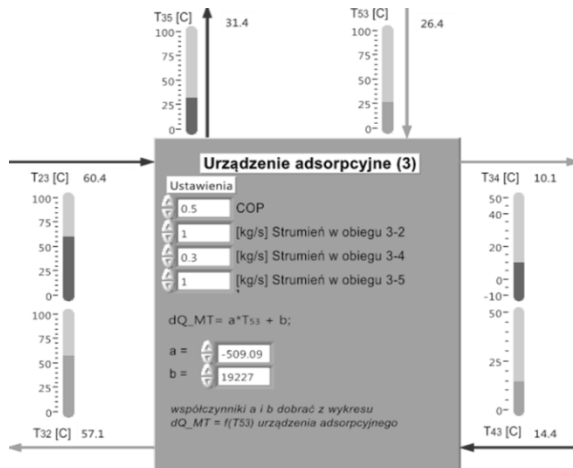
$A$  – pole powierzchni wężownicy,

$c_w$  – ciepło właściwe.

Analogiczne równanie wykorzystano dla wymiany ciepła w obiegu HT, co pozwala na domknięcie układu równań w bilansie energii modułu zbiornika (2).

## 2.4. Urządzenie adsorpcyjne (3)

Drugim istotnym modułem programu jest urządzenie adsorpcyjne (3), którego panel czołowy pokazano na rysunku 5.



Rys. 5: Panel czołowy modułu urządzenia adsorpcyjnego (3)

Fig. 5. Front panel of the adsorption chiller module (3)

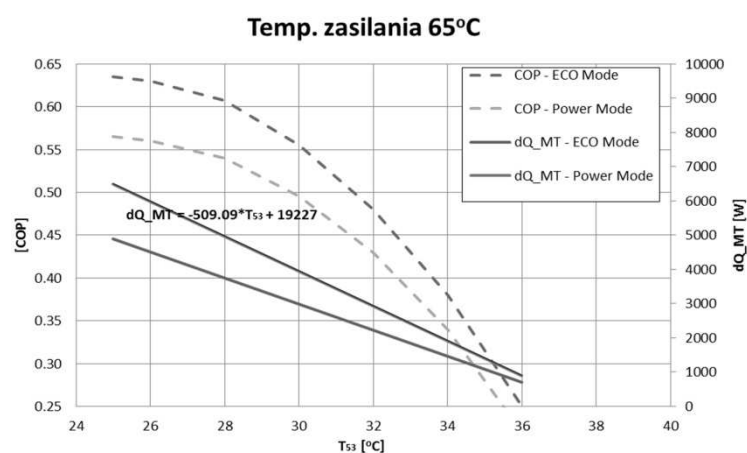
Urządzenie adsorpcyjne zawiera w sobie trzy obiegi cieczy oraz pełni rolę wymiennika ciepła z możliwością akumulacji ciepła. Składa się z trzech obiegów czynnika grzewczego: obiegu LT o strumieniu  $\dot{m}_{3-4}$  połączonego z wymiennikiem ciepła (4), obiegu HT połączonego ze zbiornikiem (2) o strumieniu  $\dot{m}_{2-3}$  oraz obiegu MT połączonego z wieżą wyparną (5) o strumieniu  $\dot{m}_{3-5}$ . Ze względu na zróżnicowany i skomplikowany algorytm sterowania pracą urządzenia adsorpcyjnego przyjęto pewne uproszczenia, polegające na możliwości zadania współczynnika COP, strumienia cieczy we wszystkich trzech obiegach urządzenia, przyjęcia modelu modułu jako układu przepływowego a także możliwość skalibrowania funkcji  $dQ_{MT} = f(T_{53})$ , stanowiącej równanie uzupełniające. Wartość  $dQ_{MT}$  jest różnicą entalpii cieczy w obiegu MT. Ze względu na powyższe uwarunkowania podstawowym równaniem opisującym moduł jest bilans energii

$$\dot{I}_{23} + \dot{I}_{53} + \dot{I}_{43} = \dot{I}_{32} + \dot{I}_{35} + \dot{I}_{34} \quad (6)$$

Dodatkowe równania domykające układ równań wykorzystują zależności podane przez producenta urządzenia. Pierwsze równanie jest określone przez współczynnik COP dla obiegów sorpcyjnych.

$$\text{COP} = \frac{\Delta i_{3-4}}{\Delta i_{2-3}} = \frac{i_{43} - i_{34}}{i_{23} - i_{32}} \quad (7)$$

Drugim równaniem uzupełniającym jest funkcja  $dQ_{MT} = f(T_{53})$ , indywidualna dla każdego urządzenia adsorpcyjnego. Przykładowa funkcja pokazana na wykresie (rys. 6) wykonana jest na podstawie danych producenta [4] urządzenia adsorpcyjnego Sortech ACS 08.

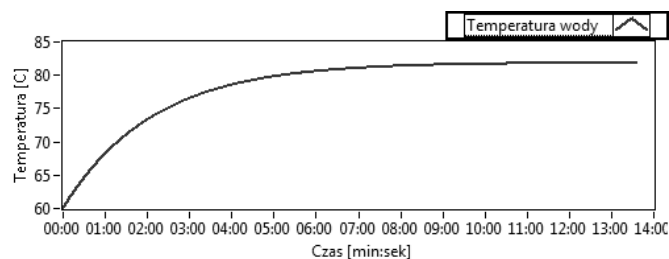


Rys. 6: COP oraz strumień ciepła  $dQ_{MT}$  w obiegu MT w funkcji temperatury wlotu  $T_{53}$

Fig. 6. COP and the heat flux  $dQ_{MT}$  in MT cycle related to the inlet temperature  $T_{53}$

### 3. Podsumowanie

Wykonanie symulacji określonego przypadku wymaga przygotowania i wpisania danych materiałowych i warunków brzegowych dla każdego modułu programu. Program ma możliwość rejestracji zmian temperatury płynu w zbiorniku na wykresie czasowym. Przykładowy wykres wzrostu temperatury w zbiorniku po włączeniu ogrzewania z kolektorów pokazano na rysunku 7.



Rys. 7: Wykres zmian w czasie temperatury wody w zbiorniku (2)

Fig. 7. The diagram of the temperature change versus time in the tank (2)

## Literatura

- [1] Cyklis P., Górski B., Kantor R., Ryncarz T.: Hybrydowe sorpcyjno-sprężarkowe systemy ziębnicze : Część I - Koncepcja systemu hybrydowego, Technika Chłodnicza Klimatyzacyjna, 19 (2012) 264-268.
- [2] Cyklis P., Górski B., Kantor R., Ryncarz T.: Hybrydowe sorpcyjno-sprężarkowe systemy ziębnicze: Część II – Realizacja systemu hybrydowego, Technika Chłodnicza Klimatyzacyjna, 19 (2012) 322-331.
- [3] Hobler T.: Ruch ciepła i wymienniki, WNT, Warszawa 1971.
- [4] SorTech Adsorption Chiller Design Manual ACS 08/ACS 15.
- [5] <http://www.ni.com/labview/>.

## MODELING OF THE HYBRID REFRIGERATION CYCLE BY USING THE LABVIEW PROGRAM

### Summary

In the Institute of Thermal and Process Engineering at Cracow University of Technology prototype of cascade adsorption-compression refrigeration system has been designed and assembled. The first stage component of the cascade is the adsorption system fed by the heat generated by the solar collectors, which during summer period work as a refrigeration system rejecting the heat from the condenser of the second stage of compressor refrigeration system with CO<sub>2</sub> as the cooling agent. A dedicated program has been made in LabView software environment using the graphic program language. The program is able to simulate one-dimensional dynamic changes of the system parameters as a whole and also its individual modules. The algorithm of the program is based on balance of mass continuity and energy balance equations. The system consists of four types of modules: a) heat and/or mass sources, e.g. solar collectors, cooling towers, cooling chambers b) inertial components and heat exchangers, c) driving systems (e.g. adsorption system), d) control elements (e.g. valves). Each module of the computational algorithm is defined as a numerical sub-program with specified transformation functions and definite number of inputs and outputs. Each module is defined with generally two basic equations of continuity and energy and supplementary equations, appropriate to each module of the system elements. An example of the program operation a diagram of temperature of water in the tank as a response to step change of the flux density of solar radiation acting on the adsorber of solar collectors are presented.

**Keywords:** one-dimensional simulation, energy balance, cooling cascade

DOI: 10.7862/rm.2014.40

*Otrzymano/received: 25.05.2014*

*Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014*

Ryszard KANTOR<sup>1</sup>  
Mateusz MAJOCH<sup>2</sup>

## NUMERYCZNE WYZNACZANIE STOPNIA ZMIESZANIA WODY I KAOLINU W MIESZALNIKU STATYCZNYM

Jednym z elementów przemysłowego procesu oczyszczania wody lub ścieków jest flokulacja, jako proces tworzenia agregatów z cząstek fazy stałej, będącej wynikiem oddziaływania i wiązania powierzchni agregatów za pośrednictwem zaadsorbowanego na nich związku polimerowego. Powstałe ciężkie i porowate agregaty zwane flokułami zaczynają poddawać się siłom grawitacji i są łatwe w filtracji. Proces flokulacji jest inicjowany przez wprowadzenie cząstek stałych, np. kaolinu, które powinny być rozprowadzone równomiernie w fazie ciekłej. Przy zastosowaniu mieszalnika statycznego są one wprowadzane do rurociągu instalacji wodnej lub ściekowej bezpośrednio przed mieszalnikiem. Konstrukcja mieszalnika ma zapewnić pełne i równomierne zmieszanie cząstek stałych z cieczą. W niniejszej pracy pokazano numeryczne wyznaczenie stopnia zmieszania wody i kaolinu w mieszalniku statycznym za pomocą CFD oraz ocenę jego działania w kontekście skuteczności mieszania oraz zdatności w warunkach przemysłowych. Symulacja nieustalonego procesu mieszania pozwala zamodelować zachowanie się cząstek fazy stałej na całej długości mieszalnika i w efekcie daje możliwość określenia optymalnych wymiarów mieszalnika, takich jak m. in. jego długość oraz ilość przegród zaburzających. Mieszalnik ten może być wykorzystywany m. in. we wstępnych fazach oczyszczania ścieków albo w procesach produkcji zawiesin.

**Słowa kluczowe:** flokulacja, zawiesiny, mieszanie, przepływ dwufazowy, symulacja CFD, optymalizacja

### 1. Wstęp

Mieszanie jest jednym z najważniejszych procesów zachodzących w przemyśle chemicznym, wykorzystywanym m. in. w procesie flokulacji [6]. Mieszanie może zachodzić w sposób samorzutny, lub wymuszony po doprowadzeniu do układu energii mechanicznej w urządzeniach zwanych mieszalnikami.

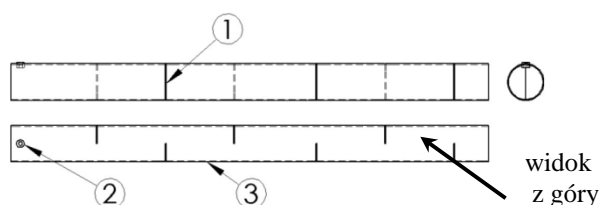
<sup>1</sup> Autor do korespondencji: Ryszard Kantor, Politechnika Krakowska, ul. Warszawska 24, 31-155 Kraków, 12 628 35 85, rkantor@mech.pk.edu.pl.

<sup>2</sup> Mateusz Majoch, FAKRO PP Sp. z o.o., ul. Węgierska 144a, 33-300 Nowy Sącz, mateuszmajochns@gmail.com.

Obecnie istnieje wiele odmian konstrukcyjnych mieszalników. Do najbardziej rozpowszechnionych należą mieszalniki przepływowe, powszechnie zwane mieszalnikami statycznymi, ze względu na brak ruchomych elementów. Proces mieszania w mieszalnikach statycznych polega na zaburzeniu przepływu mieszaniny poprzez zmiany jego kierunku, prędkości oraz generację wirów burzliwych. Wadą mieszalników statycznych są często znaczące opory przepływu, stąd istnieje zapotrzebowanie na optymalizację ich konstrukcji w kierunku zmniejszenia spadków ciśnienia podczas przepływu płynu przez mieszalnik. Modelowanie CFD znacząco skraca i upraszcza proces projektowania i optymalizacji konstrukcji mieszalnika.

W niniejszej pracy zaprezentowano symulację CFD ustaloną i nieustaloną procesu mieszania ziaren kaolinu z wodą w mieszalniku statycznym pokazanym na rysunku Rys. 1, wykorzystywanym w m. in. procesach flokulacji. Do symulacji przyjęto następujące założenia [4]:

- mieszalnik w kształcie zasadniczo rury z odpowiednio rozmieszczonymi i ukształtowanymi przegrodami połówkowymi z linią w układzie pionowym,
- średnica wewnętrzna ( $d$ ) mieszalnika 36 mm,
- długości strefy mieszania mieszalnika 0,5 m,
- odległość pomiędzy przegrodami połówkowymi jest równa  $2d$ ,
- udział masowy kaolinu w wodzie: 0.005,
- materiał mieszalnika: PCV, wysokość chropowatości 0,007 mm.



Rys. 1. Budowa mieszalnika: 1 - przegroda, 2 – króciec wlotowy kaolinu, 3 – korpus

Fig. 1. Design of the mixer: 1 - baffle, 2 – inlet tap of kaolin, 3 – body

Celem analizy i eksperymentu numerycznego jest ocena stopnia zmieszania kaolinu z wodą w poszczególnych sektorach mieszalnika oraz uzyskanie danych do optymalizacji kształtu i wielkości mieszalnika, w szczególności wielkości i ilości komór dzielonych przegrodami.

## 2. Modelowanie CFD procesu mieszania

W wykorzystywanym środowisku obliczeniowym ANSYS Fluent dostępnych jest kilka modeli symulacji przepływów wielofazowych, modele [1]: Volume of Fluid (VoF), Mixture, Eulerian - Granular Multiphase Model oraz model Discrete Phase Modeling (DPM). Szczegółowa analiza [4] przydatności

wymienionych modeli do symulacji zjawiska mieszania kaolinu z wodą pokazuje, że modele DPM oraz Eulerian jako najbardziej złożone, pozwalają na uwzględnienie w symulacji większości rzeczywistych zjawisk i procesów zachodzących podczas mieszania fazy stałej z fazą rozproszoną.

W modelu DPM dla fazy ciągłej są rozwiązywane równania zachowania wykorzystujące zmienne Eulera. Faza rozproszona jest natomiast potraktowana jako zestaw pojedynczych cząstek opisanych zmiennymi Lagrange'a. Ma to pozytywne konsekwencje w postaci bogatej możliwości modelowania dystrybucji wielkości cząstek [3], a negatywne np. w braku możliwości bezpośredniej oceny udziału fazy rozproszonej w fazie ciągłej. Model DPM pozwala np. śledzić trajektorię cząsteczek płynu.

Model Eulerian wykorzystuje zmienne Eulera do modelowania wszystkich faz. Pozwala jednocześnie na potraktowanie fazy rozproszonej jako strumienia granulowanych cząstek o jednakowej wielkości (średnicy).

Z racji tego, że badany układ stanowi mieszaninę cieczy i rozproszonych cząstek ciała stałego, czyli wody i kaolinu, przy określonym udziale masowym (objętościowym), do symulacji zastosowany został model Eulerian.

## 2.1. Dobór metody badawczej

Celem niniejszej pracy jest wyznaczenie wartości stopnia zmieszania w komorach mieszalnika, którą określić można dzięki statystycznym metodom zaproponowanym przez Hixsona i Tenneya [2,5]. Stopień zmieszania jest rozpatrywany w komorach pomiarowych od I do V, pokazanych na rysunku Rys. 2. Dla każdej komory wyznaczono dziewięć punktów pomiarowych, w których rejestrowane jest stężenie kaolinu.



Rys. 2: Sektory pomiarowe mieszalnika

Fig. 2. Measuring zones of the mixer

Symulację przepływu ustalonego wykorzystano dla dobrania prawidłowych parametrów siatki obliczeniowej i modelu numerycznego przepływu.





Rys. 3: Linie prądu według symulacji przepływu ustalonego

Fig. 3. Streamlines of the steady-state flow simulation

Dla określenia stopnia zmieszania oraz czasu niezbędnego do pełnego zmieszania wykonano symulacje nieustalonego procesu mieszania. Takie podejście, w porównaniu do symulacji procesu ustalonego, pozwala uzyskać znacznie więcej informacji o procesie. Można np. obserwować zmiany rozkładu rozproszony fazy stałej na całej długości mieszalnika, a także określić minimalny czas mieszania. Krok czasowy przyjęty do obliczeń wynosi 0,001 s. Symulacje przeprowadzono dla dziesięciu sekund odliczanych od początku wprowadzania kaolinu do mieszalnika. W toku obliczeń wykazano, że przyjęty czas obliczeniowy jest wystarczający dla wyrównania i ustabilizowania procesu mieszania na całej długości mieszalnika. Wybrane istotne dane wejściowe i warunki brzegowe dla symulacji podano poniżej:

- Parametry kaolinu (faza dyskretna): - gęstość 2600 kg/m<sup>3</sup>, lepkość zastępcza 1,72·10<sup>-5</sup> kg·s/m, średnica ziarna 1,0·10<sup>-6</sup> m, zagęszczenie 0,67.
- Warunki brzegowe dla wlotu wody: strumień masy 0,1134 kg/s, średnica hydrauliczna 0,036 m, intensywność turbulencji 5,67 %,
- Warunki brzegowe dla wlotu kaolinu: - strumień masy 0,0005682 kg/s,
- Ściany: chropowatości 0,007 mm, interakcja ściany i kaolinu – odbicie.

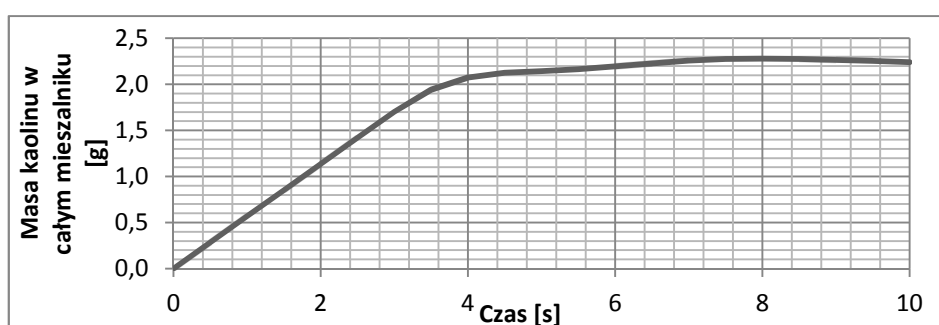
Objętościowy stopień zmieszania  $\Theta$  w każdym punkcie pomiarowym oblicza się wg formuły:

$$\Theta = \frac{v_k}{v_k + v_w} \quad (3)$$

gdzie:  $V_k$  – objętość kaolinu,  $V_w$  – objętość wody.

Dla układu kaolin-woda o podanych parametrach, obliczeniowy stopień zmieszania w stanie ustalonym  $\Theta = 0,19$  [%].

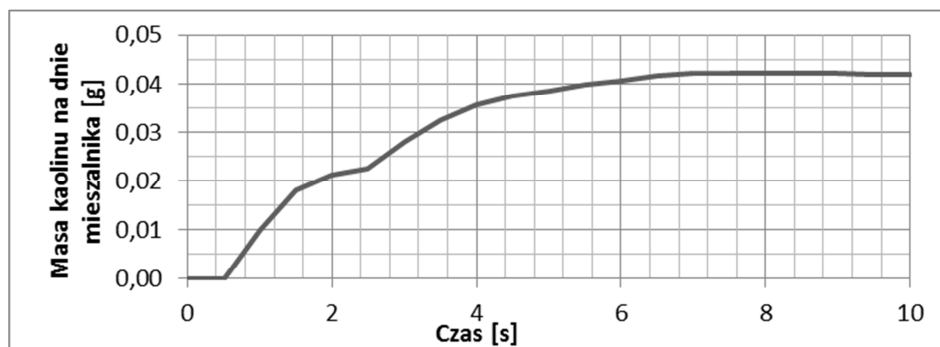
Zawartość kaolinu w mieszalniku wzrasta wprost proporcjonalnie przez okres około 3,5 sekundy od inicjacji jego podawania do mieszalnika, co określić można jako czas mieszania. Wykres zawartości masowej kaolinu w mieszalniku pokazano na wykresie Rys. 4.



Rys. 4: Masa kaolinu w mieszalniku w funkcji czasu od początku jego podawania

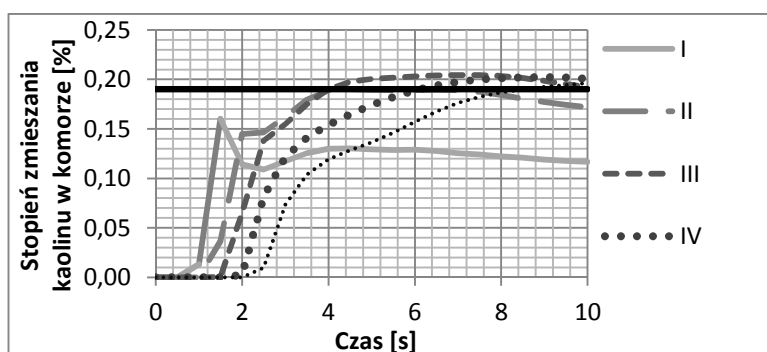
Fig. 4. The mass of kaolin in the mixer as a function of the time from the start of its supply

Lekki wzrost masy kaolinu, wynoszący średnio 0,05 g/s dla czasu powyżej 4 sekund świadczy o osadzeniu się pewnej ilości kaolinu w mieszalniku, co pokazano na rysunku Rys. 5. Ma to związek z jego gęstością, która jest prawie 2,6 razy większa od gęstości wody, efektem czego jest osadzanie się części ziaren na dnie mieszalnika. Zawartość kaolinu na dnie mieszalnika po upływie 10 sekund od rozpoczęcia mieszania wynosi około 0,04 g, co dla danej chwili czasowej wynosi ponad 1,8 % zawartości kaolinu w całym mieszalniku. Wyznaczony numerycznie stopień zmieszania kaolinu i wody w komorach w funkcji czasu pokazano na wykresie Rys. 6. Dane dla wartości I odpowiadają stopniowi zmieszania uzyskanemu w komorze I, pomiędzy pierwszą a drugą przegrodą. Kolejne numery krzywych na wykresie odpowiadają poszczególnym numerom komór. Uśredniając wyniki dla czasu z przedziału od 4 do 10 sekund uzyskano następujące wartości stopnia zmieszania: komora I – 0,125 %, komora II – 0,185 %, komora III – 0,200 %, komora IV – 0,190 %, komora V – 0,167 %. Wymagany i zadowalający poziom stopnia zmieszania dla przepływu ustalonego uzyskuje się już w komorze II, w której średni stopień zmieszania wynosi 0,185 %.



Rys. 5: Masa kaolinu na dnie mieszalnika w funkcji czasu od początku jego podawania

Fig. 5. The mass of kaolin in the mixer bottom as a function of the time from the start of its supply

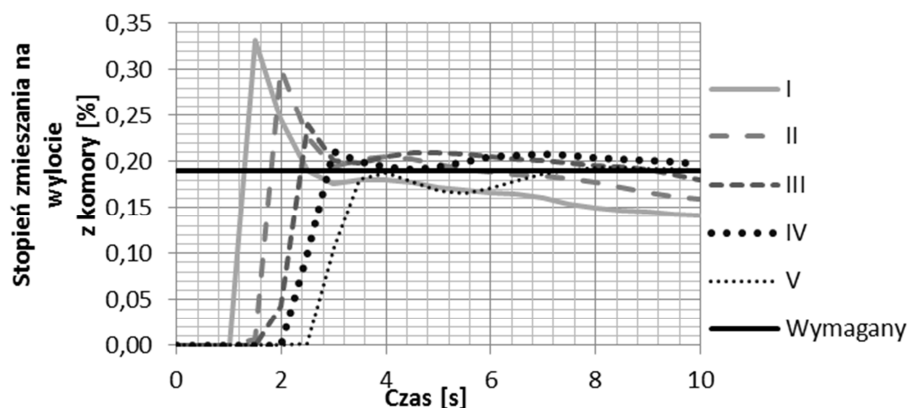


Rys. 6: Stopień zmieszania kaolinu w komorach

Fig. 6. The degree of mixing of kaolin in chambers

Ze względu na znacząco inną prędkość przepływu mieszaniny przez przewężenia na przegrodach (wyloty z komór) można spodziewać się nieco innego rozkładu zawartości kaolinu w wodzie. Na rysunku Rys. 7 przedstawiono stopień zmieszania kaolinu w obszarze przegród - na wylotach poszczególnych komór. Dane dla wartości I odpowiadają stopniowi zmieszania na wylocie z komory I, dla II – stopień zmieszania na wylocie z komory II, itd.

Wyniki uzyskane dla stopnia zmieszania na wylotach z komór są zbliżone do wyników uzyskanych dla komór. Zadowolający wynik stopnia zmieszania uzyskuje się na wylocie komory drugiej, dla którego średni wynik dla czasu ustalonego wynosi 0,183 %. Na wylocie komory trzeciej stopień zmieszania wynosi 0,199 %, czwartej 0,201 %, natomiast dla ostatniej 0,184 %.



Rys. 7: Stopień zmieszania kaolinu na przegrodach - wylotach z komór

Fig. 7. The degree of mixing of kaolin on baffles - outlets from chambers

### 3. Wnioski

Analiza wyników symulacji procesu mieszania wody i drobin kaolinu pozwala osiągnąć kilka celów optymalizacyjnych. Mieszalnik według aktualnej konstrukcji spełnia założone wymagania projektowe, jednak wyniki symulacji pokazują, że bardzo dobry stopień zmieszania uzyskuje się już na poziomie drugiej komory, co pokazuje potencjał do zmniejszenia wielkości konstrukcji bez obniżenia jakości mieszania. Dodatkową korzyścią zmniejszenia ilości komór jest znaczące obniżenie oporów przepływu cieczy i strat ciśnienia przy przepływie przez mieszalnik. Proponowana optymalizacja konstrukcji powinna obejmować także różne warianty wielkości i kształtu przegród, przy czym funkcjami celu są w tym wypadku minimalizacja spadku ciśnienia i maksymalizacja stopnia zmieszania.

### Literatura

- [1] ANSYS FLUENT Documentation.
- [2] Drew T. B., Hoopé J. W.: Advances in chemical engineering, vol. 2, Academic Press Inc., New York 1958.
- [3] Kantor R.: Analiza oddziaływania odolejacza sprężarki wyporowej w instalacji w warunkach przepływu ustalonego i pulsującego za pomocą CFD, Praca Doktorska, Politechnika Krakowska, Kraków 2004.
- [4] Majoch M.: Wyznaczenie stopnia zmieszania wody i kaolinu w mieszalniku dynamicznym za pomocą CFD, praca magisterska, Politechnika Krakowska, Kraków 2012.
- [5] Stręć F.: Mieszanie i Mieszalniki, WNT, Warszawa 1971.

- [6] Wójtowicz R., Szatko W.: Identyfikacja procesu powstawania fokuł w reaktorze, Inż. Ap. Chem., 51 (2012) 404-405.

## NUMERICAL DETERMINATION OF THE DEGREE OF MIXING OF WATER AND KAOLIN IN THE STATIC MIXER

### Summary

Flocculation is one of industrial processes, being part of the process of water treatment. It is the process of formation of aggregates of solid particles, which are results of the binding interactions between aggregates through the adsorbed polymeric compound thereon. The resulting heavy and porous aggregates called flocules, begin to succumb to the force of gravity and are easy to filter. Flocculation process is initiated by the introduction of particles such as kaolin, which should be evenly distributed in the liquid phase. In the static mixer solid particles are introduced into the water or sewage directly before the mixer. The aim of the mixer is to ensure uniform distribution of solids particles within the liquid phase. In the present paper, the CFD simulations of the degree of mixing of water and kaolin in a static mixer and evaluation of its performance in terms of mixing efficiency and in an industrial usefulness are presented. Numerical simulations of transient process of the mixing process allow to model behavior of the solid particles along the entire length of the mixer, and as a result make it possible to determine the optimal dimensions of the mixer, such as, among others, its length and the number of baffles. This mixer can be used, among others, in the initial stages of sewage treatment or in production processes of suspensions.

**Keywords:** flocculation, suspensions, mixing, two-phase flow, CFD simulation, optimization

DOI: 10.7862/rm.2014.41

*Otrzymano/received: 25.05.2014*

*Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014*

Agnieszka KIJÓ-KLECZKOWSKA<sup>1</sup>  
Monika KOSOWSKA-GOLACHOWSKA<sup>2</sup>  
Władysław GAJEWSKI<sup>3</sup>  
Katarzyna ŚRODA<sup>4</sup>  
Tomasz MUSIAŁ<sup>5</sup>  
Krzysztof WOLSKI<sup>6</sup>

## SPALANIE OSADÓW ŚCIEKOWYCH W ODNIESIENIU DO WĘGLA I BIOMASY

Praca podejmuje problematykę spalania osadów ściekowych, jako priorytetowej metody ich termicznej utylizacji, w odniesieniu do węgla i biomasy. Biorąc pod uwagę istotę problemu narastającej produkcji, a także własności osadów ściekowych i metod ich unieszkodliwiania, z uwzględnieniem oddziaływania na środowisko oraz uregulowań prawnych, obserwuje się obecnie coraz większe zainteresowanie wspomnianą tematyką, widoczne zarówno w literaturze krajowej, jak i światowej. Zbliżona wartość opałowa wysuszonych osadów ściekowych do węgla brunatnego, uzasadnia możliwość wykorzystania tych odpadów jako paliwa energetycznego. W pracy zaprezentowano wyniki badań eksperymentalnych stanowiące analizę porównawczą spalania osadów ściekowych oraz węgla i biomasy. Badania prowadzono zgodnie z planem rotacyjno-uniformalnym, umożliwiającym określenie oddziaływania rozmiaru paliwa, temperatury w komorze spalania i prędkości napływu powietrza na całkowity czas procesu, temperaturę i czas zapłonu paliwa za pośrednictwem części lotnych, temperaturę maksymalną paliwa oraz czas spalania karbonizatu.

**Słowa kluczowe:** osady ściekowe, termiczna utylizacja, mechanizm i kinetyka spalania paliw

---

<sup>1</sup> Autor do korespondencji: Agnieszka Kijo-Kleczkowska, Politechnika Częstochowska, al. Armii Krajowej 21, 42-201 Częstochowa, kijo@imc.pcz.czyst.pl.

<sup>2</sup> Monika Kosowska-Golachowska, kosowska@imc.pcz.czyst.pl.

<sup>3</sup> Władysław Gajewski, wladyslaw.gajewski@gmail.com

<sup>4</sup> Katarzyna Środa, katarzynasroda@imc.pcz.czyst.pl.

<sup>5</sup> Tomasz Musiał, musial@imc.pcz.czyst.pl.

<sup>6</sup> Krzysztof Wolski, wolski@imc.pcz.czyst.pl.

## 1. Wprowadzenie

Zgodnie z ustawą z dnia 14 grudnia 2012 r. osady ściekowe to odpady, określone jako substancje, których posiadacz pozbywa się, zamierza się pozbyć lub też do ich pozbycia się jest zobowiązany. Inaczej charakteryzuje je polska norma PN-EN 12832:2004, według której osady to mieszanina wody i części stałych, oddzielonych od różnego rodzaju ścieków, w wyniku procesów naturalnych lub sztucznych. Zgodnie z definicją unijną osady ściekowe należy definiować jako biomasę. W nawiązaniu do powyższego niezbędne jest zatem prowadzenie badań eksperymentalnych spalania osadów ściekowych, w odniesieniu do biomasy oraz węgla. Z jednej strony traktowane są one jako odpady, z drugiej natomiast - jako pełnowartościowe paliwo energetyczne, które wysuszone podobne jest kinetyką spalania do węgla brunatnego. Właściwości oraz przebieg procesów termicznych osadów ściekowych, w odniesieniu do paliw węglowych oraz biomasy zaprezentowano, m.in. w pracach [2, 4]. Spośród innych paliw, osady ściekowe wyróżniają się: znacznym uwodnieniem (92÷99,5%), wysoką zawartością związków organicznych, uzależnioną głównie od rodzaju ścieków oraz zastosowanych procesów podczas obróbki osadów (osady surowe: 75÷85% substancji organicznych w suchej masie (s.m.); osady stabilizowane ok. 50% substancji organicznych w s.m.), zawartością związków nawozowych, łatwością zagniwania oraz wydzielania odorów, skażeniem bakteriologicznym, możliwością występowania substancji szczególnie szkodliwych dla środowiska naturalnego, w tym również metali ciężkich [1]. Rysunek 1 ilustruje ogólną klasyfikację sposobów zagospodarowania osadów ściekowych w 2010 r. (a) oraz 2012 r. (b) [3]. Jak widać, największy udział procentowy przypada na ich przyrodnicze wykorzystanie, przekształcanie w innym celu oraz składowanie - metod wiodących. Na uwagę zasługuje jednak fakt, iż metody termiczne na przestrzeni rozpatrywanych dwóch lat odnotowały największy wzrost procentowy spośród sposobów zagospodarowania tych odpadów. Specyfika właściwości osadów ściekowych sprawia, że ich utylizacja termiczna nie jest procesem obojętnym dla środowiska, a wynika to m.in. z emisji: CO, SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, pyłów, WWA, dioksyn i furanów, a także możliwości występowania w popiołach skumulowanych ładunków metali ciężkich.

a)		b)	
przyrodnicze wykorzystanie	35,59%	przyrodnicze wykorzystanie	34,22%
inne	27,40%	inne	28,81%
składowanie	18,53%	składowanie	17,63%
magazynowanie czasowe	11,06%	magazynowanie czasowe	8,72%
metody termiczne	7,42%	metody termiczne	10,62%

Rys.1. Metody zagospodarowania osadów ściekowych w: a) 2010 r., b) 2012 r., wg [3]

Fig.1. Methods of sewage sludge management in years: a) 2010; b) 2012, by [3]

## 2. Stanowiska badawcze i metodyka pomiarów

W celu przeprowadzenia badań zastosowano stanowiska badawcze (wizualizacyjna komora badawcza; stanowisko do badań spalania paliw w strumieniu powietrza) oraz metodykę pomiarów, szczegółowo opisane w pracy [2]. Eksperymenty polegały na wizualizacji przebiegu spalania różnego rodzaju paliw oraz ustaleniu kinetyki i wyznaczeniu mechanizmu procesu, na podstawie rejestracji zmian temperatury w środku i na powierzchni próbki paliwa oraz ubytku jego masy podczas procesu spalania. Materiał badawczy stanowiły brykiety wykonane z pyłu węgla kamiennego i brunatnego, trzech rodzajów biomasy oraz osadów ściekowych. Osady pochodziły z oczyszczalni ścieków obsługującej dużą aglomerację miejsko-przemysłową. Wstępnie miały one postać kulistych granul uzyskanych bezpośrednio z oczyszczalni ścieków, o zawartości wilgoci poniżej 10%. W celu przygotowania brykietów niezbędne było wcześniejsze zmielenie paliw (w stanie analitycznym) i ich przesianie przez sito poniżej 100  $\mu\text{m}$ . Wykorzystanie specjalnie skonstruowanej brykieciarki umożliwiło wykonanie próbek paliw o rozmiarach, zgodnie z przyjętym planem rotacyjno-uniformalnym. Analizę techniczną i elementarną badanych paliw przedstawiono w tablicy 1.

Tablica 1. Analiza techniczna przybliżona i elementarna badanych paliw

Table 1. Proximate and elementary analyses of tested fuels

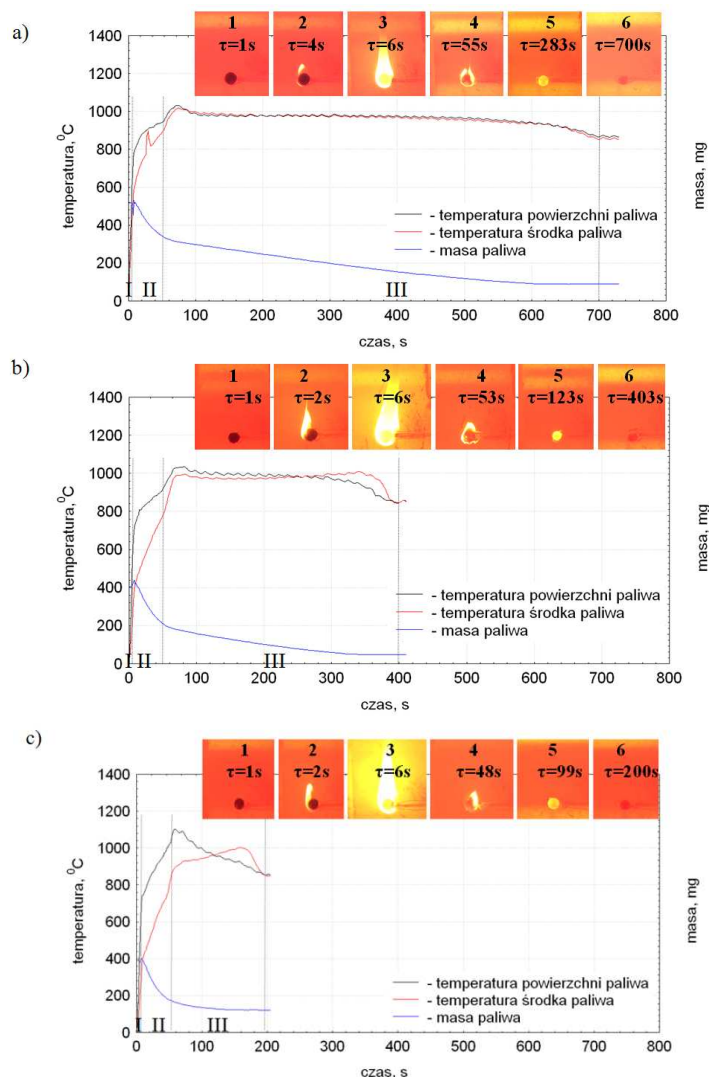
Typ paliwa	Analiza techniczna				Analiza elementarna				
	Zawartość wilgoci	Zawartość części lotnych	Zawartość popiołu	Wartość opałowa	Zawartość pierw. węgla	Zawartość pierw. wodoru	Zawartość pierw. azotu	Zawartość pierw. tlenu	Zawartość pierw. siarki
	$W^a$	$V^a$	$A^a$	$Q_i^a$	$C^{daf}$	$H^{daf}$	$N^{daf}$	$O^{daf}$	$S^{daf}$
	%	%	%	kJ/kg	%	%	%	%	%
Zrębki sosnowe	6,99	76,75	0,55	17631	50,90	5,75	0,00	43,34	0,01
Wierzba energetyczna	6,9	76,3	1,4	16824	49,6	6,0	0,3	44,0	0,1
Słoma pszeniczna	8,42	68,29	6,10	15566	50,18	5,85	0,77	43,12	0,08
Osady ściekowe	4,94	51,44	36,44	12574	52,49	6,69	7,27	31,09	2,46
Węgiel brunatny	13,0	45,4	7,6	22313	68,4	5,5	0,6	24,9	0,6
Węgiel kamienny	8,7	26,8	18,9	21687	73,3	4,3	1,1	19,0	2,3

## 3. Wyniki badań eksperymentalnych

Rysunki 2 i 3 przedstawiają wizualizację przebiegu procesu spalania analizowanych paliw, w odniesieniu do zarejestrowanych zmian ich temperatury

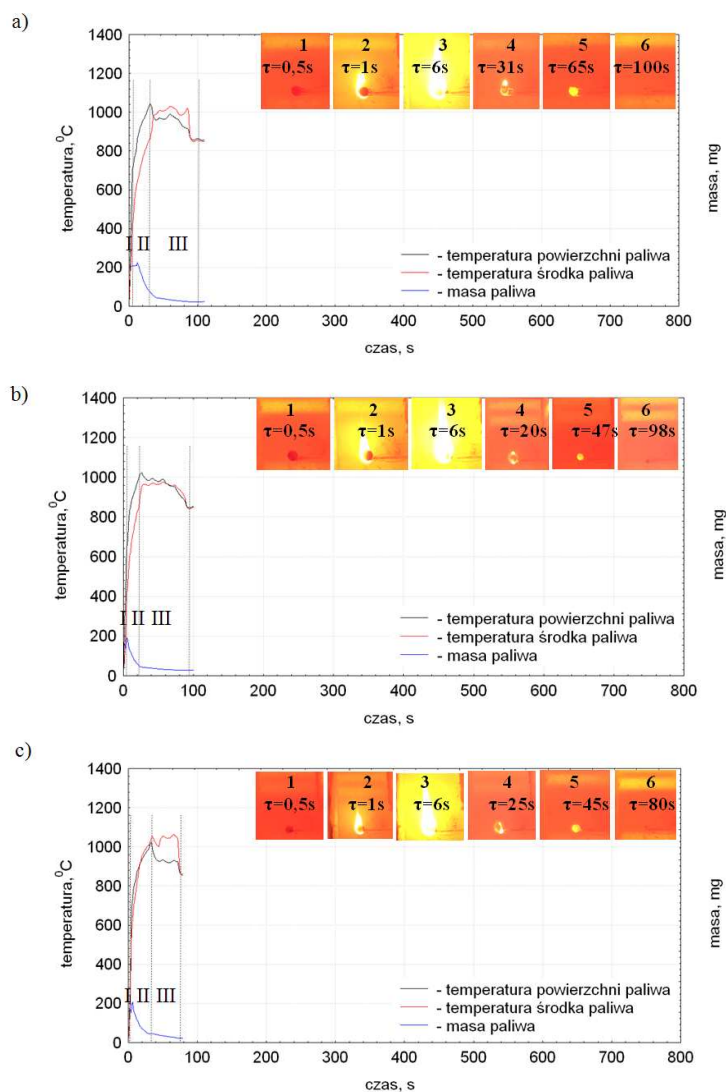


oraz masy. Umożliwiają ona wnikliwą interpretację zjawiska na poszczególnych etapach spalania (nagrzewanie, odparowanie wilgoci, odgazowanie i spalanie części lotnych, wypalanie karbonizatu).



Rys.2. Wizualizacja przebiegu spalania paliw brykietowanych (I - nagrzewanie i odparowanie wilgoci (1), II - odgazowanie i spalanie części lotnych (2-4), III - kontynuacja spalania części lotnych oraz wypalanie karbonizatu (5); popiół (6)): a) węgiel kamienny, b) węgiel brunatny, c) osad ściekowy (badania w komorze wizualizacyjnej;  $t = 850^{\circ}\text{C}$ )

Fig.2. Visualization of fuel-briquettes combustion (I - heating and evaporation of moisture (1), II - degassing and volatiles combustion (2-4), III - volatiles combustion and char combustion (5), ash (6)): a) hard coal, b) brown coal c) sewage sludge (test in visualized chamber;  $t = 850^{\circ}\text{C}$ )



Rys.3. Wizualizacja przebiegu spalania paliw brykietowanych (I-nagrzewanie i odparowanie wilgoci (1), II-odgazowanie i spalanie części lotnych (2-4), III-wypalenie karbonizatu (5); popiół (6)): a) wierzba energetyczna, b) słoma pszeniczna, c) zrębki sosnowe (badania w komorze wizualizacyjnej;  $t=850^{\circ}\text{C}$ )

Fig.3. Visualization of fuel-briquettes combustion (I - heating and moisture evaporation (1), II - degassing and volatiles combustion (2-4), III - char combustion (5), ash (6)): a) energetic willow, b) wheat straw, c) pine shavings (test in visualized chamber;  $t = 850^{\circ}\text{C}$ )

Stwierdzono, iż po wprowadzeniu paliwa do komory spalania następuje jego zapłon za pośrednictwem części lotnych wydzielających się intensywnie z pali-

wa. Wizualna obserwacja procesu wskazuje, że moment ten odpowiada pojawieniu się płomienia palących się części lotnych, a rejestracja zmian temperatury paliwa dowodzi, iż w tym momencie następuje przyspieszenie nagrzewania paliwa. Od chwili zapłonu paliwa za pośrednictwem części lotnych temperatura powierzchni paliwa intensywnie rośnie, by po pewnym czasie uzyskać wartość maksymalną. Zapłon paliwa za pośrednictwem części lotnych prowadzi ponadto do wzrostu temperatury w środku paliwa. Wzrost zawartości części lotnych w paliwie intensyfikuje zatem przebieg procesu spalania. Czas spalania części lotnych wydzielających się z paliwa wyznaczano od momentu pojawienia się płomienia do chwili jego zgaśnięcia. Zaobserwowano, iż najdłuższym etapem spalania paliw jest wypalanie karbonizatu, stanowiące zdecydowany procent całkowitego czasu procesu, zwłaszcza w przypadku paliw wyżej uwęglonych.

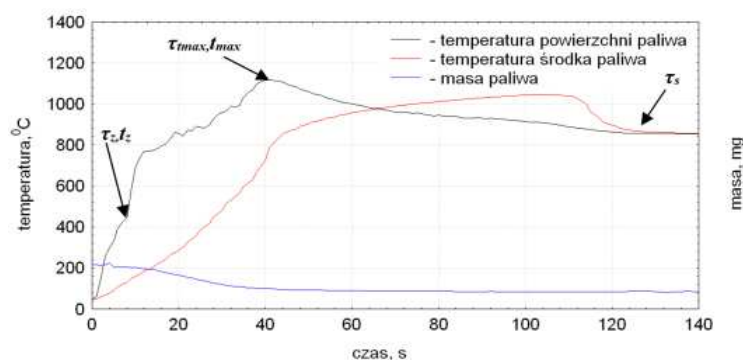
Ważnym elementem pracy badawczej było wyznaczenie oddziaływania różnych parametrów procesu na przebieg spalania paliw w strumieniu powietrza. Biorąc pod uwagę rotalno-uniformalny plan badań [5] ustalono następujące wyjściowe parametry procesu:  $x_1$  - średnica paliwa (5-10 mm),  $x_2$  - temperatura w komorze spalania (800-900°C),  $x_3$  - prędkość napływu powietrza (2-3,5 m/s, przeliczona na warunki wysokotemperaturowe). Każdy pomiar układu planu powtórzono trzykrotnie. Jako wielkości wyjściowe procesu przyjęto:  $\tau_s$  - całkowity czas spalania [s],  $\tau_z$  - czas zapłonu paliwa za pośrednictwem części lotnych [s],  $t_z$  - temperaturę na powierzchni paliwa w momencie zapłonu części lotnych [°C],  $\tau_{max}$  - czas uzyskania temperatury maksymalnej przez powierzchnię paliwa [s],  $t_{max}$  - temperaturę maksymalną na powierzchni paliwa [°C],  $\tau_{czl}$  - czas spalania części lotnych [s],  $\tau_k$  - czas spalania karbonizatu [s]. Rysunek 4 ilustruje przykład metodyki odczytu wspomnianych wielkości wyjściowych podczas spalania osadów ściekowych. W tablicy 2 zestawiono wartości wielkości wyjściowych podczas spalania rozpatrywanych w badaniach paliw, dla jednego z układów planu rotalno-uniformalnego. Stwierdzono, iż w przypadku osadów ściekowych, spalanie części lotnych stanowi 25% całkowitego czasu procesu, a wypalanie karbonizatu: 69%. Rozpatrując pozostałe paliwa uzyskano odpowiednio następujące wartości: dla węgla kamiennego: 11% i 87%, dla węgla brunatnego: 6% i 90%, dla zrębków sosnowych: 27% i 68%, dla wierzby energetycznej: 35% i 55% oraz dla słomy pszenicznej: 27% i 68%. Widać, że w przypadku osadów ściekowych, podobnie do paliw biomasowych, ważnym etapem spalania jest odgazowanie i spalanie części lotnych.

Analizy statystycznej wyników pomiarów, uzyskanych w każdym układzie planu rotalno-uniformalnego dokonano w oparciu o pracę [5]. Obliczone wartości współczynników funkcji aproksymującej całkowity czas spalania różnego rodzaju paliw (tablica 3), wstawione do równania (1), umożliwiły uzyskanie wykresów ilustrujących przebieg ich spalania w różnych warunkach procesu prowadzonego w strumieniu powietrza (rys. 5 i 6). Stwierdzono, iż w przypadku wszystkich rodzajów rozpatrywanych paliw wzrost średnicy brykietów pro-

wadzi do wydłużenia czasu spalania, w całym przedziale temperatury w komorze spalania oraz prędkości napływu powietrza. Intensyfikacja spalania wraz ze wzrostem prędkości czynnika gazowego, w zakresie większych rozmiarów próbek paliwa, świadczy o przebiegu procesu w obszarze kinetyczno-dyfuzyjnym, z przewagą czynników dyfuzyjnych.

$$\begin{aligned} \bar{z} = & b_0 + b_{01} \cdot \hat{x}_1 + b_{02} \cdot \hat{x}_2 + b_{03} \cdot \hat{x}_3 + b_{11} \cdot \hat{x}_1^2 + b_{22} \cdot \hat{x}_2^2 + b_{33} \cdot \hat{x}_3^2 \\ & + b_{12} \cdot \hat{x}_1 \cdot \hat{x}_2 + b_{13} \cdot \hat{x}_1 \cdot \hat{x}_3 + b_{23} \cdot \hat{x}_2 \cdot \hat{x}_3 \end{aligned} \quad (1)$$

$\bar{z}$  - aproksymowana wartość wielkości wyjściowej,  $b_0, b_k, b_{kk}, b_{qk}$  – współczynniki.



Rys.4. Przykład wyznaczania wielkości wyjściowych spalania paliw stałych (badania prowadzone w strumieniu powietrza) - dane zamieszczone w tabelicy 2

Fig.4. The example of determination of output data during combustion of solid fuels (test in air stream) - data are presented in table 2

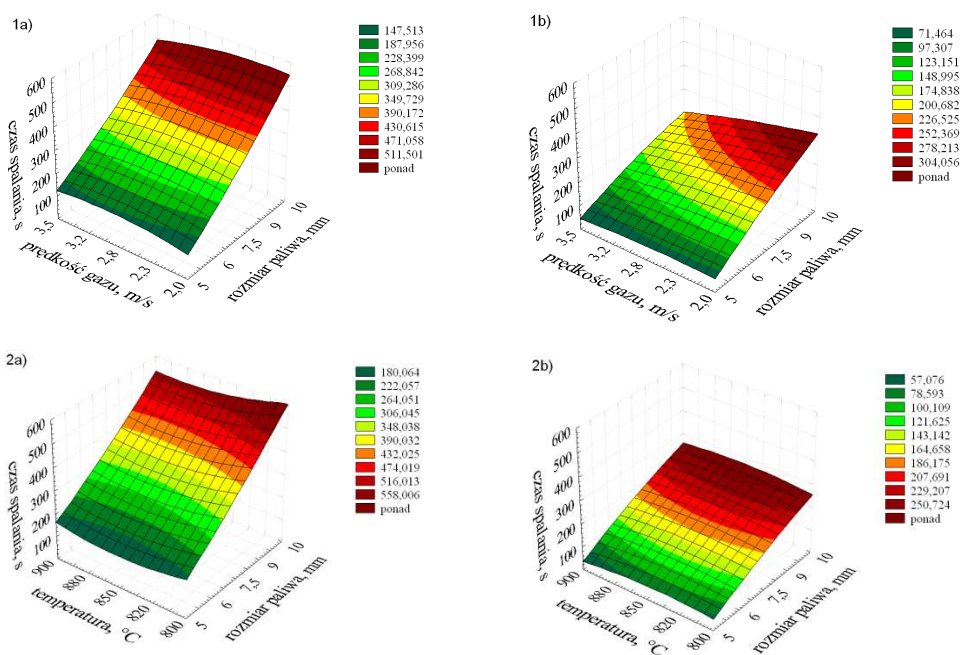
Tablica 2. Zestawienie wielkości wyjściowych podczas spalania brykietów z paliw stałych

Table 2. Output data during combustion of solid fuels briquettes

Pomiar/paliwo	Węgiel kamienny	Węgiel brunatny	Osad ściekowy*	Słomapszemapsze-niczna	Zrębki sosnowe	Wierzba energet.
$\tau_s, s$	319,33	175,67	128,67	61,00	50,33	45,33
$\tau_z, s$	5,67	6,33	8,00	2,74	2,89	4,53
$t_z, ^\circ C$	404,67	572,33	443,00	307,33	408,67	324,33
$\tau_{max}, s$	40,67	17,00	40,00	19,33	16,33	20,33
$t_{max}, ^\circ C$	1121,96	1150,20	1114,80	1119,48	1182,40	1007,17
$\tau_{czl}, s$	35,00	10,67	32,00	16,60	13,44	15,80
$\tau_k, s$	278,67	158,67	88,67	41,67	34,00	25,00
$\tau_{czl}/ \tau_s$	11%	6%	25%	27%	27%	35%
$\tau_k/ \tau_s$	87%	90%	69%	68%	68%	55%

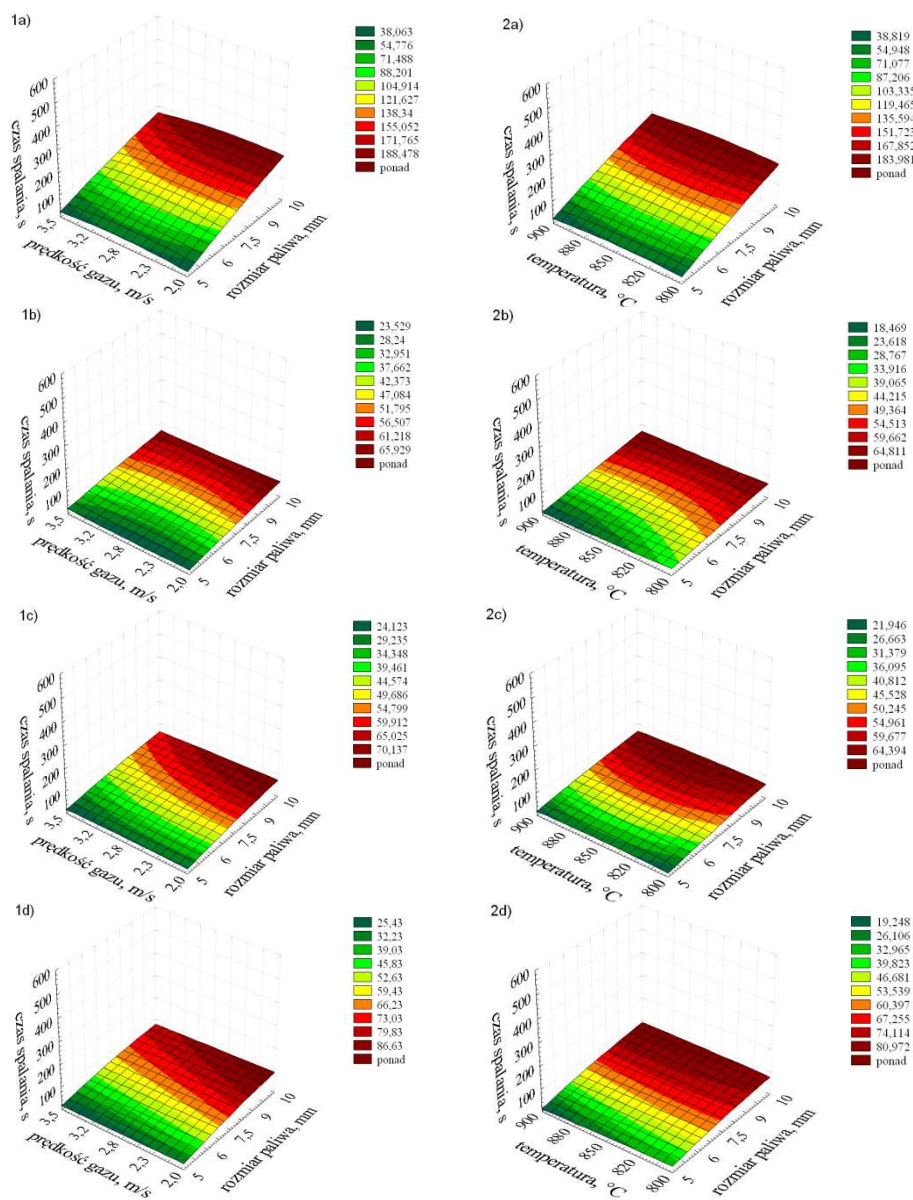
Tablica 3. Wartości współczynników funkcji aproksymującej czas spalania różnego rodzaju paliw  
 Table 3. The values of coefficients of the approximation function of the combustion time of different kinds of fuels

Współ- czynnik	Wartość współczynnika dla czasu spalania dla paliw:					
	osady ściekowe	wierzba energetyczna	zrębki sosnowe	słoma pszeniczna	węgiel kamienny	węgiel brunatny
$b_{00}$	125,75	43,46	50,25	61,87	323,93	179,32
$b_{01}$	40,82	11,42	11,53	15,62	100,99	53,32
$b_{02}$	-1,31	-1,71	0,18	-0,82	-9,50	-1,54
$b_{03}$	-3,90	-0,17	-2,53	-3,08	-5,08	-17,75
$b_{11}$	-1,82	-0,39	-1,05	-2,09	4,03	-3,43
$b_{12}$	0,29	1,37	-0,12	1,62	-3,83	-1,00
$b_{13}$	-2,29	-0,54	-0,79	-0,54	-4,83	-7,50
$b_{22}$	-2,59	0,79	-1,23	-0,44	7,15	-4,08
$b_{23}$	-4,12	-0,04	0,04	0,29	-1,42	0,58
$b_{33}$	-3,53	0,85	-0,52	0,09	-5,46	-1,96



Rys.5. Oddziaływanie na czas spalania brykietów węgla kamiennego (a), węgla brunatnego (b): (1) średnicy próbki paliwa oraz prędkości napływu powietrza, (2) średnicy próbki paliwa oraz temperatury w komorze spalania

Fig.5. Effect of diameter of fuel sample and air velocity (1), diameter of fuel sample and temperature in the combustion chamber (2) on time of briquettes combustion of hard coal (a) and brown coal (b)



Rys.6. Oddziaływanie na czas spalania brykietów osadu ściekowego (a), wierzby energetycznej (b), zrębków sosnowych (c), słomy pszenicznej (d): (1) średnicy próbki paliwa oraz prędkości napływu powietrza, (2) średnicy próbki paliwa oraz temperatury w komorze spalania

Fig.6. Effect of diameter of fuel sample and air velocity (1), diameter of fuel sample and temperature in the combustion chamber (2) on time of briquettes combustion of sewage sludge (a), energetic willow (b), pine shavings (c), wheat straw (d)

## 4. Wnioski

Proces spalania brykietów paliwowych, prowadzony w rozpatrywanych warunkach w strumieniu powietrza, przebiega w obszarze kinetyczno-dyfuzyjnym, z przewagą czynników dyfuzyjnych. Skład i właściwości biomasy oraz osadów ściekowych prowadzą do intensyfikacji przebiegu procesu spalania. W porównaniu do biomasy, osady ściekowe zapalają się płomieniem później i przy wyższej temperaturze. W odróżnieniu od paliw węglowych, o przebiegu procesu spalania osadów ściekowych decyduje nie tylko wypalanie karbonizatu, ale również etap odgazowania i spalania części lotnych.

### Literatura:

- [1] Fukas-Płonka Ł.: Kryteria wyboru metod przeróbki i unieszkodliwiania osadów ściekowych, IV Ogólnopol. Konf. Szkol., Starachowice-Kozienice 2013, s. 22-31.
- [2] Kijo-Kleczkowska A., Środa K., Otwinowski H.: Study into combustion of sewage sludge as energetic fuel, Arch. Min. Sci., 58 (2013) 1085-1110.
- [3] Ochrona Środowiska 2011-2013, GUS, Warszawa 2011-2013.
- [4] Środa K., Kijo-Kleczkowska A., Otwinowski H.: Osady ściekowe źródłem energii, Rynek ciepła 2012 (red. H. Kapronia), Wyd. Kaprint, Lublin 2012, s. 265-276.

*Projekt został sfinansowany ze środków Narodowego Centrum Nauki przyznanych na podstawie decyzji numer DEC-2012/07/B/ST8/03730*

## SEWAGE SLUDGE COMBUSTION WITH REFERENCE TO THE COAL AND BIOMASS

### Summary

The paper deals with the problem of sewage sludge combustion as a priority method of thermal utilization, in relation to coal and biomass. Considering the nature of the problem of increasing production, sludge properties and methods of utilization, taking into account the impact on the environment and legislation, there is now a growing interest in mentioned subject, reflected both in the national and world literature. A similar calorific value of dried sewage sludge to brown coal, justifies the possibility to use the sewage sludge as fuel energy. The paper presents the results of experimental studies on comparative analysis of the combustion of sewage sludge, coal and biomass. The investigations were performed according to the rotary-uniform plan, which enables determination of influence of the fuel size, the temperature in the combustion chamber and air velocity on total process time temperature, the both ignition time and temperature of a fuel, maximal temperature of the fuel and combustion time of adsorbents.

**Keywords:** sewage sludges, thermal utilization, mechanism and kinetics of fuels combustion

DOI: 10.7862/rm.2014.42

*Otrzymano/received: 25.05.2014*

*Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014*

Krzysztof KNAŚ<sup>1</sup>  
Krzysztof SŁAWIŃSKI<sup>2</sup>  
Michał GANDOR<sup>3</sup>  
Wojciech NOWAK<sup>4</sup>

## WPŁYW SUSZONEGO WĘGLA BRUNATNEGO NA PRACĘ KOTŁA CFB

W niniejszym artykule przedstawiono tematykę związaną z wpływem jakości podawania podsuchanego węgla brunatnego na pracę kotła typu CFB. Polskie zasoby węgla brunatnego zapewniają stały i znaczny jego udział wśród paliw wykorzystywanych w krajowej energetyce. Na świecie trwa ciągle poszukiwanie nowych rozwiązań wspomagających waloryzację węgla brunatnych. Powstają kolejne technologie, które niosą z sobą zarówno ryzyko inwestycyjne jak i korzyści mogące wynikać z poprawy konkurencyjności rynkowej młodych (mniej przeobrażonych). W artykule przedstawiono kilka nowoczesnych metod i technologii suszenia węgla brunatnych. Autorzy oprócz znanych na rynku metod przygotowania węgla dla celów energetycznych zaproponowali także innowacyjną technologię jednoczesnego suszenia i mielenia w młynie elektromagnetycznym. Przeanalizowano właściwości podsuchanego paliwa oraz możliwość jego wykorzystania w kotłach CFB oraz poruszono kwestie modernizacji instalacji z cyrkulacyjną warstwą fluidalną na potrzeby spalania waloryzowanego paliwa węglowego. Na podstawie przeglądu literatury oraz własnych doświadczeń podjęto próby określenia wpływu spalania podsuchzonego węgla brunatnego na prace kotłów CFB.

**Słowa kluczowe:** mielenie, suszenie, węgiel brunatny, młyn elektromagnetyczny, kocioł CFB

### 1. Wstęp

Węgiel cechuje się zawartością pewnej ilości wilgoci niekorzystnie wpływającej na jego właściwości. W związku z dużą różnorodnością właściwości tej kopaliny, wynikających z czasu i warunków jej powstawania, a także sposobu wydobycia i magazynowania, ilość wody uwięzionej wewnątrz i na powierzchni struktury węgla może wynosić od kilku do kilkudziesięciu procent. W przypad-

<sup>1</sup> Autor do korespondencji/corresponding author: Krzysztof Knaś, Politechnika Częstochowska, ul. Dąbrowskiego 73 42-201 Częstochowa, kknas@fluid.is.pcz.pl

<sup>2</sup> Politechnika Częstochowska, kslawinski@fluid.is.pcz.pl

<sup>3</sup> Politechnika Częstochowska, mgandor@fluid.is.pcz.pl

<sup>4</sup> Akademia Górniczo-Hutnicza, wnowak@agh.edu.pl



ku użycia węgla brunatnego jako paliwa, wilgoć w nim zawarta bardzo istotnie obniża jego wartość kaloryczną, gdyż energia wydzielona w egzotermicznej reakcji spalania, po części jest tracona na odparowanie zawartej w węglu wody. Woda występująca w strukturze węgla ma istotne znaczenie w przypadku węgla młodszych i mniej przeobrażonych, takich jak węgiel brunatny. Polskie pokłady węgla brunatnego stwarzają duże możliwości wydobywcze, które szacuje się na około 60 milionów ton rocznie. W skali globalnej węgiel brunatny stanowi około 50% światowych rezerw węgla, niemniej jednak wykorzystanie olbrzymich zasobów tego surowca jest problematyczne. Największymi zaletami uprzemysłowienia węgla niskogatunkowych będą: niskie koszty wydobycia oraz niewielka zawartość siarki i metali ciężkich. Inaczej jest w przypadku kosztów pozyskania energii z węgla brunatnego, który jest nawet o jedną trzecią większy niż w przypadku węgla kamiennego, dlatego też zmniejszenie wilgoci zawartej w nim może dawać bardzo wymierne efekty nie tylko technologiczne ale i ekonomiczne [10]. Już kilkuprocentowe zmniejszenie ilości wilgoci zawartej w paliwie, może mieć pozytywne skutki ekonomiczne związane z przewozem i składowaniem surowca, a także poprawić efektywność pracy kotła. Jednakże każdy kocioł projektowany jest na ściśle określone paliwo i zmiany w jego składzie mogą znacząco wpłynąć na pracę całego bloku. Dlatego niezbędnym jest przebadanie jak zachowuje się kocioł w przypadku zastosowania wstępnie wysuszonego węgla brunatnego i przystosowania go do nowych warunków pracy, tak aby nie zmieniono parametrów produkowanej pary wodnej.

## **2. Nowoczesne technologie suszenia węgla**

W związku z dużym zróżnicowaniem paliwa węglowego, stosuje się różne typy suszarek, które dobierane są pod konkretne cechy charakterystyczne dla danego surowca. W procesie suszenia najczęściej wykorzystywane jest zjawisko konwekcyjnej wymiany ciepła, w którym ciepło dostarczane jest do cząstki paliwa za pomocą gazowego medium (gorące powietrze, spaliny lub para przegrzana). Redukcję wilgoci można także uzyskać za pomocą substancji w fazie ciekłej lub poprzez jednoczesne suszenie i mielenie węgla w urządzeniu wykorzystującym wirowe pole magnetyczne, którego koncepcja została zaprezentowana przez autorów w dalszej części niniejszego artykułu.

### **2.1. Przegląd technologii suszenia**

Suszarki obrotowe z aeracją (Roro-Louvre, Yamato) - w urządzeniach tych zsypany materiał z łopatek zastąpiony delikatnym podrzucaniem cząstek paliwa przez medium suszące, wydostające się przez szereg szczelin zmodyfikowanej powierzchni wewnętrznej cylindra suszarki (Roto-Louvre) lub przez orurowanie umieszczone w środku złoża (Yamato). Uzyskano w ten sposób zwiększoną intensywność procesu wymiany ciepła i masy, zmniejszenie ścierania się czą-

stek oraz zapylenia. Urządzenia te charakteryzują się także mniejszymi rozmiarami instalacji w porównaniu do klasycznych suszarek obrotowych (nawet o 50%). Do ich wad należą: duża energochłonność procesu, bardziej skomplikowana budowa w stosunku do klasycznego rozwiązania z łopatkami, trudności ze skalowaniem instalacji. [1,9]

Suszarki obrotowe ze modyfikacją drogi przepływu medium suszącego – w urządzeniach tych zastosowano rozwiązanie podobne do klasycznego, lecz z ułożonymi współosiowo kilkoma cylindrami, pomiędzy którymi przemieszcza się medium suszące oraz suszony materiał (suszenie bezpośrednie) lub z materiałem przemieszczającym się wewnątrz rurek zanurzonych w gorącym medium (suszenie pośrednie). Uzyskano w ten sposób wydłużenie drogi paliwa przez suszarkę oraz czasu suszenia, polepszenie stopnia wymieszania paliwa, bardzo niska emisja pyłu (suszenie pośrednie), brak kontaktu paliwa z czynnikiem suszącym (suszenie pośrednie). Urządzenie te charakteryzuje także: skomplikowana budowa, możliwość zapychania rurek w przypadku znacznej wilgotności wstępnej paliwa (suszenie pośrednie), ograniczona powierzchnia wymiany ciepła (suszenie pośrednie). [3,6,8]

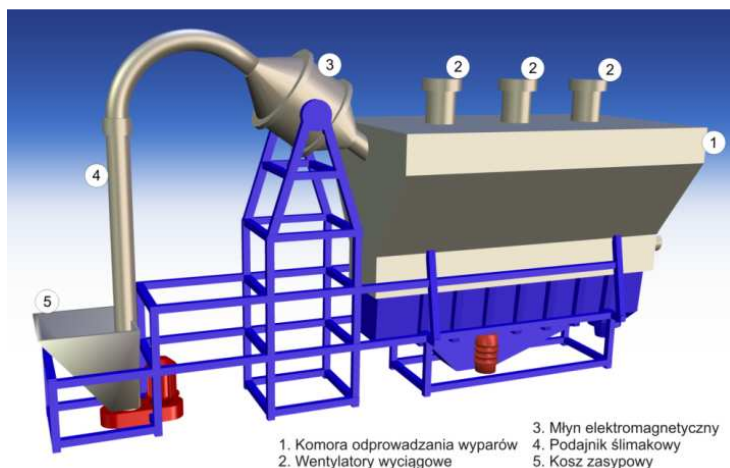
Suszarki fluidalne (wspomagane mechanicznie lub pneumatycznie) opierają się na fluidyzacji cząstek paliwa z użyciem medium suszącego z ewentualnym dodatkowym wymuszeniem mieszania złoża przez strumienie szybko poruszającego się gazu (złoża pulsacyjne) lub poprzez mechaniczne wymuszenie wibracji. Ich pracę cechują: intensywne wymiana ciepła i masy, łatwość technik rekuperacyjnych i recyrkulacyjnych w stosunku do medium suszącego, możliwość zastosowania różnych konfiguracji wymienników ciepła, możliwość osiągnięcia bardzo wysokiego stopnia wysuszenia. Do ich wad zaliczyć można: stosunkowo dużą energochłonność, wymóg odnośnie odpowiedniego uziarnienia materiału, wrażliwość na rodzaj materiału, konieczność zastosowania wielu etapów suszenia w układzie kaskadowym (w celu wysokoefektywnego procesu suszenia bez nadmiernego ścierania materiału), możliwość powstawania martwych stref. [2,4,7]

Metody waloryzacji paliwa DryFining pozwala na częściowe osuszenie i oczyszczanie paliwa z siarki, rtęci i popiołu w zmodyfikowanym reaktorze fluidalnym. W technice tej wykorzystuje się separację ziaren paliwa pod względem gęstości, dzięki czemu cząstki bardziej zanieczyszczone, a przez to cięższe, oddzielane są cząstek lżejszych. Do zalet tej metody zaliczyć można: możliwość wykorzystania niskotemperaturowego ciepła odpadowego oraz usunięcie zanieczyszczeń, a przez to korzystny wpływ na emisję. Zaś do wad: utratę pewnej ilości paliwa towarzyszącą jego oczyszczaniu (wysoka zawartość zanieczyszczeń).[5]

## 2.2. Koncepcyjna instalacja jednoczesnego suszenia i mielenia węgla

Instalacja suszenia węgla z wykorzystaniem młyna elektromagnetycznego składa się z trzech sekcji jakimi są: podajnik nadawy dostosowany do wydajności młyna elektromagnetycznego, młyn elektromagnetyczny wraz z komorą mielenia oraz mielnikami ferromagnetycznymi mielnikami, komora odbioru wyparów.

Proces suszenia węgla brunatnego przebiegałby następująco: nadawa węgla brunatnego z kosza zasypowego poprzez podajnik transportowana jest do komory roboczej młyna elektromagnetycznego, gdzie na skutek pracy mielników dochodzi do procesu jednoczesnego mielenia i podsuszenia węgla. Za rozdrobnienie materiału odpowiadają wirujące w polu magnetycznym mielniki. Na skutek ich zderzeń z komorą roboczą oraz zderzeń na drodze mielnik - mielnik, wydzielane ciepło wykorzystywane jest do dosuszenia węgla. Rozdrobniony i podsuszony węgiel należy zabezpieczyć przed odseparowaną wilgocią. Posłuży do tego ostatnia sekcja, którą stanowi komora odprowadzania wyparów zaopatrzona w wibracyjny przenośnik oraz wentylatory wyciągowe. Rozdrobniony i podsuszony węgiel przetransportowany wibracyjnym przenośnikiem należy odebrać i umieścić w specjalnych szczelnych zbiornikach buforowych. Należy również pamiętać o odpowiednich zabezpieczeniach eliminujących wystąpienie takich czynników ryzyka jak wybuch czy zanieczyszczenie pyłem środowiska naturalnego. Schemat koncepcyjny instalacji suszenia i mielenia węgla, w której zastosowanie znalazł młyn elektromagnetyczny przedstawiono na poniższym rysunku 1.



Rys. 1. Schemat koncepcyjny instalacji suszenia węgla z wykorzystaniem młyna elektromagnetycznego

Fig. 1. Conceptual scheme of the brown coal drying installation using an electromagnetic mill.

### 3. Parametry paliwa

Podstawowym czynnikiem wpływającym na pracę każdego kotła energetycznego jest skład paliwa oraz jego wartość energetyczna. Do badań wybrano węgiel z KWB Turów, spalany w kotłach typu CFB. Wszystkie analizy wykonano zgodnie z obowiązującymi polskimi normami dla paliw kopalnych. Następnie wykonano obliczenia dla poszczególnych stanów zawilgocenia paliwa. Uzyskane wyniki obliczeń wpływu zawartości wilgoci na skład badanego węgla przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Parametry węgla

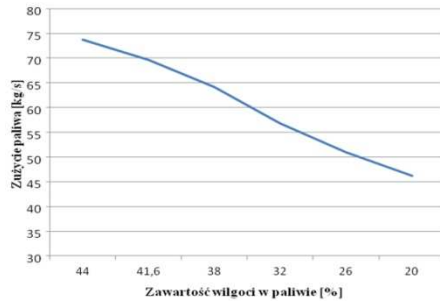
Table 1. Parameters of coal

Parametr	Jednostka	Stan 0	Stan 1	Stan 2	Stan 3	Stan 4	Stan 5
<b>Wilgoć</b>	% <sub>mas</sub>	44	41,6	38	32	26	20
<b>Cz. lotne</b>	% <sub>mas</sub>	19,8	20,65	21,92	24,04	26,16	28,29
<b>Koksik</b>	% <sub>mas</sub>	13,7	14,29	15,17	16,64	18,10	19,57
<b>Popiół</b>	% <sub>mas</sub>	22,5	23,46	24,91	27,32	29,73	32,14
<b>C</b>	% <sub>mas</sub>	23,92	24,95	26,48	27,13	28,29	39,50
<b>H</b>	% <sub>mas</sub>	1,94	2,02	2,11	2,20	2,29	2,39
<b>S</b>	% <sub>mas</sub>	0,6	0,63	0,65	0,68	0,71	0,74
<b>N</b>	% <sub>mas</sub>	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25
<b>O</b>	% <sub>mas</sub>	6,77	7,13	8,10	10,44	12,74	14,97
<b>Wartość opałowa</b>	kJ/kg	8239	8697	9385	10531	11676	12822

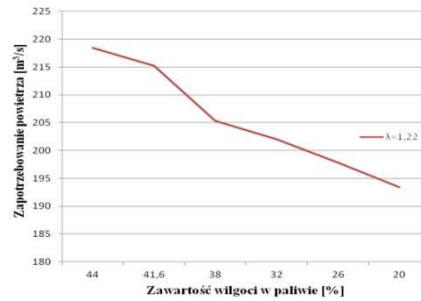
### 4. Wpływ suszonego węgla na parametry kotła CFB

W przypadku spalania podsuszonego węgla zmieniać się będą także parametry pracy kotłów. Poniższe analizy mają za cel zasugerować jakie mogą nastąpić zmiany podczas pracy kotła energetycznego. Na rysunkach 2 oraz 3 przedstawiono wpływ zawartości wilgoci w paliwie na niektóre parametry pracy kotła, oraz w jaki sposób wstępne suszenie węgla brunatnego wpływa na zużycie paliwa oraz zapotrzebowanie na powietrze przy założeniu iż współczynnik nadmiaru powietrza wynosi  $\lambda=1,22$ .

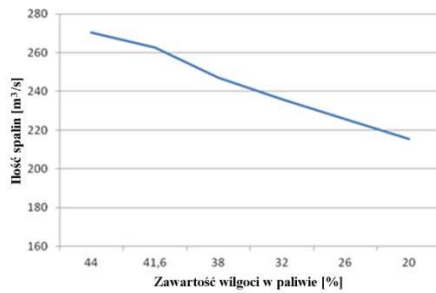
Jak zobrazowano na rysunku 4, spalając wstępnie wysuszony węgiel zużywa się mniej powietrza, czego konsekwencją jest zmniejszenie się strumienia powstających spalin (rys. 5). Jest to spowodowane wcześniejszym odparowaniem pary wodnej poza kotłem oraz mniejszego zapotrzebowania paliwa ze względu na jego podwyższoną wartość opałową. Niesie to za sobą zarówno pozytywne jak i negatywne skutki, o których jest mowa w podsumowaniu.



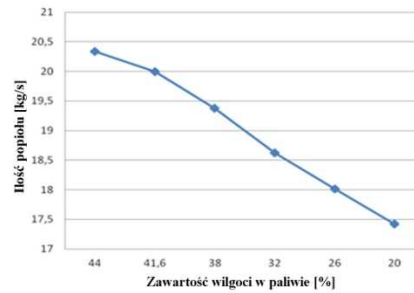
Rys.2. Zmiana strumienia paliwa  
Fig. 2. Changes in fuel stream



Rys.3. Zmiana zapotrzebowania na powietrze  
Fig. 3. Changes in air demand



Rys. 4. Zmiana ilości spalin  
Fig. 4. Changes in the amount of exhaust gases



Rys. 5. Zmiana ilości popiołu  
Fig. 5. Changes in amount of ash

## 5. Podsumowanie

Ingerencja w parametry paliwa spalane w kotłach energetycznych niesie ze sobą ryzyko pogorszenia parametrów pracy kotłów. Wynika to z faktu, iż kotły energetyczne wraz z instalacjami towarzyszącymi projektowane są dla paliwa o konkretnych parametrach (paliwa projektowego) z dopuszczalną granicą tolerancji. Z tego powodu każda zmiana właściwości paliwa powinna być poprzedzona odpowiednimi analizami, które odpowiedzą na pytanie dotyczące konsekwencji zmiany parametrów paliwa i jego wpływu na pracę kotła oraz instalacji towarzyszących.

Przedstawione w artykule obliczenia oraz dane literaturowe pozwalają na stwierdzenie iż suszenie węgla brunatnego ma zarówno pozytywne i negatywne skutki. Do pozytywów zaliczyć należy:

- zmniejszenie zużycia paliwa, wynikające z jego zwiększonej wartości opałowej,
- zmniejszenie ilości spalin oraz ich zagęszczenie, dające oszczędności energii związane z pracą wentylatorów wyciągowych, a także ułatwiające wychwytywanie z nich szkodliwych związków,

- zmniejszenie ilości powietrza potrzebnego do spalania, co niesie ze sobą oszczędności związane z pracą wentylatorów,
- zmniejszenie zużycia energii na przygotowanie węgla, wynikające ze zmniejszonego zapotrzebowania na paliwo,

Problemy, które mogą wystąpić podczas spalania podsuszonego węgla w kotłach energetycznych:

- wzrost emisji NO<sub>x</sub>, związany ze wzrostem temperatury w komorze paleniskowej,
- pogorszenie parametrów pary spowodowane zaburzeniem procesu wymiany ciepła na powierzchniach ogrzewalnych kotła,
- zmniejszenie prędkości spalin w komorze spalania,
- wzrost temperatury spalin, a co za tym idzie zwiększenie straty wylotowej kotła,
- problemy z transportem i magazynowaniem podsuszonego węgla,
- zwiększona tendencja do pylenia oraz zwiększenie ryzyka wybuchu (konieczność wymiany lub dodatkowego zabezpieczenia instalacji podawania paliwa),
- wraz ze wzrostem temperatur w komorze spalania wzrasta ryzyko korozji wysokotemperaturowej,
- wzrost temperatur spalania niesie ze sobą dodatkowo ryzyko powstawania aglomeratów i obrastania powierzchni kotłów.

Aby wyeliminować pojawiające się problemy można przeprowadzić szereg zabiegów, które umożliwią spalanie lub współspalanie podsuszonego węgla w kotłach energetycznych. Jednym z nich jest modernizacja kotła w obrębie powierzchni ogrzewalnych. Zabieg ten jest wykorzystywany w technologii spalania tlenowego. Niesie on ze sobą ryzyko zarówno inwestycyjne oraz powoduje niekompatybilność układu w przypadku awarii instalacji suszenia i powrotu do spalania węgla surowego. Kolejnym zabiegiem może być zastosowanie recyrkulacji spalin. Metoda ta nie przewiduje ingerencji w kocioł i może okazać się najkorzystniejszą w przypadku awarii układu suszenia oraz konieczności powrotu do spalania węgla surowego.

## Literatura

- [1] Aeration type rotary drying machine, zgłoszenie patentowe EP 0 831 287 A.
- [2] Aziz M., Kansha Y., Kishimoto A., Kotani Y., Liu Y., Tsutsumi A.: Advanced energy saving in low rank coal drying based on self-heat recuperation technology. *Fuel Proc. Technol.*, 104 (2012) 16-22.
- [3] Livingston J.T.; Livingston A.D.: Rotary drum dryer. U.S. Patent 5555639, 1996.
- [4] Materiały firmy Allgeier-Group, [www.allgeier.de](http://www.allgeier.de) [dostęp: 8.05.2014].
- [5] Materiały firmy Great River Energy, DryFining facet sheet, "DryFining Fuel Enhancement Process", [www.greatriverenergy.com](http://www.greatriverenergy.com) [dostęp: 12.05.2014].

- [6] Materiały firmy Kawasaki Heavy Industries, [www.khi.co.jp](http://www.khi.co.jp) [dostęp: 9.05. 2014].
- [7] Materiały firmy RWE Power, Brochure WTA Technology - A modern process for treating and drying lignite, <http://www.rwe.com/web/cms/en/234614/rwe-power-international/mining-services/integrated-solutions/wta-technology/> [dostęp: 12.05. 2014].
- [8] Mujumdar A.S. i inni: Handbook of Industrial Drying. CRC Press Taylor & Francis Group, New York, 2007.
- [9] Osman H.: Drying of low-rank coal (LRC) - A Review of recent patents and innovations, National University of Singapore, M3TC Report M3TC/TPR/2011/02.
- [10] Uberman R.: Górnictwo węgla brunatnego w Polsce – stan aktualny. Możliwości i ograniczenia rozwoju, Węgiel Brunatny, 2007.

*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 CO<sub>2</sub> ze spalin.*

## **THE INFLUENCE OF DRIED LIGNITE ON THE PERFORMANCE OF A CFB BOILER**

### **S u m m a r y**

This paper presents the issues that can be related to an influence of the use of the dried lignite on the performance of the CFB boiler. Polish lignite resources provide a stable and significant share of this fuel in the national energy sector. There is a constant and worldwide search for the solutions enabling the valorization of brown coals. New technologies are being developed, which bring together an investment risk as well as benefits of improved market competitiveness of low-rank (less metamorphosed) coals. In the article, several modern methods for brown coal drying are presented. Authors, beside well-known energetic coal preparation methods, have discussed a new and innovative method for simultaneous grinding and drying in an electromagnetic mill. The properties of the dried coal have been analyzed and its capability for being utilized in CFB boilers as well as the issue of modernization of the existing circulating fluidized bed installations for the purpose of burning the valorized coal fuel. Based on the literature review and own experience, an attempt was made on establishing the influence of the dried lignite on the performance of a CFB boiler.

**Keywords:** milling, drying, brown coal, electromagnetic mill, CFB boiler

DOI: 10.7862/rm.2014.43

*Otrzymano/received: 25.05.2014*

*Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014*

Anna KRASZEWSKA<sup>1</sup>  
Janusz DONIZAK<sup>2</sup>  
Marek JASZCZUR<sup>2</sup>

## INVESTIGATION OF NATURAL CONVECTION IN CUBICAL ENCLOSURE USING LASER INDUCED FLUORESCENCE

Temperature measurements are extremely important and they are used in many technical and engineering processes, including the analysis of natural convection. In contrast to the commonly used thermocouples and Pt100 temperature sensors, which allow point temperature measurements, laser induced fluorescence technique (LIF) allows the imaging of temperature fields throughout the area. An obvious disadvantage of thermocouples and Pt100 sensors is the possibility that the probes can affect the fluid flow, changing its structure. This problem does not appear in LIF measurements and better accuracy of temperature mapping is obtained. This work focuses on describing one-color LIF technique (using one fluorescent dye) in theoretical and practical terms. The experimental set-up is described, as well as a number of operations required to get the temperature field of the whole domain. The results of the natural convection process analysis in the configuration of one side wall heated and the opposite one cooled, with the use of laser induced fluorescence technique are presented.

**Keywords:** temperature measurement, visualization techniques, LIF, fluorescence

### 1. Introduction

Temperature measurement is essential in many technical and engineering applications, i.e. devices designing, characterizing flows, CFD codes validations. Also, numerous experimental situations require temperature and velocity measurements in liquid flow, i.e. thermal convection, in which buoyancy is the primary motive force. And while techniques such as particle image velocimetry are relatively well developed for the measurement of the velocity field, there are many flows in which the temperature field is of greater importance than the

---

<sup>1</sup> Autor do korespondencji/corresponding author: Anna Kraszewska, AGH University of Science and Technology, Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, kraszka@agh.edu.pl.

<sup>2</sup> AGH University of Science and Technology, Kraków.



velocity. Temperature, being a scalar, is also a simple marker that is often used for visualizing the structure of the flow.

One of the most popular and widely used probes are thermocouples and Pt100 sensors. Properly calibrated thermocouples can measure temperature with accuracy better than 0.1K, and Pt100 sensors can be at least ten times more accurate. But both sensors have relatively large spatial resolution and may significantly disturb the fluid flow. Also, those types of probes make point-measurement, and mapping the whole area requires traversed systems or large number of sensors. An obvious disadvantage of those techniques is the possibility that the probes can affect the fluid flow, changing its structure. To avoid this, thermo-chromic liquid crystals have been used to non-intrusively measure full flow field [8]. The color of white light scattered from the thermo-chromic particles can be calibrated against temperature and scattering angle.

Another possibility in temperature measurements is utilization of temperature-sensitive fluorescent dyes excited by laser light - laser induced fluorescence (LIF), where temperature mapping includes the whole domain. Many studies have used LIF as a diagnostic technique to measure fluid flow scalars. Temperature measurements, in particular, are commonly made to acquire specific information about physical processes, i.e. natural convection [1, 9, 10]; tribological flows [3]; heat transfer and turbulent mixing [2, 5-7]; evaporating and combusting droplets [4]. This paper presents an experimental procedure and LIF measurement of natural convection in vertically heated cubical enclosure.

## 2. Principle

Fluorescence is a radiative decay process that occurs by electronic transitions in molecules. A fluorescent dye molecule is exposed to an electromagnetic field and photons entering the molecule cause displacements of electrons from one region to another. This displacement of electrons causes an increase in potential energy of the molecule from the ground state to the first electronic excited state resulting in fluorescent light emission [8]. The ratio of the total energy emitted per quantum of energy absorbed by the molecule is called the quantum efficiency  $\Phi$ . The fluorescence energy  $I$  [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-3}$ ] emitted per unit volume is defined as [8]:

$$I = I_0 C \Phi \varepsilon \quad (1)$$

where  $I_0$  is the incident light flux [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ ],  $C$  is the concentration of the dye solution [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ] and  $\varepsilon$  is an absorption coefficient [ $\text{m}^2\cdot\text{kg}^{-1}$ ].

In most organic dyes quantum efficiency is temperature dependent. And although the change in fluorescence intensity is normally small, there are some types of dyes that have significant sensitivity to temperature. In Rhodamine B,

the fluorescence intensity strongly depends on the temperature, and LIF signal decreases about 25% for each 10K temperature increase. This feature can be used to measure the temperature of the liquid, if both the exciting light intensity and concentration of the dye can be kept constant.

### 3. Experimental set-up and procedure

In order to map the temperature, the classical benchmark for natural convection of water with addition of 3mg of Rhodamine B in a cubical cavity was investigated. A cubical enclosure of 210x210x210 mm, presented in figure 1, with one vertical wall hot and opposite one cold, was considered. Other walls were adiabatic. The non-adiabatic walls' temperature was kept constant by means of two water bath thermostats and the wall temperature difference was set at 5°C. The experimental set-up used in the present investigation is shown in figure 2 and figure 3. The excitation source was Nd:YAG laser (*Litron Lasers*), which was connected to energy monitor in order to register laser energy fluctuations. CCD camera (*LaVision*), with a set of lenses, was recording the LIF images.

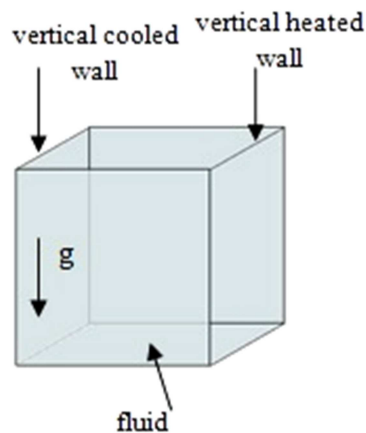


Fig. 1. Geometry of the cubical cavity

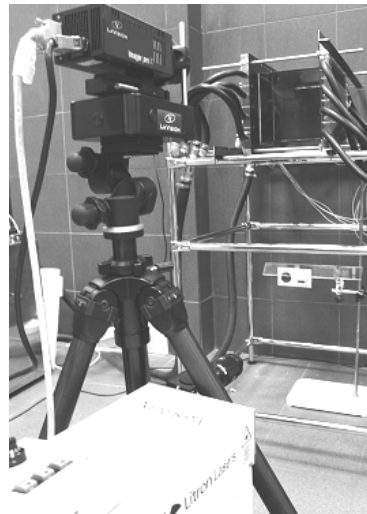


Fig. 2. Experimental set-up

In LIF measurements the preferred setup of laser light sheet and the camera is perpendicular (as shown in figure 3). So after adjusting the laser to form a light sheet at the desired place and positioning camera, calibration and scaling took place in order to correct the distorted image. Then image recording process started. Because camera's dark current (dark image) and surrounding light (background image) add an offset to the signal from the actual experiment, those effects must be subtracted in order to extract pure LIF image. This is

achieved by recording a Background Image (with camera's lenses closed). Moreover, all lasers show a certain spatial profile normal to the beam axis when the laser is formed to a sheet. These local laser sheet inhomogeneities will introduce systematic errors. These effects were corrected with the Sheet Correction process - recording the sheet image, which gives information about the spatial laser energy distribution and the optical transmission behaviour of the detected system, and subtracting it from experimental images, which were recorded next (with temperature difference between heated and cooled walls  $5^{\circ}\text{C}$ ).

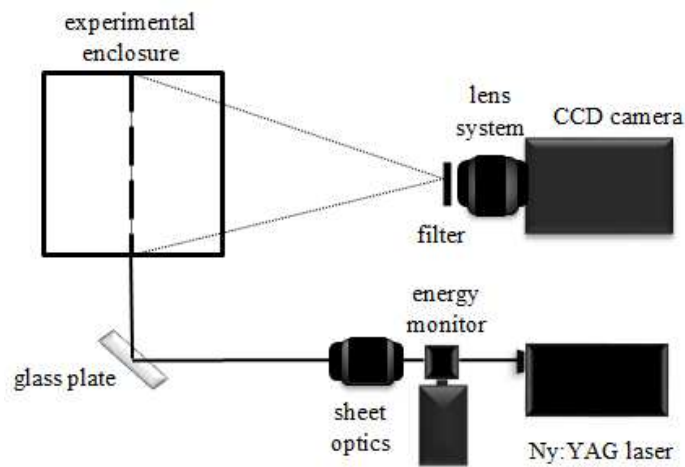


Fig. 3. Side view of the experimental set-up

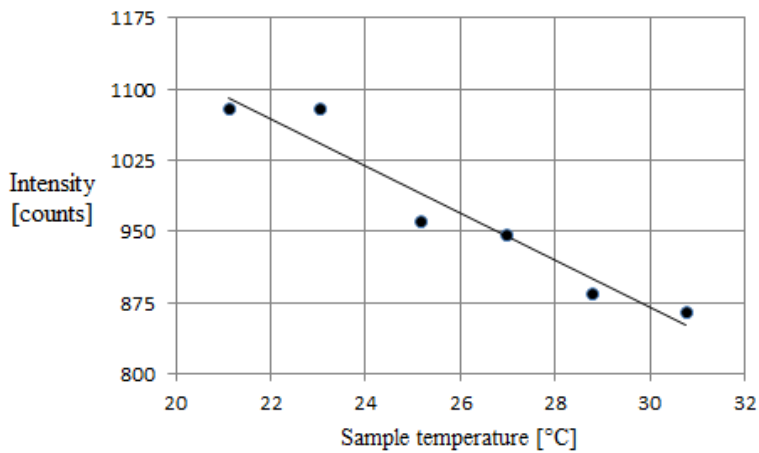


Fig. 4. Calibration curve

In order to extract absolute temperature from experimental images, it is necessary to map the image intensities to physical units. For this purpose, a set of calibration images was recorded at known values of temperature, matching intensities to specific temperature and creating a calibration curve, shown in figure 4. This curve was used to determine temperature values in experimental images.

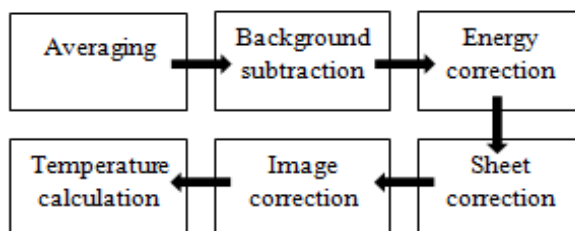


Fig. 5. Workflow for post processing of experimental images

All recorded images include the LIF signal with systematic errors, mentioned above. Therefore, for an optimum result it is necessary to correct these inaccuracies using post processing functions and procedures, shown schematically in figure 5. For experimental images processing, the first step is averaging of the images. This operation calculates basic statistical values, such as average, rms etc. for each pixel position, storing it in a new image set. Then background subtraction takes place - reducing dark current signals and light reflections to achieve pure LIF signal information. Next step is energy correction, which applies an image normalization using the read-out data from Energy Monitor. Then sheet correction is applied, correcting laser sheet inhomogeneities. Furthermore, images are polished through employing smoothing filters, which reject noises from the laser and remove small particles from the images. The last step in image processing is temperature calculation. This function re-scales recorded intensity values of an image to temperature. As a result, temperature map of recorded experimental image is achieved.

## 4. Results

Figure 8 presents raw image obtained during LIF experiment. After post processing temperature distribution, presented in figure 7, is obtained (darker grey color on the right side symbolizes higher temperature). *LaVision* software, used in this work, provides many options and one of them is automatic profile of the temperature at desired position. Vertical temperature profile at the middle height of the experimental enclosure is presented in figure 8. The temperature profile, in investigated domain, changes almost linearly from left side (wall temperature 21.02°C) to right side (wall temperature 26.06°C). There are visible

boundary layers near the walls, where intensive temperature changes occur.

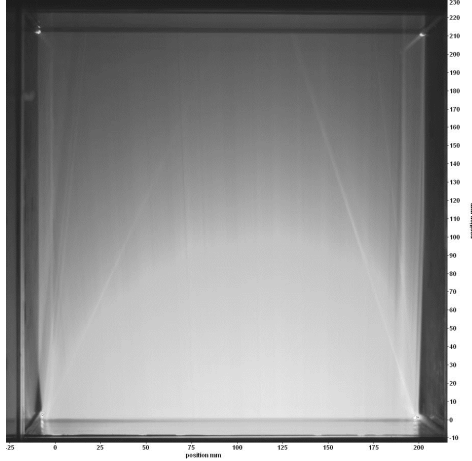


Fig. 6. Raw image obtained in LIF experiment

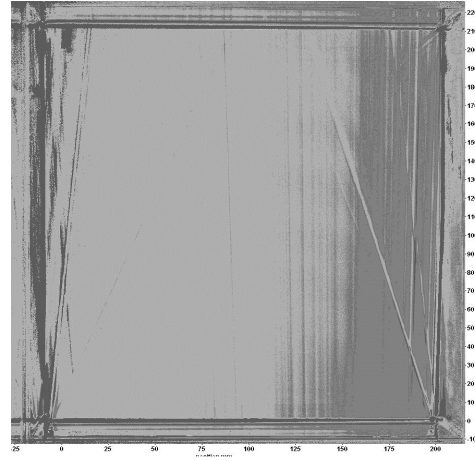


Fig. 7. LIF-temperature map (left wall cooled, right wall heated)

Also, the recorded temperature is much higher at the nodes and edges, due to laser distribution disturbances. Those effects should be avoided in future works.

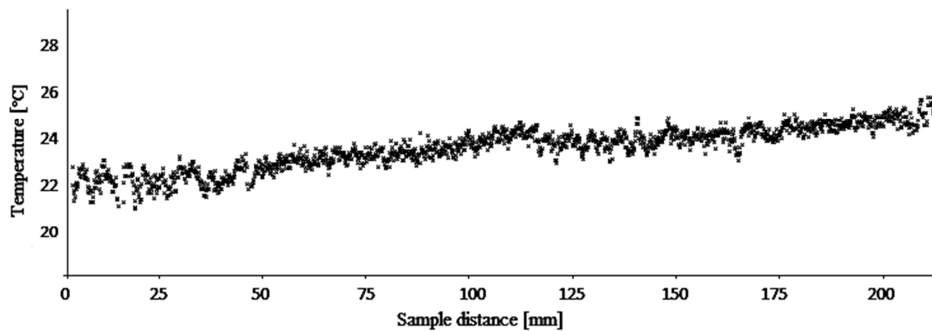


Fig. 8. Temperature profile in the middle of the sample

## 5. Conclusions

Temperature mapping with the use of laser induced fluorescence was investigated. Procedure and post processing processes were briefly described, and one case of investigated natural convection was shown. Temperature distribution was obtained, but presented technique has to be improved. Firstly, post

processing must be updated. To obtain clear field of view and to remove small disturbances caused by light reflections, more filters must be used. Moreover, better and more accurate dyes could be implemented. This also creates an opportunity to investigate in the future natural convection process using two-color laser induced fluorescence.

## References

- [1] Coolen M.C.J., Kieft R.N., Rindt C.C.M., van Steenhoven A.A.: Application of 2-D LIF temperature measurements in water using a Nd: YAG laser, *Exp. Fluids*, 27 (1999) 420-426.
- [2] Coppeta J., Rogers C.: Dual emission laser induced fluorescence for direct planar scalar behavior measurements, *Exp. Fluids*, 25 (1998) 1-15.
- [3] Hidrovo C.H.: 2D thickness and temperature mapping of fluids by means of a two-dye laser induced fluorescence ratiometric scheme, *J. Flow Vis. Image Process.* 9 (2002) 171-191.
- [4] Lavieille P., Lemoine F., Lavergne G., Lebouché M.: Evaporating and combusting droplet temperature measurements using two-color laser-induced fluorescence, *Exp. Fluids*, 31 (2001) 45-55.
- [5] Lemoine F., Antoine Y., Wolff M., Lebouche M.: Simultaneous temperature and 2D velocity measurements in a turbulent heated jet using combined laser-induced fluorescence and LDA, *Exp. Fluids*, 26 (1999) 315-323.
- [6] Rotter F., Scholz J., Grimsel J., Wackerbarth H., Beushausen V.: Laser-induced fluorescence temperature determination in fuel-air mixtures without additional fluorescence tracers, *Appl. Phys. B*, 101 (2010) 909-913.
- [7] Sakakibara J., Hishida K., Maeda M.: Measurements of thermally stratified pipe flow using image-processing techniques, *Exp. Fluids*, 16 (1993) 82-96.
- [8] Sakakibara J., Adrian R.J.: Whole field measurement of temperature in water using two-color laser induced fluorescence, *Exp. Fluids*, 26 (1999) 7-15.
- [9] Sakakibara J., Adrian R.J.: Measurement of temperature field of a Rayleigh-Benard convection using two-color laser-induced fluorescence, *Exp. Fluids*, 37 (2004) 331-340.
- [10] Sutton J., Fisher B.T., Fleming J.W.: A laser-induced fluorescence measurement for aqueous fluid flows with improved temperature sensitivity, *Exp. Fluids*, 45 (2008) 869-881.

## Acknowledgements

*The present work was financially supported by the Polish Science Centre (Project No. 12/07/B/ST8/03109)*

## **ANALIZA PROCESU KONWEKCJI NATURALNEJ PRZY UŻYCIU TECHNIKI FLUORESCENCJI WZBUDZANEJ LASEROWO**

### **Streszczenie**

Pomiary temperatury są niezwykle istotne i mają zastosowanie w wielu technicznych i inżynierskich procesach, m.in. w analizowaniu konwekcji naturalnej. W odróżnieniu od popularnie używanych termopar i sensorów temperatury Pt100, pozwalających na punktowe pomiary temperatury, technika fluorescencji laserowej LIF pozwala na zobrazowanie pola temperatury w całym badanym obszarze. Oczywistą wadą termopar i czujników Pt100 jest możliwy wpływ sondy na przepływ płynu, zmieniając jego strukturę. Ponadto na dokładność pomiarową w technice LIF wpływa także fakt, że w układzie nie występują zaburzenia przepływu spowodowane wprowadzeniem do analizowanego obszaru stałych czujników. Problem ten nie pojawia się w pomiarach techniką LIF. Ponadto, odwzorowanie temperatury jest bardziej dokładne przy pomiarach techniką fluorescencji laserowej. Poniższa praca skupia się na opisanu jednokolorowej techniki LIF (z wykorzystaniem jednego barwnika fluorescencyjnego) pod względem teoretycznym oraz praktycznym. Opisane zostało stanowisko pomiarowe oraz szereg kolejnych operacji składających się na uzyskanie obszarowego pola temperatury. Przedstawione zostały wyniki analizy procesu konwekcji naturalnej wody w konfiguracji z jedną ścianą boczną grzaną i naprzeciwległą chłodzoną poprzez zamieszczenie wyników pomiarowych uzyskanych techniką fluorescencji laserowej.

**Keywords:** pomiar temperatury, techniki wizualizacyjne, LIF, fluorescencja

DOI: 10.7862/rm.2014.44

*Otrzymano/received: 25.05.2014*

*Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014*

Dariusz MIKIELEWICZ<sup>1</sup>  
Jarosław MIKIELEWICZ<sup>2</sup>  
Jan WAJS<sup>1,2</sup>  
Michał BAJOR<sup>2</sup>

## MIKROSIŁOWNIA DOMOWA JAKO ŹRÓDŁO ENERGII CIEPLNEJ I ELEKTRYCZNEJ

Obiektem rozważań podejmowanych w ramach pracy jest kocioł gazowy sprzężony z laboratoryjnym modułem mikro-ORC. W badaniach zastosowano komercyjny kocioł, przeznaczony do użytkowania w gospodarstwach domowych. Jest to kocioł gazowy firmy De Dietrich (DTG X23N) o mocy cieplnej 25 kW. Przy wyborze kotła jako źródła ciepła kierowano się jak największą popularnością pod kątem mocy grzewczej całej jednostki ORC w gospodarstwach domowych. Głównym celem badań było określenie zakresu temperatur płynu, osiąganych strumieni ciepła oraz sprawności całego układu. Badania wstępne pokazały, że kocioł gazowy jest w stanie dostarczyć nasyconą/przegrzaną parę etanolu o parametrach niezbędnych do prawidłowego funkcjonowania jednostki ORC. System może wyprodukować około 1kW energii. Zgodnie z zaleceniami i piniami autorów może być wykorzystany jako źródło ciepła w domowych siłowniach micro-CHP.

**Słowa kluczowe:** mikrosiłownia, organiczny obieg Rankine'a, kocioł gazowy

### 1. Wprowadzenie

Wraz ze wzrostem zapotrzebowania na różne nośniki energii, zauważalny jest trend poszukiwania nowych form ich produkcji. W ostatnich latach produkcja energii skłania się ku energetyce rozproszonej opartej na lokalnych źródłach energii oraz technologiach wykorzystujących paliwa kopalne i odnawialne źródła energii. Wychodząc naprzeciw oczekiwaniom jakie stawia przyszłość energetyczna autorzy podjęli próbę stworzenia małej jednostki produkującej w ko-

---

<sup>1</sup> Autor do korespondencji/corresponding author: Dariusz Mikielewicz, Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny, Narutowicza 11/12, 80-231 Gdańsk, e-mail: dariusz.mikielewicz@pg.gda.pl

<sup>2</sup> Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Fiszera 14, 80-231 Gdańsk, e-mail: jaroslaw.mikielewicz@imp.gda.pl, janwajs@pg.gda.pl, micbajor@pg.gda.pl



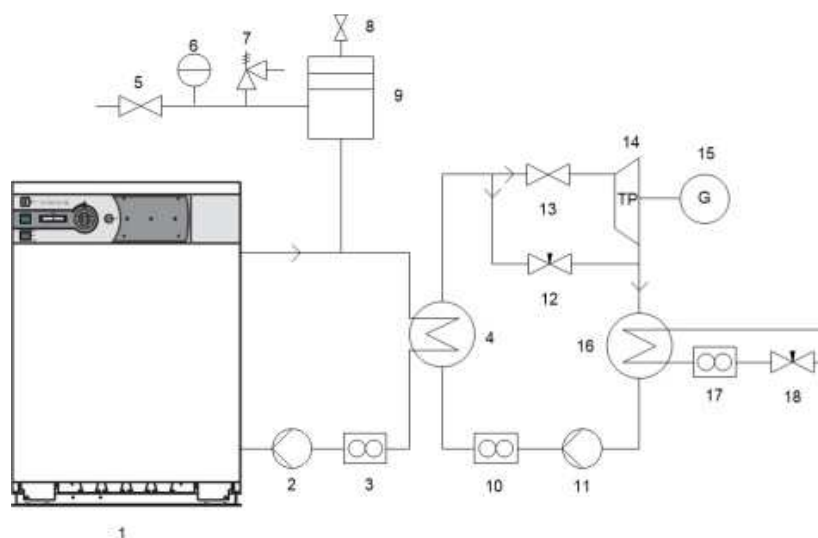
generacji energię elektryczną oraz ciepłą dla pokrycia potrzeb indywidualnych gospodarstw domowych. Idea pracy układu oparta jest na organicznym obiegu Rankine'a (*Organic Rankine Cycle*, ORC), wykorzystującym kocioł gazowy o mocy cieplnej 25 kW jako autonomiczne źródło ciepła. Zaproponowany obieg ORC wspierany jest przez Dyrektywę Parlamentu Europejskiego i Rady (2012/27/UE), która wymienia go jako jedną z form produkcji energii w kogeneracji.

Zasada działania układu realizującego organiczny obieg Rankine'a nie odbiega od fundamentalnej zasady działania klasycznej siłowni parowej Clausiusa-Rankine'a (C-R), gdzie czynnikiem roboczym jest para wodna. Mając za tło klasyczny obieg C-R łatwo zauważyć, że zasadniczą różnicę w obiegu ORC stanowi fakt zastosowania czynnika niskowrzącego jako czynnika roboczego. Dzięki temu do przygotowania pary nasyconej / przegrzanej czynnika można wykorzystać niskotemperaturowe źródło energii, a sam obieg cechuje się niższymi temperaturami oraz ciśnieniami. Dlatego z punktu widzenia użytkownika technologia ORC jest bezpieczniejsza, zwłaszcza przy zastosowaniu w gospodarstwach domowych. Praktyczne stworzenie modułu ORC w małej skali jest technologicznym wyzwaniem. Głównymi wymaganiami stojącymi przed twórcami prototypowej wersji stanowiska domowej mikrośiłowni były:

- zastosowanie technologii ORC w węźle cieplnym indywidualnego gospodarstwa domowego,
- produkcja energii cieplnej dla potrzeb własnych oraz skojarzona z nią produkcja energii elektrycznej,
- wykorzystanie kotła gazowego jako źródła ciepła w mikrośiłowni parowej,
- kompaktowość i mobilność układu kogeneracyjnego,
- zastosowanie ekologicznego czynnika roboczego w układzie parowym,
- wdrożenie innowacyjnych rozwiązań wymienników ciepła (parownika i skraplacza),
- rozwiązanie innowacyjnego rozwiązania turbiny parowej pracującej z alkoholem jako czynnikiem roboczym.

## 2. Demonstracyjna mikrośiłownia domowa z kotłem gazowym

W proponowanym stanowisku laboratoryjnym układ ORC stanowi swego rodzaju moduł dodatkowy do kotła gazowego DTG X 23 N, który w wersji komercyjnej stanowi ofertę firmy De Dietrich dla gospodarstw domowych. Kocioł taki został zmodyfikowany przez autorów [1] i przetestowany podczas współpracy z olejem termalnym w zakresie wysokich temperatur. Koncepcję instalacji laboratoryjnej pokazano na Rys. 1. Widok aksonometryczny demonstracyjnej mikrośiłowni ORC z kotłem gazowym pokazano na Rys. 2a. Natomiast ogólny widok stanowiska przedstawiono w formie fotografii na Rys. 2b.

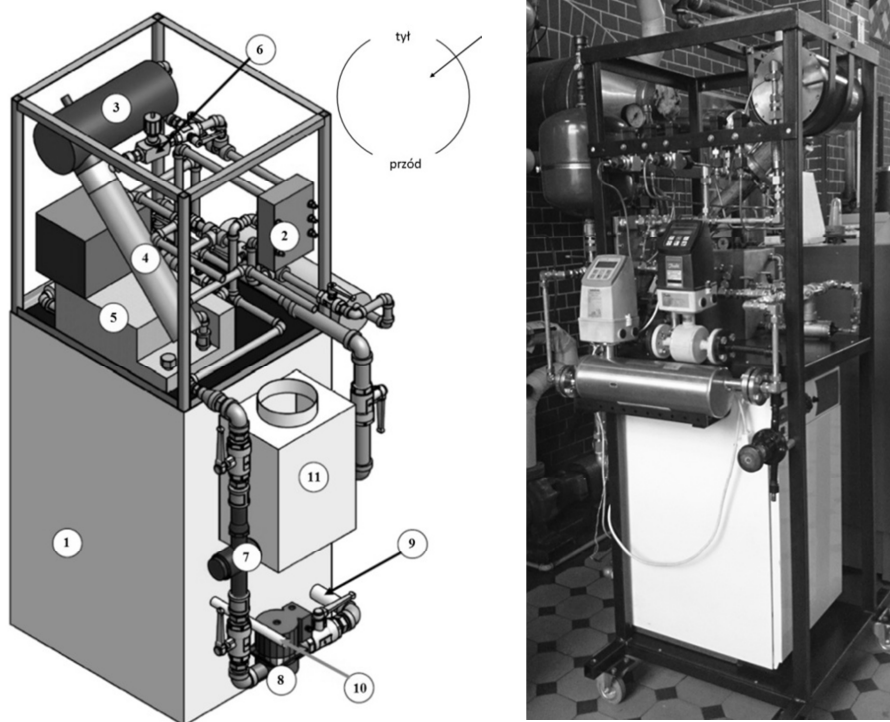


Rys.1. Schemat instalacji laboratoryjnej; 1-kocioł gazowy De Dietrich DTG, 2- cyrkulacyjna pompa oleju, 3- przepływomierz oleju, 4- parownik, 5- zawór kulowy, 6- manometr, 7- zawór bezpieczeństwa, 8- zawór kulowy, 9- naczynie zbiorcze, 10- przepływomierz masowy, 11- pompa czynnika, 12- zawór dławiący, 13- zawór kulowy, 14- mikrotrubina, 15- generator, 16- skraplacz, 17- przepływomierz wody chłodzącej, 18- zawór dławiący

Fig. 1. Schema of the laboratory installation; 1- De Dietrich DTG gas boiler, 2- circulating pump of oil, 3- oil flowmeter, 4- evaporator, 5- ball valve, 6- manometer, 7- safety valve, 8- ball valve, 9- compensation vessel, 10- mass flowmeter, 11- pump of working medium, 12- throttle valve, 13- ball valve, 14- microturbine, 15- generator, 16- condenser, 17- cooling water meter, 18- throttle valve

Poniżej przedstawiono skrótowy opis zasady działania stanowiska – zastosowane w opisie oznaczenia korespondują z oznaczeniami zamieszczonymi na rysunku przestrzennym. Jak wcześniej wspomniano, autonomicznym źródłem ciepła dla mikrośilowni ORC jest kocioł gazowy (1), w którym zachodzi konwersja energii chemicznej paliwa (gazu ziemnego) na energię cieplną odbieraną przez olej termalny Mobiltherm. Olej termalny jest pośrednim nośnikiem ciepła cyrkulującym w zamkniętej pętli pomiędzy kotłem i parownikiem (2) modułu ORC z alkoholem etylowym jako czynnikiem roboczym. Cyrkulację oleju w tej pętli zapewnia pompa Wilo ST20/6 (3) o maksymalnej wydajności  $3.5 \text{ m}^3/\text{h}$  i maksymalnej wysokości podnoszenia 6 m. Do pomiaru wydatku objętościowego oleju wykorzystano przepływomierz skrzydełkowy (4) Cyrkulację alkoholu etylowego w zamkniętej pętli modułu ORC zapewnia pompa wyporowa (5) o napędzie elektrycznym firmy HP o symbolu 0815004 (max. wydatek do  $0.1 \text{ kg/s}$ ; max. ciśnienie na tłoczeniu do 16 bar). Dla potrzeb badań laboratoryjnych testowano również hermetyczną pompę zębatą ze sprzęgłem magnetycznym firmy Tuthill model TXS 2.6 o nominalnej wydajności 431 li-

trów/godz. przy ciśnieniu różnicowym 10.3 bar. Regulacja wydajności pompy odbywa się za pomocą zmiany przyłożonego napięcia, bądź dzięki wykorzystaniu zaworu dławiącego sterowanego ręcznie – zainstalowanego na drodze „bypassu” (6). Do pomiaru wydatku alkoholu służy przepływomierz masowy Coriolisa (7) SITRANS FCMASFLO 2100 wraz z przetwornikiem sygnału (dokładność pomiaru wynosi 0.1%). Alkohol przepływając przez parownik odbiera energię cieplną od oleju termalnego, na skutek czego odparowuje, przechodząc również przy odpowiednio dużej gęstości strumienia ciepła w stan pary przegrzanej. Para nasycona/przeznaczona jest docelowo kierowana do turbiny (8), gdzie rozpręża się, a następnie płynie do skraplacza (9). W fazie rozruchu stanowiska do ekspansji pary służy zawór dławiący (10). Skraplacz jest chłodzony wodą sieciową. Po procesie kondensacji alkohol etylowy jest kierowany do zbiornika (11).



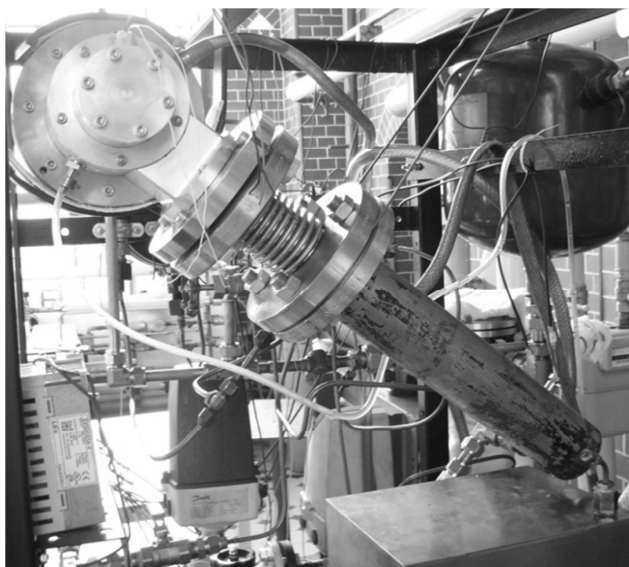
Rys. 2 A- mikrośiłownia parowa – widok aksonometryczny: 1 - kocioł gazowy, 2 - parownik, 3- turbogenerator, 4 - skraplacz, 5 - zbiornik alkoholu etylowego, 6 - zawór dławiący, 7 - przepływomierz oleju, 8 - pompa oleju, 9 - króciec powrotu oleju do kotła, 10 - króciec gazowy, 11 - czopuch B - widok stanowiska mikrośiłowni ORC z kotłem gazowym

Fig. 2. A micro power plant – axonometric view: 1- gas boiler, 2- evaporator, 3- turbogenerator, 4- condenser, 5 - tank with ethanol, 6 - throttle valve, 7 - flowmeter of oil, 8 - circulating pump of oil, 9 - inlet oil, 10 - gas connection, 11 - flue B - overview of ORC micro power plant with gas boiler

### 3. Główne elementy stanowiska - informacja techniczna

Kocioł gazowy DTG X 23 N firmy De Dietrich posiada otwartą komorę spalania, elektroniczny zapłon z jonizacyjną kontrolą płomienia, palnik atmosferyczny przystosowany do spalania wszystkich rodzajów gazu ziemnego oraz gazu płynnego. Poza głównym palnikiem kocioł wyposażony jest również w palnik zapłonowy, który umożliwia „miękki” (niewybuchowy) start palnika głównego. Korpus kotła jest wykonany z odpornego na korozję i szok termiczny żeliwa eutektycznego. Etapy procesu adaptacji kotła celem przystosowania go do współpracy z obiegiem ORC omówiono szczegółowo w raporcie [1].

Podczas badań stanowiska funkcję parownika pełnił autorski płaszczoworurkowy wymiennik ciepła, który został zaprojektowany i wykonany w oparciu o minikanaly o przekroju okrągłym [2]. Jest on wyposażony w przegrody turbulizujące przepływ wewnątrz płaszcza. Powierzchnia wymiany ciepła wymiennika wynosi  $0.4 \text{ m}^2$ . Wszystkie elementy składowe wymiennika ciepła wykonano ze stali austenitycznej chromowo-niklowej (kwasoodpornej). Połączenia wykonano w technologii spawania metodą TIG. Płaszcz zewnętrzny wykonano z rury o średnicy wewnętrznej 67 mm i grubości ścianki 3 mm. Wkład płaszcza (pek) stanowi układ heksagonalny 103 rur o długości czynnej 310 mm, średnicy wewnętrznej 2 mm i grubości ścianki 1 mm. Powierzchnie czołowe wymiennika, podobnie jak dna sitowe wkładu, wykonano z blachy o grubości 5 mm.



Rys. 3. Widok skraplacza połączonego elementem tłumiącym z turbiną

Fig. 3. The view of condenser combined with turbine through muffler element

Funkcję skraplacza pełnił w stanowisku płaszczowo-rurowy wymiennik ciepła z minikanalami, bliźniaczy do konstrukcji parownika. Widok zainstalowanego wymiennika ciepła pokazano na rysunku 3. Dla potrzeb stanowiska mikrośilowni domowej ORC zastosowano połączenie skraplacza z turbozespołem za pomocą elastycznego łącznika zapewniającego tłumienie drgań w układzie.

Mikroturbina parowa wraz z generatorem prądu została zaprojektowana i wykonana specjalnie dla potrzeb prototypu mikrośilowni ORC z etanolem jako czynnikiem roboczym. Generator prądu posadowiony jest na wale turbiny, bezpośrednio za jej częścią niskoprężną – zespół turbina i generator mają zatem wspólny kadłub. Mikroturbina osiowa wyposażona jest w pojedynczy stopień turbinowy naddźwiękowy (obliczeniowa prędkość obrotowa wirnika to 30 tys obr/min), zaprojektowany pod kątem współpracy z parą alkoholu etylowego. Obliczeniowe parametry termiczne pary alkoholu to: ciśnienie pary na wlocie do turbiny 7 bar, ciśnienie pary po ekspansji w turbinie 1 bar, wydatek masowy 25 g/s.

#### 4. Badania wstępne

Jak już wcześniej wspomniano, czynnikiem roboczym w obiegu był bezwodny alkohol etylowy. Własności fizyczne, niezbędne do obliczeń bilansowych, zaczerpnięto z programu Refprop 9.0 [4]. W ramach wstępnych badań prototypu mikrośilowni domowej przeprowadzono rozruch instalacji i analizę współpracy kotła gazowego z modułem ORC w obecności prototypowej mikroturbiny w obiegu [3]. Pomiary wielkości fizycznych pozwoliły na wykonanie obliczeń strumienia ciepła odbieranego przez czynnik roboczy (etanol) w parowniku ( $\dot{Q}_d$ ), strumienia ciepła oddawanego wodzie chłodzącej w skraplaczu ( $\dot{Q}_w$ ), teoretycznej sprawności realizowanego obiegu termodynamicznego ( $\eta_{ob}$ ), sprawności maksymalnej, tj. sprawności obiegu Carnota w min/max temperatury pracy ( $\eta_c$ ), oraz sprawności egzergetycznej ( $\eta_b$ ) (Tab. 1). W tabeli zamieszczono dodatkowo wydatki masowe etanolu, temperatury i ciśnienia, wydajność cieplną wymienników oraz stopień suchości pary alkoholu etylowego  $x$  na wyjściu z turbiny.

Tabela 1. Parametry pracy modułu ORC

Table 1. Operational parameters of ORC module

	$\dot{Q}_d$	$\dot{Q}_w$	$N_{el}$	$\dot{m}_{et}$	$P_{przed}$ turbina	$T_{przed}$ turbina	$P_{za}$ turbina	$x_{za}$ turbina	$\eta_{ob}$	$\eta_c$	$\eta_b$
	kW	kW	W	g/s	bar	°C	bar	–	%	%	%
1	21,26	19,63	660	20	5,73	130,4	1,59	0,98	5,45	22,53	24,19
2	21,29	19,19	708	20	5,29	129,6	1,53	0,96	5,73	20,66	27,72
3	21,48	18,84	764	19	6,04	143,2	1,56	0,99	6,20	23,54	33,33

Rozruch turbiny nastąpił przy założeniu pewnego marginesu względem parametrów projektowych – dotyczyło to zarówno obniżonego wydatku masowego pary alkoholu etylowego, jak i jej ciśnienia na wlocie do turbiny (Tabela 1). Taką procedurę przyjęto z uwagi na fakt pierwszego rozruchu (względny bezpieczeństwa, testowanie łożyskowania i współpracy generatora z układem odbioru mocy elektrycznej) oraz na skutek braku układu automatycznej regulacji pracy turbiny.

## 5. Podsumowanie

W ramach prac zbudowano pierwsze w Polsce demonstracyjne stanowisko domowej mikrosiłowni parowej ORC z kotłem gazowym jako autonomicznym źródłem ciepła. Pozwala ono realizować kogeneracyjną produkcję energii cieplnej i elektrycznej w aspekcie pokrycia potrzeb indywidualnego gospodarstwa domowego. Domowy kocioł gazowy wyposażony w układ realizujący obieg pary z alkoholem etylowym jako czynnikiem roboczym zasługuje na miano kotła III generacji. Prototypowe stanowisko nosi znamiona innowacyjności z uwagi na kompaktowość, mobilność i autorskie rozwiązania wymienników ciepła typu parownik i skraplacz. Stanowi ono udokumentowanie dotychczasowych prac autorów w dziedzinie mikro-energetyki, prowadzonych w ramach projektu kluczowego nr POIG.01.01.02-00-016/08.

W trakcie badań wykazano, że kocioł gazowy DeDietrich pozwala wyprodukować parę przegrzaną alkoholu etylowego przy jej wydatku masowym w zakresie 20 g/s i pod ciśnieniem 6 bar. Uzyskane parametry termiczne pary pozwoliły na uruchomienie prototypowej mikroturbiny i generację prądu elektrycznego. Odnotowana maksymalna wartość generowanej mocy elektrycznej to 760 W. Należy jednak w tym miejscu podkreślić, że badania prowadzono przy zaniżonych parametrach termicznych pary alkoholu w odniesieniu do założeń projektowych. W opinii autorów kocioł gazowy De Dietrich może współpracować z modułem ORC w warunkach kogeneracji.

## Literatura

- [1] Mikielwicz D., Wajs J., Bieliński R., Zygmunt J.: Adaptacja kotła gazowego do współpracy z olejem termalnym, Oprac. wewnętrzne IMP PAN, 578/2011.
- [2] Wajs J., Mikielwicz D.: Minikanałowy płaszczowo-rurowy wymiennika ciepła, Technika Chłodnicza Klimatyzacyjna, 17 (2010) 172-173.
- [3] Mikielwicz D., Wajs J., Bajor M., Myszkier E., Kozak P.: Budowa i badania odbiorowe prototypu mikrosiłowni ORC z etanolem jako czynnikiem roboczym, współpracującej z adaptowanym kotłem gazowym DeDietrich - współpraca z turbiną. IMP PAN, 198/2014.
- [4] Refprop v. 9.0, National Institute of Standards, 2010.

## **DOMESTIC MICRO POWER PLANT AS A SOURCE OF HEAT ENERGY AND ELECTRICITY**

### **S u m m a r y**

The object of considerations undertaken in the article is a gas boiler coupled with laboratory micro-ORC module. The investigations used a commercial boiler, intended for the use in households. This is the gas boiler produced by DeDietrich company (DTG X23N), 25 kW thermal power. The most popular source for heating power the entire ORC unit in households is considered to choose a boiler as a heat source. The main aim of the study was to determine the fluid temperature range, heat flux performance and efficiency of the whole system. Preliminary investigations showed that a gas boiler is able to provide the saturated/superheated vapour of ethanol as working fluid at required conditions needed in the ORC. The system can produce around 1kWe. According to authors' recommendations and opinions it can be used as a heat source in domestic micro-CHP.

**Keywords:** micro power plant, organic Rankine cycle, gas boiler

DOI: 10.7862/rm.2014.45

*Otrzymano/received: 25.05.2014*

*Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014*

Dariusz MIKIELEWICZ<sup>1</sup>  
Jarosław MIKIELEWICZ<sup>2</sup>  
Jan WAJS<sup>1,2</sup>

## ANALIZA MOŻLIWOŚCI WSPÓŁPRACY ELEKTROWNI O MOCY 900MW Z UKŁADEM ODZYSKU CIEPŁA ZASILAJĄCYM ORC

W pracy przeanalizowano kwestie związane z wykorzystaniem ciepła odpadowego z bloku energetycznego elektrowni o parametrach nadkrytycznych o mocy 900MW. Zagadnieniem nad którym skupiono uwagę jest pełne wykorzystanie potencjału ciepła odpadowego ze spalin, w postaci strumienia ciepła gorącej wody o mocy 200MW i temperaturze 90°C. Ciepło to wykorzystane jest do grzania układu ORC. Temperatura nośnika ciepła jest niewystarczająca, aby uzyskać atrakcyjne sprawności termiczne obiegu ORC i dlatego obieg ten jest dodatkowo dogrzewany ciepłem pary upustowej. W pracy przedstawiono model numeryczny układu hybrydowego łączącego blok nadkrytyczny o mocy 900 MWe z obiegiem ORC. Ponadto przedstawiono obliczenia numeryczne bloku nadkrytycznego dla płynu roboczego etanolu, przy wykorzystaniu dwóch upustów pary wodnej do końcowego odparowania czynnika ORC. Do analizy parametrów eksploatacyjnych obiegu posłużono się komercyjnym kodem Aspen Plus.

**Słowa kluczowe:** odzysk ciepła, organiczny obieg Rankine'a, elektroenergetyka

### 1. Wprowadzenie

Pewne, bezpieczne i możliwie tanie dostawy energii stanowią zasadniczą kwestię dla utrzymania ekonomicznego rozwoju oraz bezpieczeństwa społeczeństw. Ostatnio obserwowane obniżenie poziomu bezpieczeństwa energe-

---

<sup>1</sup> Autor do korespondencji/corresponding author: Dariusz Mikielewicz, Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny, Narutowicza 11/12, 80-231 Gdańsk, e-mail: dariusz.mikielewicz@pg.gda.pl

<sup>2</sup> Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Fiszera 14, 80-231 Gdańsk, e-mail: jaroslaw.mikielewicz@imp.gda.pl, janwajs@pg.gda.pl



tycznego, pogłębiające się zmiany klimatu i rosnące potrzeby energetyczne stanowią wyzwanie dla nauki i techniki. Autorzy postawili sobie za zadanie przybliżyć rolę technologii konwersji energii, a w szczególności potencjału ukrytego w odzysku energii odpadowej w odniesieniu do elektrowni węglowych. Jest to zagadnienie dotychczas nie rozpatrywane, gdyż sądzono że jest to proces mało opłacalny. W obecnych czasach rachunek ekonomiczny wskazuje na opłacalność technologii odzysku ciepła z układu siłowni węglowych. W przypadku tradycyjnej technologii z siłowniami parowymi mają temu służyć działania poprawiające sprawność takie jak:

- zwiększenie nadkrytycznych parametrów pary,
- instalowanie układów dla odzysku ciepła odpadowego,
- podsuszanie węgla brunatnego,
- wysokosprawna kogeneracja itd.

Wynika stąd, że instalacje do odzysku ciepła odpadowego z bloków energetycznych są jednymi z priorytetowych problemów rozwoju energetyki zawodowej.

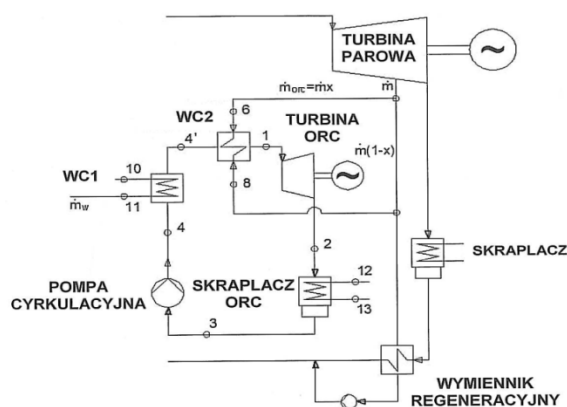
W artykule przedstawiono nową i oryginalną koncepcję współpracy nisko-temperaturowego obiegu ORC z blokiem turbiny parowej [1]. Ze względu na stosunkowo niską temperaturę strumienia ciepłej wody parametry, które mamy do wykorzystania w pracy, a co za tym idzie wydajności cieplne możliwe do uzyskania w systemie ORC są niezadawalające dla układu ORC. Z tego względu w pracy szczegółowo przedstawiono koncepcję dogrzewu obiegu ORC za pomocą pary pobieranej z upustów pary z części niskoprężnej turbiny.

## 2. Koncepcja odzysku ciepła

Do rozważań przyjęto najprostszy obieg Rankina z czynnikiem organicznym bez przegrzewu pary przed turbiną. Ze względu na rozpatrywane potencjalne czynniki robocze możliwe do wykorzystania w instalacji ORC rozpatrzono obiegi bez oraz z regeneracją cieplną obiegu. Obieg bez regeneracji ciepła, jako prostszy, ma zapewnić możliwie małe powierzchnie wymiany ciepła w obiegu, decydujące o wymiarach siłowni.

Schemat zastosowanej turbiny parowej współpracującej z obiegiem ORC przedstawiono na rysunku 1. Podstawowymi elementami układu ORC są: kocioł (parownik), turbina, skraplacz i pompa zasilająca. W rozpatrywanym rozwiązaniu wytwornica pary w ORC składa się z przynajmniej dwóch wymienników. Obieg ORC, dogrzewany parą upustową w celu efektywnego wykorzystania ciepła odpadowego, jest ogrzewany w przynajmniej w dwóch wymiennikach ciepła, przy czym w pierwszym (WC1) doprowadzone jest ciepło odpadowe, natomiast w drugim (WC2) ciepło skraplającej się pary pochodzącej z upustu, lub z innego źródła ciepła podającego parę. W przypadku korzystania z większej liczby upustów, czy tak jak zaproponowano w dalszej części opisu

wykorzystanie ciepła z instalacji wychwytu CO<sub>2</sub>, konieczne jest wprowadzenie kolejnych wymienników ciepła. Para, która oddała część ciepła w wymienniku WC2 kierowana jest do wymiennika regeneracyjnego obiegu parowego. Zaletą tego rozwiązania jest efektywne wykorzystanie niskotemperaturowego ciepła odpadowego będącego w postaci strumienia gorącej wody lub gazu. W przypadku braku dogrzania parą upustową wykorzystanie niskotemperaturowego źródła ciepła odpadowego jest jedynie częściowe. W takim przypadku albo musimy zastosować bardzo duże natężenie przepływu nośnika ciepła co skutkuje niepełnym wykorzystaniem potencjału ciepła odpadowego (nie obniżamy znacząco jego temperatury), bądź też musimy obniżyć temperaturę pary czynnika roboczego przed turbiną ORC, co bezpośrednio przekłada się na obniżenie sprawności obiegu ORC. Rozwiązanie, które rozwijano w trakcie prac polegało na rozważeniu możliwości wykorzystania całości ciepła odpadowego, jakie było w dyspozycji, czyli strumienia gorącej wody o temperaturze 90°C i mocy cieplnej 200MWt. Zbudowano model matematyczny w programie Aspen Plus i badano nim możliwości optymalnego zagospodarowania ciepła odpadowego.



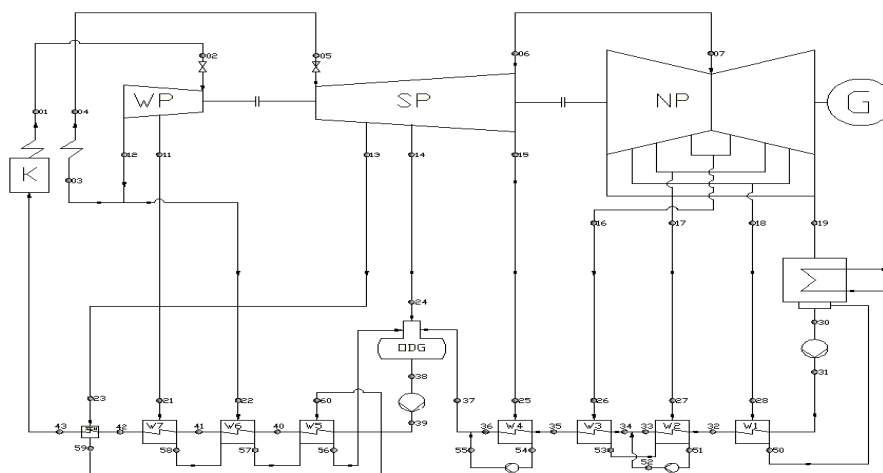
Rys. 1 Schemat siłowni współpracującej z obiegiem ORC

Fig. 1 Schematic diagram of the power plant cooperating with ORC cycle

### 3. Model numeryczny układu hybrydowego

Schemat cieplny wyjściowego bloku elektrowni przedstawiono na Rys. 2. Projekt bloku referencyjnego zakłada w obiegu turbinę trzyczęściową składającą się z części: WP, SP i NP. Część wysokoprężna wyposażona jest w jeden upust skierowany do wymiennika regeneracyjnego wysokoprężnego W7. Pozostała część strumienia pary rozpręża się do ciśnienia 6.3MPa na wyjściu z turbiny. Po skierowaniu części strumienia masy pary na wymiennik W6 pozostały strumień trafia na międzystopniowy przegrzew pary. Z kolei część SP posiada dwa upusty pierwszy skierowany najpierw na schładzacz pary a dalej na wy-

miennik regeneracyjny wysokoprężny W5 oraz drugi dostarczający parę do odgazowywacza. Z części średnioprężnej większość pary kierowana jest do NP, a pozostała część pary trafia do wymiennika W4. Część niskoprężna wyprowadza trzy upusty na wymienniki regeneracyjne niskoprężne W3, W2 i W1. Po opuszczeniu NP strumień pary trafia do skraplacza i dalej kondensat trafia do pompy skroplin. Dodatkowe pompy skroplin posiada wymiennik W2 i W4. Pompa główna zasilająca znajduje się za odgazowywaczem ODG.

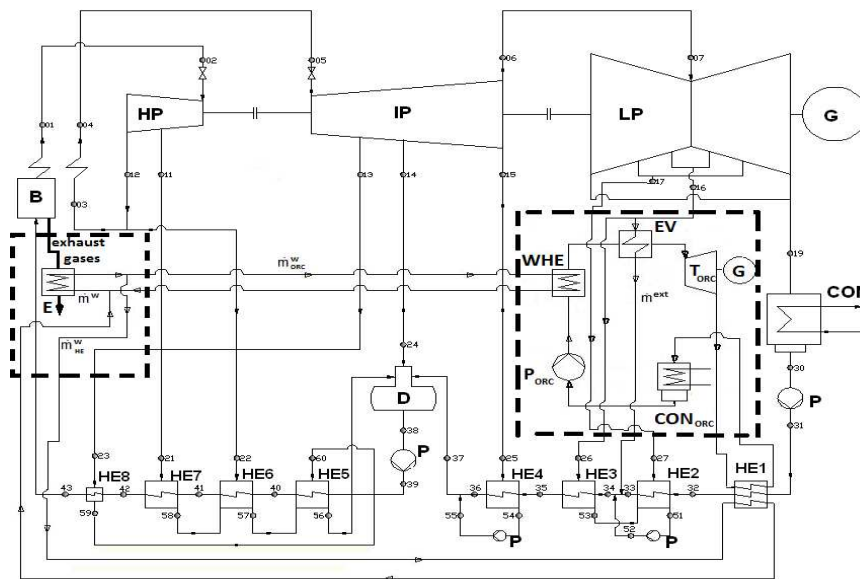


Rys. 2 Schemat cieplny bloku nadkrytycznego, gdzie: K - kocioł, WP, SP, NP - część wysoko- i średnioprężna i niskoprężna turbiny parowej, SCH - schładzacz, ODG - odgazowywacz, W1÷W4 - wymienniki regeneracyjne niskoprężne, W5÷W7 - wymienniki regeneracyjne wysoko- i średnioprężne

Fig. 2 Heat schematic of the supercritical power plant unit: K - boiler, SP, NP - high-, medium and low-pressure parts of steam turbine, SCH - cooler, ODG - degasser, W1÷W4 - low-pressure regeneration exchangers, W5÷W7 - high-pressure regeneration exchangers

Przy tworzeniu modelu numerycznego współpracy bloku 900 MWe z obiegiem ORC założono, że do dyspozycji jest strumień ciepłej wody o mocy 200 MWt i temperaturze 90°C. Woda uzyskuje powyższą temperaturę w systemie odzysku ciepła ze spalin i może być skierowana zarówno do podgrzewu czynnika krążącego w obiegu ORC, jak i do regeneracji ciepła w wymiennikach niskoprężnych. Dodatkowym założeniem było wykorzystanie części ciepła ze skraplającego się czynnika do podgrzewu kondensatu pary wodnej w pierwszym wymienniku niskoprężnym. Oznacza to, że w układzie ORC górne źródła ciepła oprócz wody z systemu odzysku ciepła o temperaturze 90°C wykorzystuje ciepło z jednego lub dwóch upustów pary z turbiny parowej. Rozpatrywane w pracy upusty pary mają następujące parametry termiczne:

- upust nr 16: temperatura pary  $227^{\circ}\text{C}$ , ciśnienie pary 2.469 bar, co odpowiada temperaturze kondensacji przy danym ciśnieniu równej  $127^{\circ}\text{C}$ . Powinno to umożliwić osiągnięcie temperatury czynnika roboczego ORC przed turbiną na poziomie  $122^{\circ}\text{C}$ ,
- upust nr 17: temperatura pary  $t=137.1^{\circ}\text{C}$ , ciśnienie pary  $p=0.929\text{bar}$ , co odpowiada temperaturze kondensacji przy danym ciśnieniu równej  $96.8^{\circ}\text{C}$ ,



Rys. 3 Ogólny schemat układu cieplnego bloku nadkrytycznego współpracującego z obiegiem ORC, gdzie: B – kocioł, HP, IP, LP – część wysokoprężna, średnioprężna i niskoprężna turbiny parowej, P – pompa, CON – skraplacz, G – generator, HE8 – schładzacz, D – odgazowywacz, HE1– HE4 – wymienniki regeneracyjne niskoprężne, HE5– HE7 – wymienniki regeneracyjne wysokoprężne, E – ekonomizer, WHE – wymiennik ciepła odpadowego podgrzewający czynnik ORC, EV – wytwornica pary czynnika ORC,  $T_{\text{ORC}}$  – turbina ORC,  $P_{\text{ORC}}$  – pompa ORC,  $\text{CON}_{\text{ORC}}$  – skraplacz ORC

Fig. 2 General schematic of the heat system of supercritical power unit cooperating with ORC cycle: B – boiler, HP, IP, LP – high-, medium and low-pressure parts of steam turbine, P – pump, CON – condenser, G – generator, HE8 – cooler, D – degasser, HE1–HE4 – low-pressure regeneration exchangers, HE5–HE7 – high-pressure regeneration exchangers, E – economizer, WHE – waste heat exchanger for heating of ORC medium, EV – vapour generator of ORC medium,  $T_{\text{ORC}}$  – ORC turbine,  $P_{\text{ORC}}$  – ORC pump,  $\text{CON}_{\text{ORC}}$  – ORC condenser

W obliczeniach obiegu ORC przyjęto, że sprawność turbiny i pompy wynoszą odpowiednio  $\eta_i=0,9$  i  $\eta_i=0,85$  oraz założono  $\Delta T=5\text{K}$  w wymienniku między czynnikiem niskowrzącym a wodą/parą oddającą/pobierającą ciepło. Ponadto założono, że wrzenie czynnika ORC będzie przebiegać w parametrach podkrytycznych, a woda podgrzana w systemie odzysku ciepła ze spalin do

temperatury 90°C przekazuje ciepło do zarówno do podgrzewu czynnika w instalacji ORC jako i regeneracji niskoprężnej oraz przy tym ostatnim procesie ochładza się do temperatury 50°C. W przeprowadzonych analizach zmieniano strumień masy pary pobieranej z upustu oznaczonego na Rys. 3 liczbą 16 na potrzeby obiegu ORC przyjęto w zakresie:  $\dot{m}_{\text{ORC}}^{\text{upust}} = 0-23 \text{ kg/s}$  jak również z upustu oznaczonego jako 17 -  $\dot{m}_{\text{ORC}}^{\text{upust}} = 0-20 \text{ kg/s}$ . Całkowita kondensacja pary z upustu 16 oddaje ciepło czynnikowi niskowrzącemu w ilości  $\dot{Q}_{\text{ORC},1}^{\text{s}} = 51.1 \text{ MWt}$ , natomiast z upustu 17 odpowiednio  $\dot{Q}_{\text{ORC},2}^{\text{s}} = 44,1 \text{ MWt}$ .

W pracy przedstawiono obliczenia numeryczne bloku nadkrytycznego dla etanolu jako płynu roboczego, tym razem przy wykorzystaniu dwóch upustów pary wodnej do końcowego odparowania czynnika ORC. Było to podyktowane faktem, że w dotychczasowych pracach etanol, pomimo faktu, że termodynamicznie jest najlepszym z dotychczas wykorzystywanych czynnikami roboczym, to jednak w konfrontacji z innymi czynnikami okazywało się, że brak jest w instalacji upustów ciepła wymaganej jego ilości, żeby w całości wykorzystać posiadane ciepło odpadowe. Założono, że strumień ciepła w wodzie 200 MWt i temperaturze  $t_h^w = 90^\circ\text{C}$  odbierany jest w ekonomizerze E (Rys. 3). Woda uzyskuje powyższą temperaturę w systemie odzysku ciepła ze spalin i może być skierowana zarówno do podgrzewu czynnika krążącego w obiegu ORC (EV), jak i do regeneracji ciepła w wymiennikach niskoprężnych (HE1). W przypadku skraplacza ORC przyjęto, że zachodzi w nim skraplanie czynnika niskowrzącego przy tej samej temperaturze, co w obiegu bazowym, to jest w  $t_{\text{con}} = 32,8^\circ\text{C}$ .

#### 4. Wyniki obliczeń

Ciśnienie nasycenia etanolu  $p_{\text{CR}} = 4,6 \text{ bar}$  zostało tak dobrane, aby wrzenie czynnika w obiegu ORC zachodziło w temperaturze 122°C. Zmianie podlegał strumień masowy  $\dot{m}_{\text{CR}}$  etanolu od wartości  $\dot{m}_{\text{CR}} = 60 \text{ kg/s}$  dla maksymalnego strumienia masy upustu  $\dot{m}_{\text{ORC}}^{\text{upust}} = 23 \text{ kg/s}$ , aż do wartości  $\dot{m}_{\text{CR}} = 41,7 \text{ kg/s}$  dla strumienia masy upustu wynoszącego 16 kg/s, czyli na regenerację w wymienniku W3 kierowano tylko 7 kg/s pary, co pozwalało osiągnąć temperaturę  $t_{\text{kot}} = 309,3^\circ\text{C}$  wodzie powrotnej do kotła. Zmniejszanie strumienia masowy upustu  $\dot{m}_{\text{ORC}}^{\text{upust}}$  kierowanego na wytworzenie pary etanolu, z kolei zwiększało strumień kierowany na regenerację w wymienniku W3. Przy strumieniu  $\dot{m}_{\text{ORC}}^{\text{upust}} = 16 \text{ kg/s}$  osiągnięto prawie ten sam rozkład temperatury w części niezmodyfikowanej, czyli w wymiennikach W4, W5, itd, jak przed modyfikacją. Dalsze zwiększanie strumienia kierowanego na regenerację w wymienniku W3 jest, zatem niewskazane. Wyniki obliczeń dla etanolu przy wykorzystaniu wody o temperaturze 90°C grzejącej obieg ORC i upuście pary na organiczny obieg Clausiusa – Rankine'a zaprezentowano w Tabeli 1.

Tabela 1. Wyniki obliczeń wpływu obiegu ORC na obieg nadkrytyczny dla etanolu

Table 1. Results of calculations of ORC cycle on supercritical cycle for ethanol

Parametr	Jednostka	Wartość parametru dla etanolu				$\dot{Q}_d$	[MWt]	1731,1	1732,2	1741,9	1749,2
		0,0	16,0	20,0	23,0						
$\dot{m}_{ORC}^{upust}$	[kg/s]	0,0	16,0	20,0	23,0	$\eta_{od}$	[%]	51,960	52,627	52,442	52,303
$p_{CR}$	[bar]	-	4,6	4,6	4,6	$\Delta\eta_{od}$	[%]	-	0,667	0,482	0,343
$t_{CR}$	[°C]	-	122	122	122	$\dot{Q}_{tc}^w$	[MWt]	-	7,0	8,7	10,0
$\dot{m}_{CR}$	[kg/s]	-	41,7	52,2	60,0	$\dot{Q}_{tc}^p$	[MWt]	-	37,0	46,3	53,2
$l_{ICR}$	[kJ/kg]	-	182,98	182,98	182,98	$\dot{Q}_{tc}$	[MWt]	-	44,0	54,9	63,2
$q_{dCR}$	[kJ/kg]	-	1053,24	1053,24	1053,24	$t_{kot}$	[°C]	310,0	309,3	306,2	303,9
$\eta_{ICR}$	[%]	-	17,37	17,37	17,37	$\dot{Q}_{w}^{90} = \dot{Q}_{reg}$	[MWt]	-	89,4	89,4	89,4
$N_{ICR}$	[MW]	-	7,64	9,55	10,98						
$N_{elBO}$	[MWe]	899,49	911,59	913,48	914,89						
$\Delta N_{elBO}$	[MWe]	-	12,1	14,0	15,4						

W obiegu najpierw następuje pobór ciepła z wody, a następnie z pary wodnej z upustów, czyli spada wartość regeneracji wody w wymienniku W3 wraz ze wzrostem strumienia masy upustu na obieg ORC  $\dot{m}_{ORC}^{upust}$  i wzrasta ciepło dostarczane do pary z kotła, aby z wody o temperaturze  $t_{kot}$  wytworzyć parę o wymaganych parametrach. Należy dodać, iż woda o temperaturze 90°C używana jest zarówno do regeneracji jak i podgrzewu czynnika niskowrzącego przekazała strumień ciepła do kondensatu wynoszący  $\dot{Q}_w^{90} = 89,4$  MWt, co skutkuje temperaturą skroplin w wymienniku niskoprężnym W1 równą 87°C. Obieg ORC pracuje przy użyciu etanolu w stałym zakresie temperatur i uzyskuje sprawność  $\eta_{ICR} = 17,37\%$ . Uzyskane wyniki wskazują, wyraźny trend wzrostu mocy obiegu C-R  $N_{ICR}$  i spadek sprawności odniesienia  $\eta_{od}$  wraz ze wzrostem strumienia masy upustu na obieg ORC  $\dot{m}_{ORC}^{upust}$ . Należy również stwierdzić, że zaproponowana modyfikacja zapewniła przyrost mocy elektrycznej turbiny parowej brutto  $\Delta N_{elB} = 4,57$  MWe. Z kolei obieg ORC przy wykorzystaniu etanolu zapewnia moc obiegu ORC  $N_{ICR} = 7,64$  MW przy  $\dot{m}_{ORC}^{upust} = 16$  kg/s. Co daje łączny przyrost mocy elektrycznej  $\Delta N_{elBO} = 12,1$  MWe oraz przyrost sprawności odniesienia  $\Delta\eta_{od} = 0,667\%$ . Do wykorzystania całego strumienia ciepła odpadowego o wartości 200 MWt skierowanego na podgrzew etanolu, należy dostarczyć na dalszy podgrzew do temperatury 120°C strumień ciepła o wartości 146,21 MWt. Z kolei na przemianę fazową czynnika jest potrzebny strumień ciepła o wartości 905,24 MWt. Wówczas strumień masy etanolu wynosi  $\dot{m}_{ORC} = 1189,20$  kg/s, a moc turbiny ORC odpowiednio  $N_{t,ORC} = 219,00$  MWe.

## 5. Podsumowanie

W pracy przedstawiono oryginalne rozwiązanie dogrzewu obiegu ORC, którego celem podstawowym jest wykorzystanie ciepła odpadowego ze spalin w obiegu bloku referencyjnego w postaci strumienia gorącej wody o temperaturze 90°C i mocy 200 MWt. Temperatura tej wody jest zbyt niska, aby uzyskać

zadowalającą sprawność obiegu ORC. Z tego względu obieg ORC jest dogrzewany dodatkowo ciepłem kondensującej się pary z upustów części niskoprężnej turbiny parowej. Uzyskano zadowalające wyniki, zachęcające do dalszych prac w tym zakresie, aczkolwiek wciąż przy obecnej konfiguracji systemu niemożliwe jest wykorzystanie całości posiadanego ciepła odpadowego, nawet w przypadku gdy część ciepła odpadowego jest kierowana do systemu regeneracji.

### Literatura

- [1] Mikielwicz D., Mikielwicz J.: Utilisation of bleed steam heat to increase the upper heat source temperature in low-temperature ORC, Arch. Thermodynamics, 32 (2011) 57-70.
- [2] Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, Politechnika Śląska: Obieg wyjściowy (bazowy), 2010.
- [3] Badur J., Ziółkowski P., Kaczmarczyk O., Mikielwicz D.: Współpraca bloku energetycznego o mocy 900MW z układem ORC z etanolem i pentanem jako czynnikami roboczymi, oprac. wewn. IMP PAN, 219/2012.
- [4] Refprop v. 9.0, National Institute of Standards, 2010.

*Przedstawione 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 CO<sub>2</sub> ze spalin.*

## ANALYSIS OF THE POSSIBILITY OF COOPERATION OF THE 900MWe POWER PLANT WITH THE HEAT RECOVERY SYSTEM SUPPLYING ORC

### Summary

In the paper the issues related to utilisation of waste heat from the power unit of power station at supercritical parameters and plant rating of 900MW are analysed. The scrutinized problem is a full utilization of heat from heat recovery from exhaust gases, which is available in the form of flow rate of water with temperature of 90°C and plant rating of 200MW. The temperature of heat source is too small to obtain attractive efficiency of ORC, hence the cycle is additionally heated by heat from the steam bleeds. The paper presents a numerical model of the hybrid system combining supercritical 900MWe block with the ORC cycle. Furthermore, the calculations of supercritical block for the case where ethanol is used as working fluid and two bleeders are used for evaporation of the ORC agent. To analyze the operating parameters of the cycle Aspen Plus commercial code was used.

**Keywords:** heat recovery, organic Rankine cycle, electrical power engineering

DOI: 10.7862/rm.2014.46

*Otrzymano/received: 25.05.2014*

*Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014*

Łukasz PLESKACZ<sup>1</sup>  
Elżbieta FORNALIK-WAJS<sup>2</sup>  
Aleksandra ROSZKO<sup>2</sup>

## VELOCITY AND TEMPERATURE MALDISTRIBUTION DUE TO THE MAGNETIC FIELD INFLUENCE

The elements that possess the ability of changing the flow structure (neckings, nozzles, valves, elbows) can be found in numerous industrial and medical applications. This ability leads to the velocity and temperature fields modification and can be a reason of negative effects like pressure loss. These negative effects can be reduced by the usage of magnetic field. Magnetic control of weakly magnetic fluids' velocity and temperature distributions is well known. Presented paper considers the numerical analysis of velocity and temperature maldistribution due to the influence of strong magnetic field. The analysis was carried out for three-dimensional circular duct with simplified stenosis (narrowing of the blood vessels), which took form of confuser-diffuser section of the pipe. The system included duct and the magnetic coil that was oriented perpendicularly to the flow axis and placed in between confuser and diffuser. The wall of the stenosis was divided into subzones partially heated in order to control the velocity and temperature fields. Biot-Savart's law was applied to calculate the distribution of the magnetic field, which was then used to obtain the magnetic force distribution and added to principle of conservation of momentum equations as the external body force. Commercially available software Ansys Fluent 13 was chosen to conduct the numerical analysis, however special user-defined modulus to calculate the distribution of magnetic force was prepared and implemented in it. The results pointed out that the usage of magnetic field might provide a significant change in both velocity and temperature distribution, especially for low Reynolds number flows.

**Keywords:** forced convection, numerical fluid mechanics, magnetic field, magnetic force

---

<sup>1</sup> Autor do korespondencji/corresponding author: Łukasz Pleskacz, AGH University of Science and Technology, Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, pleskacz@agh.edu.pl.

<sup>2</sup> AGH University of Science and Technology, Kraków.



## 1. Introduction

The systems of channels or pipes can be found everywhere. Usually they contain additional elements like nozzles, valves, elbows, etc., which have had an influence on the secondary flows. One of the bio-engineering problems is analysis of blood flow in vanes with stenosis, some of the papers discussed it [2, 7]. The negative effects of stenosed vanes or narrowed channels can be tried to be reduced with application of magnetic field. Numerous papers described control of thermal convection by the strong magnetic field [1, 3, 8, 9]. It was possible because the magnetic buoyancy force was much stronger than the gravitational buoyancy force. Therefore, the magnetic field was able to determine convective flow. More complex phenomenon is in the case of forced convection and the magnetic field influence on it. There is limited number of publications considering this problem. The magnetic field influence on the blood flow was presented in [5, 6]. They analyzed the isothermal conditions and the magnetic field influence on the flow of electro-conducting fluid. Therefore, the main role was played by the Lorentz force. The problem concentrated on drug deliver particles targeting with utilization of magnetic field.

In the frame of this paper the analysis of magnetic field influence on the non-isothermal and non-electro-conducting fluid flow the contracting-expanding pipe is presented. The main aim is to investigate if the magnetic field can change the secondary flow. Control of the flow behind the magnetic coil can prevent fouling or narrowing the channel. Therefore, it is important from engineering and bio-engineering points of view.

## 2. Mathematical model

In this section the governing equations used as a base for further numerical formulations are presented. For isothermal flow analysis the mathematical model consisted of the continuity and momentum equations. When the heat transfer was present in the flow, the energy conservation equation supplemented the model. Considering the influence of magnetic field on the flow the distribution of magnetic induction had to be known, therefore Biot-Savart's law complemented the mathematical model.

The following equation represents the continuity equation with basic assumptions including: incompressible flow, lack of additional mass source, stationary, laminar, three-dimensional flow:

$$\frac{\partial}{\partial x}u_x + \frac{\partial}{\partial y}u_y + \frac{\partial}{\partial z}u_z = 0, \quad (1)$$

where:  $u_x, u_y, u_z$  – velocity components m/s.

Considering above mentioned conditions complemented with the gravitational and magnetic forces (7) treated as the external body forces led to the set of momentum equations as follows:

$$\rho(u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2}) + F_{magx}, \quad (2)$$

$$\rho(u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2}) + \rho g + F_{magy}, \quad (3)$$

$$\rho(u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2}) + F_{magz}, \quad (4)$$

where:  $\rho$  – density kg/m<sup>3</sup>,  $\mu$  – dynamic viscosity Pa·s,  $g$  – gravitational acceleration m/s<sup>2</sup>,  $F_{mag}$  – magnetic force N/m<sup>3</sup>.

The oncoming formula describes energy equation with following assumptions: the viscous dissipation and species diffusion are negligible, flow is steady, there is lack of external heat source:

$$u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho c_p} (\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}), \quad (5)$$

where:  $T$  – temperature K,  $\lambda$  – thermal conductivity W/(m·K),  $c_p$  – specific heat J/(kg·K).

Biot-Savart's law was applied in order to calculate the distribution of magnetic field induction around single circular coil [4]:

$$\vec{B} = \frac{\mu_m i}{4\pi} \oint_c \frac{d\vec{s} \times \vec{r}}{r^3}, \quad (6)$$

where:  $\vec{B}$  - magnetic induction vector T,  $\mu_m$  – magnetic permeability H/m,  $i$  – electrical current A,  $d\vec{s}$  - infinitely small element of the coil m,  $r$  – radius of coil m,  $\vec{r}$  - position vector m.

Locating studied flows in the magnetic field affects the fluid with a new kind of influence, known as the magnetic force. This force was included in the momentum conservation equation as the external body force in the following form [1]:

$$\vec{F}_{mag} = - \left( 1 + \frac{1}{T_0 \beta} \right) \frac{\chi \beta (T - T_0)}{2 \mu_m} \vec{\nabla} B^2, \quad (7)$$

where:  $T_0 = (T_w + T_f)/2$  – reference temperature K,  $T_w$  – heated wall temperature K,  $T_f$  – inlet fluid temperature K,  $\beta$  – thermal expansion coefficient  $K^{-1}$ ,  $\chi$  – volumetric magnetic susceptibility.

### 3. Studied cases and applied solutions

Figure 1 presents the pipe with simplified stenosis which took form of confuser-diffuser section of the pipe. The inlet and outlet diameter of the pipe was of  $d_{s1} = 0.01$  m. The duct began with inlet of a length  $l_{is} = 0.05$  m and then started to narrow on a length  $l_s = 0.015$  m to the minimal diameter of  $d_{s2} = 0.005$  m. From this point the pipe widened itself to obtain inlet diameter and ended with straight outlet of a length of  $l_{os} = 0.1$  m. The magnetic coil was oriented perpendicularly to the flow axis and placed in between of confuser and diffuser parts. The diameter of coil was twice that of a pipe at inlet or outlet. The wall at confuser-diffuser section was divided into four subzones, which gave four basic variants of isothermal heating in this area. The parabolic velocity profile was assumed at the inlet with average inlet velocity of  $U_{avg} = 0.023$  m/s ( $Re = 16$ ). The inlet fluid temperature was  $T_f = 300$  K and the temperature of the heated wall was  $T_w = 310$  K. The magnetic induction in the centre of coil was  $b_0 = 10$  T. At the outlet the pressure was assumed to be  $p_o = 101325$  Pa.

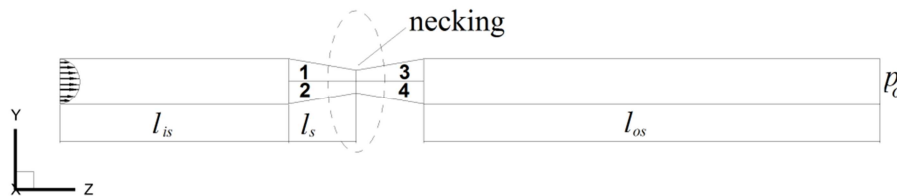


Fig. 1 The schematic view of geometry and boundary conditions.

The grid generation and numerical computations were performed with the usage of commercially available software (GAMBIT 2.3 and Ansys Fluent 13). The grid was unstructured and contained 185430 elements. The special user-defined functions written by the Authors were implemented into the software to calculate three-dimensional parabolic velocity profile and the distribution of the magnetic force. The results for heating subzones pairs (see figure 1) of 1-2 (variant 1 and 2) and 3-4 (variant 3 and 4) showed symmetry with respect to the pipe axis, therefore they can be limited to the one of the pair. Table 1 lists the thermophysical and magnetic properties of the used working fluid (air).

Table 1. Thermophysical and magnetic properties of air

Density	Dynamic viscosity	Volumetric thermal expansion coefficient	Magnetic susceptibility	Magnetic permeability	Specific heat	Thermal conductivity
$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$\mu$ Pa·s	$\beta$ K <sup>-1</sup>	$\chi$	$\mu_m$ H/m	$c_p$ J/(kg·K)	$\lambda$ W/(m·K)
1.225	$1.7894 \cdot 10^{-5}$	$3.33 \cdot 10^{-3}$	$3.77 \cdot 10^{-7}$	$4\pi \cdot 10^{-7}$	1006.43	$2.42 \cdot 10^{-2}$

#### 4. Results and discussion

In figure 2 the distributions of velocity and temperature for the flow without magnetic field are presented. The velocity distributions are identical, despite of different temperature distributions.

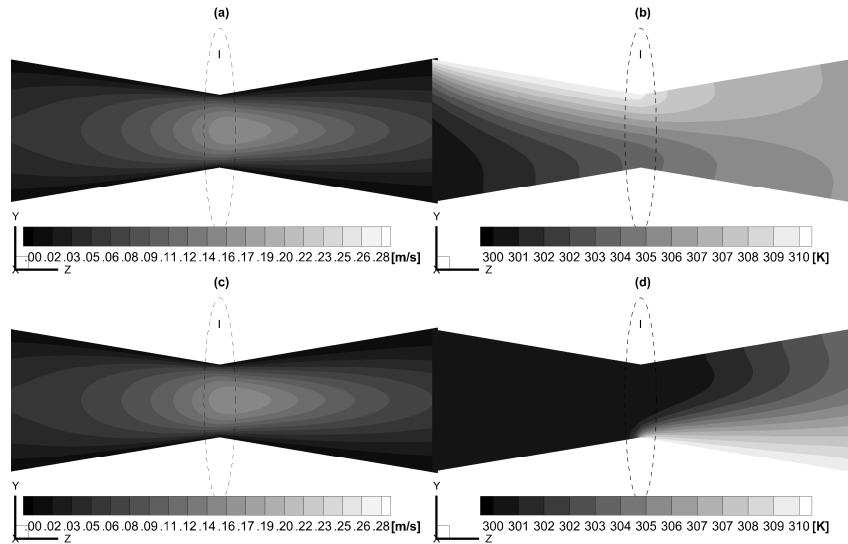


Fig. 2 Velocity and temperature distributions for the flow without magnetic field: (a) velocity contours for variant 1, (b) temperature contours for variant 1, (c) velocity contours for variant 4, (d) temperature contours for variant 4.

Figures 3 and 4 present distributions of selected flow characteristics. In the case of wall heated before the necking (figure 3 (a)) and after it (figure 4 (a)) the characteristic deflection of the flow's direction could be observed. In the case of variant 1 (and variant 2 according to relation described before) repulsion of fluid from the heated wall took place. For variant 4 (and respectively 3) attraction towards the heated wall was observed. However, in the case of variant 1 deformation of the flow structure spread out over whole studied area, while in the case of variant 4 deformation started just behind the necking. For the variant

In a large recirculation zone near the heated wall could be found. After the necking flow suppression area appeared. It was placed symmetrically in regard to the coordinates system origin (centre of magnetic coil). The similar area was observed in the case of variant 4 near the non-heated wall (wall number 3). The heating of the wall before the necking caused significant increase of the flow velocity (two-times bigger than the maximal velocity obtained in the case of the flow without magnetic field) and also replacement of the highest velocity zone to the area before the necking. In the case of variant 4 acceleration of the fluid was also observed. Nevertheless, it was very subtle. In this case the magnetic force influenced the shape and size of the highest velocity zone.

Relatively low temperature gradient (figures 3 (b) and 4 (b)) allows precise localization of isotherm  $T_0 = 305$  K. It is known from the equation (7) that the sign of the magnetic force magnitude depends on the difference between the local temperature and reference temperature  $T_0$  (that is arithmetic mean between the fluid temperature at the inlet  $T_f$  and the heated wall temperature  $T_w$ ). Thus, the temperature distribution might be divided in two subzones varying in magnetic force direction. The fluid with temperature below the reference temperature is attracted to the magnetic coil, while the fluid with temperature above the reference temperature is repulsed from it. The surface separating these two subzones is isotherm  $T_0$ . It is clearly visible in figures 3 (c) and 4 (c) in the form of sudden drop of magnetic force magnitude.

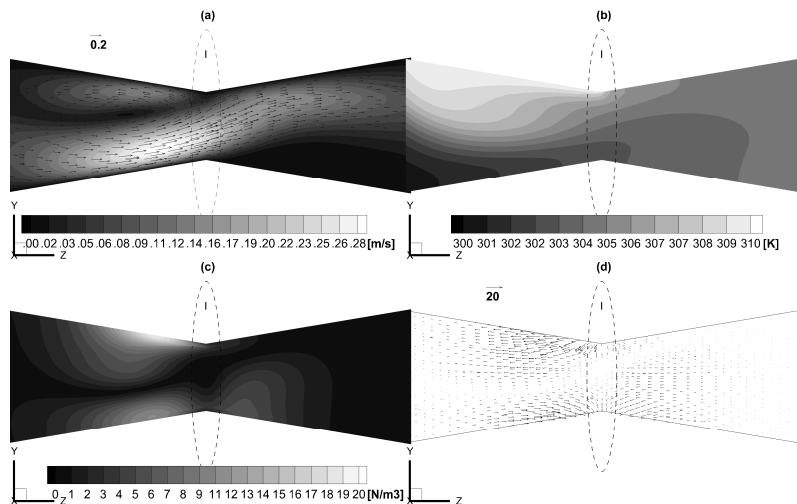


Fig. 3 Flow characteristics for variant 1: (a) velocity contours and vectors, (b) temperature contours, (c) magnetic force contours, (d) magnetic force vectors.

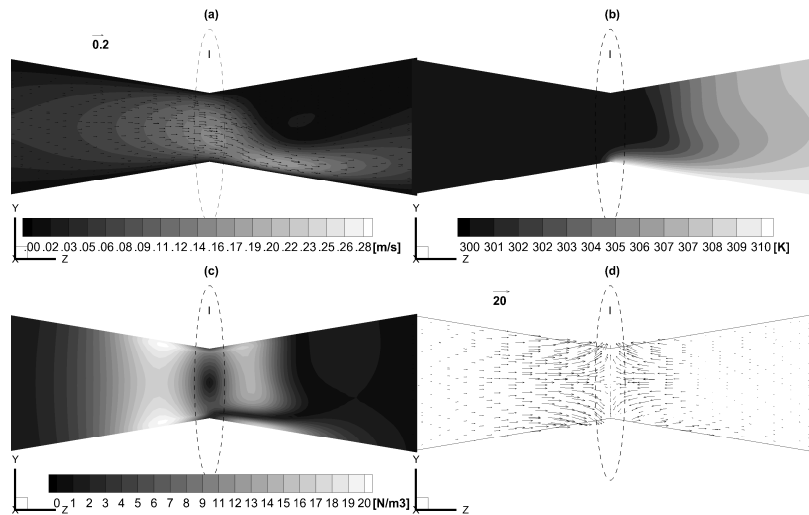


Fig. 4 Flow characteristics for variant 4: (a) velocity contours and vectors, (b) temperature contours, (c) magnetic force contours, (d) magnetic force vectors

In figures 3(d) and 4(d) the magnetic force vectors are presented. They showed that for variant 1 the magnetic force was acting in the direction opposite to the basic flow. Due to that the recirculation zone appeared. The magnetic force decay near the wall number 3 caused deflection of the flow towards it in the area after the necking. The turn in magnetic force direction in variant 4 led to the acting of it accordingly to the basic flow direction and it was a reason for acceleration of the fluid in this area. Near the wall number 3 the magnetic force acted in the opposite direction, which caused the stoppage of the flow.

## 5. Conclusions

In this paper the numerical analysis of magnetic field influence on the low Reynolds number flow was presented. In dependence on the heating zone of contracting-expanding pipe significant change in the velocity and temperature fields could be observed. Due to the magnetic buoyancy force the direction of fluid flow was modified and moreover the fluid stream was twisted. The direction of changes depended on the heated zone. These velocity and temperature maldistributions can prevent fouling.

## References

- [1] Bednarz T., Fornalik E., Tagawa T., Ozoe H., Szmyd J.S.: Experimental and numerical analyses of magnetic convection of paramagnetic fluid in a cube heated and cooled from opposing verticals walls, *Int. J. Thermal Sci.*, 44 (2005) 933-943.

- [2] Chakravarty S., Datta A., Mandal P.K.: Analysis of nonlinear blood flow in a stenosed flexible artery, *Int. J. Eng. Sci.*, 33 (1995) 1821-1837.
- [3] Filar P.: Convection of paramagnetic fluid in a cylindrical enclosure under a strong magnetic field, Ph.D. Thesis, Kyushu University 2004.
- [4] Jackson J.D.: *Classical Electrodynamics*, John Wiley & Sons, Inc., New York 1998.
- [5] Kenjereš S.: Numerical analysis of blood flow in realistic arteries subjected to strong non-uniform magnetic fields, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 29 (2008) 752-764.
- [6] Kenjereš S. and Righolt B.W.: Simulation of magnetic capturing of drug carriers in the brain vascular system, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 35 (2012) 68-75.
- [7] Misra J.C. and Shit G.C.: Blood flow through arteries in a pathological state: A theoretical study, *Int. J. Eng. Sci.*, 44 (2006) 662-671.
- [8] Ozoe H.: *Magnetic Convection*, Imperial College Press, London 2005.
- [9] Wróbel W., Fornalik-Wajs E., Szmyd J.S.: Experimental and numerical analysis of thermo-magnetic convection in a vertical annular enclosure, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 31 (2010) 1019-1031.

## ZMIANA ROZKŁADÓW PRĘDKOŚCI I TEMPERATURY POD WPLYWEM POLA MAGNETYCZNEGO

### Streszczenie

Elementy posiadające zdolność zmiany struktury przepływu (przewężenia, dysze, zawory, kolanka) mają wiele zastosowań w przemyśle i medycynie. Zdolność ta prowadzi do modyfikacji pól temperatury oraz prędkości i może być przyczyną negatywnych efektów, takich jak straty ciśnienia. Te negatywne efekty można wyeliminować przy użyciu pola magnetycznego. Magnetyczna kontrola rozkładów prędkości i temperatury słabo namagnesowanych cieczy jest dobrze znana. Niniejszy artykuł prezentuje analizę numeryczną zaburzeń pól prędkości i temperatury pod wpływem silnego pola magnetycznego. Analizę przeprowadzono dla trójwymiarowych kanałów o przekroju okrągłym z uproszczoną stenozą (zwążeniem naczyń krwionośnych) w formie połączenia typu konfuzor-dyfuzor. Badany układ składał się z kanału oraz cewki magnetycznej zorientowanej prostopadle do osi przepływu i umieszczonej między konfuzorem a dyfuzorem. Ścianka stenozy została podzielona na mniejsze obszary grzane różnicowo, aby odpowiednio zmieniać pole temperatury i prędkości. Zastosowano prawo Biota-Savarta w celu obliczenia rozkładu indukcji pola magnetycznego, który później został wykorzystany do otrzymania rozkładu siły magnetycznej. Siła ta została umieszczona w równaniach zachowania pędu. Analizę przeprowadzono przy użyciu komercyjnego oprogramowania (Ansys Fluent 13), w którym zaimplementowano specjalną funkcję definiowaną przez użytkownika w celu obliczenia rozkładu indukcji oraz siły magnetycznej. Wyniki wykazały, że pole magnetyczne może mieć znaczący wpływ na rozkłady prędkości i temperatury, szczególnie w przypadku przepływów o niskiej liczbie Reynoldsa.

**Keywords:** konwekcja wymuszona, numeryczna mechanika płynów, pole magnetyczne, siła magnetyczna

DOI: 10.7862/rm.2014.47

*Otrzymano/received: 25.05.2014*

*Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014*

Arkadiusz RYFA<sup>1</sup>  
Jacek SMOLKA<sup>2</sup>  
Zbigniew BULIŃSKI<sup>2</sup>  
Mateusz BĘDKOWSKI<sup>2</sup>

## MODEL NUMERYCZNY SPRZĘŻONYCH PROCESÓW CIEPLNYCH WYSTĘPUJĄCYCH W ZAMKNIĘTYM STACJONARNYM POLU Z GENERACJĄ CIEPŁA

W pracy opisano sprzężony trójwymiarowy model matematyczny wymiany ciepła w szafach elektrycznych. Model obejmuje generację ciepła na skutek przepływu prądu elektrycznego, promieniowanie cieplne (wewnątrz i na zewnątrz szafy), konwekcję naturalną oraz przewodzenie ciepła w elementach przewodzących i konstrukcyjnych wewnątrz szafy. W opisywanym modelu pola elektromagnetyczne i cieplno-przepływowe są dwustronnie sprzężone, co oznacza, że rozwiązywane są iteracyjnie. Takie podejście wymaga wzajemnej wymiany danych między modelami składowymi, ale pozwala na uzyskanie dokładnego rozwiązania. Opracowany model został użyty do symulacji pola temperatury w laboratoryjnej rozdzielni elektrycznej zasilanej prądem zmiennym. Model został zwalidowany za pomocą pomiarów temperatury dla różnych poziomów temperatur.

**Słowa kluczowe:** model sprzężony, promieniowanie cieplne, elektromagnetyzm, rozdzielnica elektryczna

### 1. Wstęp

Rozdzielnice elektryczne są ważnymi elementami systemów dystrybucji energii. Składają się one z szeregu elementów i umożliwia izolację oraz pomiar parametrów układu. Ich rozwój koncentruje się na zwiększaniu obciążenia prądowego i/lub zmniejszenia ilości miedzi zamontowanej wewnątrz. Przepływ prądu przez przewodniki powoduje straty energii, które zamieniają się w ciepło, przy czym dopuszczalny poziom temperatury wewnątrz szaf jest ściśle określony przez odpowiednie normy. Obudowa rozdzielni zbudowana jest ze stali

<sup>1</sup> Autor do korespondencji: Arkadiusz Ryfa, Politechnika Śląska, ul Konarskiego 22/105C, 44-100 Gliwice, Arkadiusz.Ryfa@polsl.pl.

<sup>2</sup> Politechnika Śląska, ul. Konarskiego 22/105C, 44-100 Gliwice: Jacek.Smolka@polsl.pl, Zbi-gniew.Bulinski@polsl.pl, Mateusz.Bedkowski@polsl.pl.



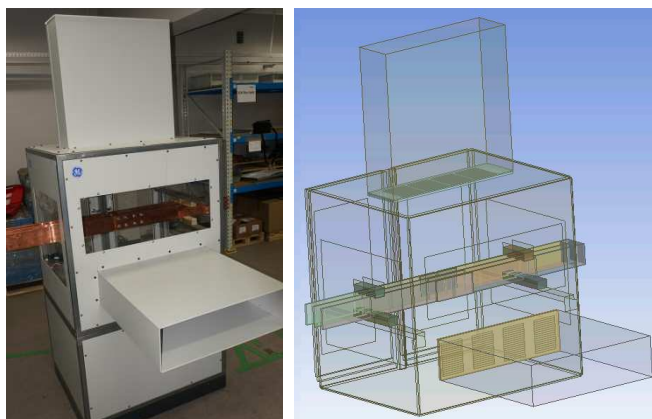
a powierzchnia wlotów i wylotów powietrza jest mała i przymknięta specjalnymi kratkami. To zdecydowanie ogranicza intensywność wymiany ciepła, gdyż zmniejsza prędkość oraz strumień powietrza wentylującego wewnątrz rozdzielnic. Konwekcja wymuszona jest stosowana tylko okazjonalnie, gdyż priorytetem jest niezawodność jednostki. Nadmierny wzrost temperatury spowodowany niewystarczającym odprowadzaniem ciepła może doprowadzić do uszkodzenia rozdzielnic. Dlatego też wiele wysiłku wkłada się w opracowanie niezawodnego systemu chłodzenia lub zmniejszenie strat energii wewnątrz urządzenia. Zaprojektowanie rozdzielnic wymaga wytworzenia wielu prototypów i przeprowadzenia testów, co sprawia, że jest to długi i kosztowny proces. W związku z tym na etapie projektowania pożądanym jest dokładny model numeryczny, który obrazuje działanie urządzenia. Prezentowany w niniejszej pracy model oparty na dwóch programach pakietu ANSYS: Maxwell oraz Fluent został zweryfikowany na podstawie danych eksperymentalnych dla otwartej oraz zamkniętej rozdzielnic dla różnych poziomów natężenia prądu.

## 2. Model matematyczny

Wyznaczenie strat ciepła generowanych wewnątrz przewodu, przez który płynie prąd przemienny nie jest trywialne. Oprócz ujęcia dobrze znanych strat Joule'a należy uwzględnić efekty związane ze zmiennym polem magnetycznym. Efekty naskórkowości oraz bliskości prowadzą bowiem do istotnego wzrostu strat w przewodniku. Ponadto istotna jest wartość skuteczna napięcia oraz prądu zdeterminowane przez przesunięcie fazowe pomiędzy napięciem i natężeniem determinujące moc bierną. Straty ciepła bowiem generuje wyłącznie moc czynna. W modelu sprzężonym przepływ powietrza oraz wymiana ciepła między szynami a powietrzem rozwiązywana była w kodzie numerycznej mechaniki płynów ANSYS Fluent. Druga część symulacji tj. straty energii w materiale przewodzącym zostały obliczone w modelu elektromagnetycznym zbudowanym w programie ANSYS Maxwell.

Geometrię modelu przedstawiono na Rysunku 1. Model rozdzielnic przecinają trzy przewody fazowe (L1-L3) wykonane z miedzi. Każdy przewód ma przekrój 100 mm x 10 mm i jest podzielony na dwie części: lewą i prawą. Części te połączone są śrubami przez trzeci przewód miedziany, co jest typowym złączem używanym w szafach elektrycznych. Model ma wymiary 1 m (szerokość) x 0,6 m (głębokość) x 1 m (wysokość) i jest wykonany z płyt stalowych na stelażu. Część ścian jest wyposażona w okna rewizyjne wykonane z pleksi. Okna wlotowe i wylotowe powietrza są przysłonięte płytami wyposażonymi w specjalnie kształtowane przegrody mające na celu minimalizację ilości zanieczyszczeń dostających się do środka. Do wlotu i wylotu zamontowane są kanały o długości 0,5 m, co stabilizuje przepływ powietrza. Model obejmuje różne zjawiska fizyczne tj. elektromagnetyzm i przepływ płynu. Zatem geometria jest

przygotowana pod te dwa modele, co pozwala na uzyskanie dokładnego rozwiązania obu pól i wymiany danych pomiędzy nimi. Ze względu na złożony charakter przepływu oraz dystrybucję strat mocy rozdzielnica musi być traktowana jako pełny model. Trzeba też zauważyć, że elementy geometryczne, które



Rys. 1. Rozdzielnica laboratoryjna (po lewej) i model geometryczny (po prawej)

Fig. 1. Laboratory switchgear (left) and geometrical model (right)

miały mniejsze znaczenie dla modelu EMAG są kluczowe w modelu przepływowym (CFD). Ponieważ oba modele mają różne wymagania dyskretyzacja w modelu EMAG została stworzona w algorytmie adaptacyjnym, które wykorzystuje zasadę zachowania energii. Siatka jest zagęszczana do momentu aż bilans energii nie zostanie spełniony. Finalna siatka ma około 0,5 mln elementów czworościennych, co gwarantuje poprawność uzyskanego rozwiązania. Model ten obejmuje oporność miedzi zależną od temperatury oraz opór kontaktowy złącza. Rezystancja zestykowa obarcza model sporą niepewnością, gdyż ma na nią wpływ szereg parametrów, które są trudne, bądź nawet niemożliwe do określenia. W niniejszym modelu opór kontaktowy określony został przy pomocy uproszczonego wielkoskalowego modelu, którego opis zawarty jest w [1]. W przypadku modelu CFD siatka jest typu cut-cell i składa się z 3 mln elementów. Gęstość siatki została zwiększona w pobliżu szyn, ścian rozdzielnicy oraz wlotów i wylotów powietrza. Zarówno na wlocie oraz wylocie powietrza przypisano warunek brzegowy ciśnieniowy. W obliczeniach przepływowych zastosowano model turbulencji k- $\epsilon$  RNG oraz radiacji Discrete Ordinates. Spory wpływ na radiacyjne straty ciepła z szyny ma jej emisyjność. Warto zauważyć, że miedz stosowana w rozdzielnicach ma niską wartość emisyjności (0,05-0,2) i w czasie eksploatacji ulega ona zmianie np. podczas przegrzania się szyn. W modelu przyjęto wartość emisyjności 0,07, co odpowiada średniej wartości określonej eksperymentalnie.

### 3. Eksperyment

Pomiar przeprowadzono dla dwóch wariantów szafy: otwartej i zamkniętej. Pierwszy jest częściej stosowany, ale w szczególnych przypadkach, gdy wymagana jest dodatkowa ochrona, drugi wariant jest wykorzystywany. Temperatura szyn była mierzona termoparami przytwierdzonymi do ich powierzchni. Dla każdej z trzech szyn, temperatura mierzona była w czterech punktach każdego z czterech przekrojów (C1-C4). Dwa położone były w sąsiedztwie obu ścian, a pozostałe w pobliżu połączenia. W połączeniu temperaturę mierzono trzema lub sześcioma termoparami w 6 różnych przekrojach (Con1-Con6). Temperatura powietrza została zmierzona na czterech wysokościach: 0,05 m poniżej sufitu (P4), 0,05 m powyżej (P3) i poniżej szyn (P3) i 0,05 m nad dnem (P1). Na każdej wysokości dziewięć czujników równo rozłożono w trzech rzędach po trzy (jeden w środku, a pozostałe 0,05 m od ścian). W celu określenia strat ciepła ze ścian obudowy pole temperatury zostało określone przy pomocy kamery termowizyjnej (IR). Badanie przeprowadzone przed pomiarem ujawniło, że emisyjność ścian skrzyni wynosi około 0,98, co gwarantuje wiarygodne pomiary termowizyjne. Dodatkowo pomiar IR został potwierdzony termometrem kontaktowym. Temperatury zarejestrowane dla prądu 1800 A dla otwartej szafy pokazane zostały w Tabeli 1, a dla zamkniętej w Tabeli 2.

Tabela 1. Temperatury szyn oraz powietrza dla otwartej szafy

Table 1. Temperature of bus-bars and air for open switchgear

	L1				L2				L3			
C1	88,0	87,7	86,8	86,1	89,6	89,4	88,0	88,1	89,2	88,7	87,5	88,0
C2	82,7	81,4	81,8	81,2	83,1	82,7	82,1	82,4	83,0	82,5	81,8	82,6
C3	71,4	70,9	70,7	71,2	73,8	73,3	72,9	73,5	75,6	75,2	75,1	75,3
C4	67,1	67,0	66,0	66,8	69,3	69,5	69,3	69,7	73,7	73,2	73,2	72,9
	L2 szyna			L2 połączenie			L3 szyna			L3 połączenie		
Con1	79,1	78,8	78,8				79,2	78,8	78,8			
Con2	78,4	78,3	78,0	78,5	78,5	77,7	78,5	78,5	77,9	78,7	78,5	78,1
Con3	78,3	77,7	76,4	78,2	77,9	77,8	78,5	78,1	77,8	78,5	78,0	78,5
Con4	77,3	77,4	76,8	77,3	77,2	76,6	78,0	77,9	77,1	78,0	78,5	78,0
Con5	77,1	76,8	76,7	77,1	77,4	76,8	77,9	77,5	77,1	78,0	77,7	77,5
Con6	76,8	76,5	76,5				77,7	77,2	76,5			
<b>Powietrze</b>												
P1	36,3	33,0	32,9	P3	23,2	23,2	23,5	C1,...,C4 – przekroje przewodnika Con1,...,Con4 – przekroje połączenia P1,...,P2 – poziomy powietrza				
	40,8	37,4	38,7		45,8	23,2	37,3					
	32,6	32,3	33,0		22,4	23,1	22,5					
P2	30,8	30,4	30,6	P4	21,2	21,5	22,6					
	44,0	36,8	46,1		21,3	21,5	22,0					
	30,3	31,2	30,4		21,5	22,8	22,6					

Dla wszystkich szyn w obrębie każdego przekroju poprzecznego (C1-C4, Con1-Con6) temperatura zmienia się o 0,5-2 K. Można również zauważyć, że temperatura spada wraz z oddalaniem się od zwory (patrz przekroje w Tabeli 1: C1-C2-Con1-Con6-C3-C4). Dla otwartej skrzynki spadek ten wynosi około 20 K. Ponadto temperatura powietrza wzrasta wraz z wysokością, co jest typowe dla naturalnej konwekcji. Na najniższym poziomie (P4) temperatura jest niemal jednorodna. Zróżnicowanie przestrzenne temperatury można zaobserwować wyżej. Na poziomie P3 oraz P2 dwie termopary umieszczone pod i nad szyną środkową pokazują temperaturę wyższą od pozostałych. Na poziomie P1 pole temperatury staje się bardziej jednolite, co jest wynikiem mieszania się powietrza.

Dla zamkniętej szafy pole temperatury zachowuje się podobnie jak poprzednio. Temperatura w przekroju przewodnika zmienia się o 0,5-2 K i spada w oddaleniu od zwory o około 20 K, przy czym poziom temperatury szyn jest wyższy o 5 K. Jest to spowodowane brakiem świeżego powietrza przepływającego przez komorę, co redukuje intensywność konwekcji. W tym przypadku temperatura powietrza wewnątrz pola jest większa niż w otwartej o 10 K i wzrasta wraz z wysokością.

Tabela 2. Temperatury szyn oraz powietrza dla zamkniętej szafy

Table 2. Temperature of bus-bars and air for closed switchbox

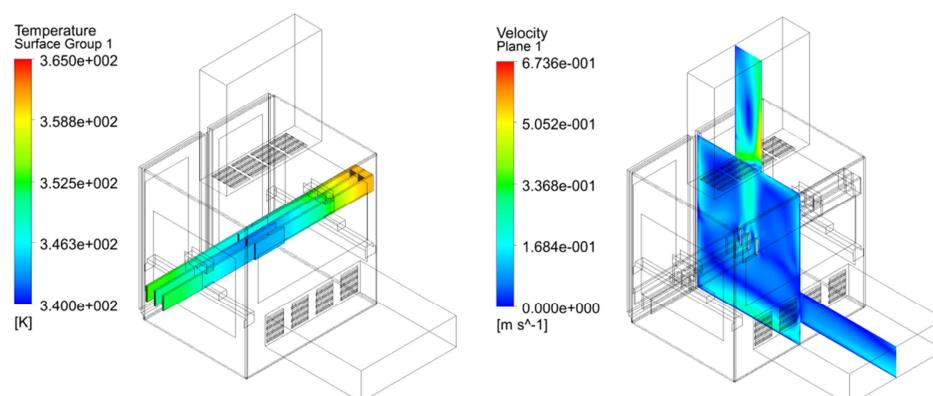
	L1			L2				L3				
C1	93,8	93,3	92,6	91,5	95,3	94,8	93,5	93,3	95,3	94,1	93,9	93,8
C2	90,8	89,6	90,1	89,5	91,2	91,0	90,5	90,6	91,6	91,3	90,6	91,3
C3	79,2	78,8	78,6	79,1	81,9	81,5	81,3	81,7	84,4	83,9	83,9	84,1
C4	71,8	71,6	70,6	71,4	75,0	74,7	74,4	75,3	79,8	78,9	79,1	78,5
	L2 szyna			L2 połączenie			L3 szyna			L3 połączenie		
Con1	88,1	87,7	87,7				89,0	88,5	88,4			
Con2	87,6	87,5	87,1	87,7	87,6	86,4	88,2	88,1	87,3	88,3	88,1	87,8
Con3	87,5	86,9	85,7	87,4	87,2	86,9	88,3	87,8	87,4	88,1	87,5	88,2
Con4	86,6	86,4	86,0	86,5	86,3	85,7	87,7	87,6	86,6	87,7	88,1	87,8
Con5	86,3	86,0	85,8	86,4	86,5	85,7	87,6	87,2	86,9	87,8	87,5	87,2
Con6	85,7	85,5	85,6				87,5	86,8	86,0			
<b>Powietrze</b>												
P1	47,2	45,0	42,2	P3	37,0	34,3	38,9	C1,...,C4 – przekroje przewodnika Con1,...,Con4 – przekroje połączenia P1,...,P2 – poziomy powietrza				
	50,7	48,0	48,8		56,3	34,6	52,6					
	41,8	45,1	42,3		36,7	36,6	38,8					
P2	43,8	43,8	41,9	P4	25,5	26,8	27,2					
	57,8	53,4	53,7		25,2	27,8	27,0					
	42,7	42,7	41,9		25,5	27,1	26,5					

Wymiana ciepła między szafą a otoczeniem następuje na drodze konwekcji i radiacji. W celu oszacowania tego wpływu dokonano pomiaru temperatury zewnętrznej powierzchni rozdzielnic. Ze względu na fakt, że emisyjność ścian

jest wysoka pomiar ten jest obarczony małą niepewnością. Dla szafy otwartej temperatura wzrastała wraz z wysokością od  $19,7^{\circ}\text{C}$  u dołu do  $26,8^{\circ}\text{C}$  w górnej strefie szafy. W związku z tym do modelu numerycznego zaimplementowano temperatura ścian jako liniową funkcję wysokości. Podobnie wygląda sprawa dla szafy zamkniętej, gdzie temperatura zmienia się od  $22,7^{\circ}\text{C}$  do  $29,6^{\circ}\text{C}$ . Widać, że dla obydwu przypadków gradient temperatury jest niemal identyczny, z tym, że poziom temperatury dla zamkniętej rozdzielnicy jest o 3 K wyższy.

#### 4. Wyniki

Temperaturę szyn oraz pole prędkości dla otwartej szafy pokazano na Rysunku 2. Model numeryczny pokazuje najwyższą temperaturę w zworze. Temperatura szyn maleje wraz z oddalaniem się od zwory, ale najniższa temperatura raportowana jest w miejscu połączenia. Szczegółowa analiza pokazuje, że średnia temperatura szyny w modelu numerycznym jest o  $5^{\circ}\text{C}$  niższa a jej odchylenie standardowe względem pomiarów wynosi  $5^{\circ}\text{C}$ .



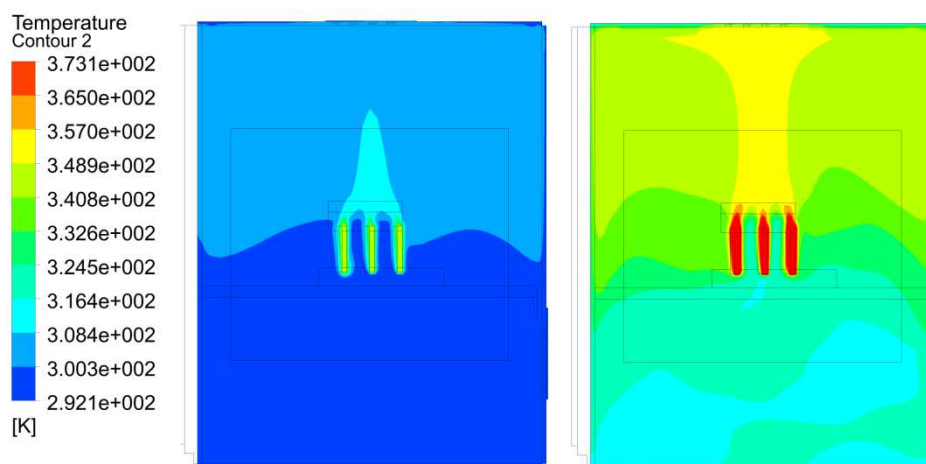
Rysunek 2. Pole temperatury w K (po lewej) oraz prędkości (po prawej) dla szafy otwartej

Figure 2. Temperature in K (left) and velocity in m/s (right) fields for the open box

Analiza pola prędkości pokazuje istnienie wirów w kanale wlotowym, co oznacza, że powietrze jest zasysane przez jego dolną część i na skutek niewielkich otworów wlotowych do szafy część jest zawracana i wylatuje górną częścią kanału wlotowego. W przekroju wylotowym przepływ jest jeszcze bardziej skomplikowany.

Dla szafy zamkniętej sytuacja jest podobna, z tym że model numeryczny pokazuje wyższą temperaturę szyny niż pomiary o około 4 K z odchyleniem standardowym 6 K. Temperatury powietrza na płaszczyźnie przechodzącej przez środek rozdzielnicy dla omawianych przypadków pokazano na Rysunku

3. Zgodnie z przewidywaniami temperatura powietrza jest wyższa dla zamkniętej szafy o około 10-20 K. W tym przypadku temperatura z modelu numerycznego jest o około 5 K wyższa niż zmierzona. Taki poziom rozbieżności odpowiada dokładności modelu. W modelu numerycznym widać również wyraźny wzrost temperatury w okolicy szyny L2, co było widoczne w pomiarach. Różnica w wynikach dla obydwu wariantów polega na znacznie wyraźniej zarysowanym kominie konwekcyjnym dla zamkniętej rozdzielnicy.



Rysunek 3. Pole temperatury dla otwartej (po lewej) oraz zamkniętej (po prawej) szafy

Figure 3. Temperature field in K for open (left) and closed (right) switchgear

## 5. Wnioski

Opracowany model numeryczny obejmuje dwukierunkowe sprzężenie między modelem elektromagnetycznym oraz cieplno przepływowym. Takie ujęcie pozwala na dokładne oszacowanie strat ciepła, a tym samym temperatury szyn przewodzących w rozdzielnicy. W przypadku sprzężenia jednokierunkowego, założenie stałej temperatury szyn powoduje dużą niepewność szacowanych strat ciepła. To z kolei przekłada się na źle wyznaczoną temperaturę szyn, która jest najważniejszym parametrem analizy. Trzeba jednak zauważyć, że model dwukierunkowo sprzężony jest najbardziej kosztowny obliczeniowo (zbiegnięcie się modelu wymaga około 3 iteracji obydwu modeli cząstkowych). Z drugiej strony taki model jest niezależny w odniesieniu do założonej początkowej temperatury szyn. W ten sposób oferuje bardziej wiarygodne wyniki przy symulacji nowej jednostki lub istniejących modeli z nieznanym poziomem temperatury. Trzeba przyznać, że model może być tylko tak dokładny jak dane do niego wprowadzone, dlatego też dalsze badania są wymagane w celu lepszego określenia mocy czynnej, rezystancji zestykowej czy emisyjności szyn. Pomimo

to należy stwierdzić, że uzyskane pole temperatury wykazało dobrą zgodność z danymi eksperymentalnymi. Ponadto tendencja zmiany temperatury w zamkniętej oraz otwartej szafka została dobrze określona.

### Literatura

- [1] Jackson, R.L., et al., A simplified model of multiscale electrical contact resistance and comparison to existing closed form models, Proc. 55th IEEE Holm Conf. Electrical Contacts, 2009.

*Projekt został sfinansowany ze środków Narodowego Centrum Nauki przyznanych na podstawie decyzji numer DEC-2011/03/D/ST8/04171.*

## NUMERICAL MODEL OF COUPLED THERMAL PROCESSES EXISTED IN ENCLOSED STATIONARY FIELD WITH HEAT GENERATION

### Summary

The paper deals with a coupled 3-D mathematical model of heat transfer in an electrical switchbox. The model encompasses heat generation due to electric current flow, radiation (internal and external), natural convection and thermal conduction in conductive and constructional elements inside the switchbox. In the developed model, the electromagnetic and thermal-fluid fields are bilateral coupled. It means that solution is iterative. Such an approach requires both the electromagnetic and fluid flow model to be solved iteratively because of the data transfer between them. The proposed model was used for the simulation of the temperature field in the electric switchbox powered with an alternative current. The model was validated using temperature measurements for several temperature values.

**Keywords:** coupled model, heat radiation, electromagnetism, electric switchgear.

DOI: 10.7862/rm.2014.48

*Otrzymano/received: 25.05.2014*

*Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014*

Zdzisław SALAMONOWICZ<sup>1</sup>  
Wojciech JAROSZ<sup>2</sup>  
Rafał MATUSZKIEWICZ<sup>2</sup>  
Łukasz OSIĄK<sup>2</sup>

## MODELOWANIE TRANSPORTU MASY I CIEPŁA PODCZAS WYPŁYWU STRUMIENIOWEGO GAZU ZE ZBIORNIKA ZAWIERAJĄCEGO FAZĘ SKROPLONĄ

Artykuł podejmuje temat analizy parametrów termodynamicznych układu propan-zbiornik-otoczenie, podczas awaryjnego uwolnienia fazy gazowej ze zbiornika zawierającego skroplony gaz. W pracy zaproponowano model opisujący procesy zachodzące podczas emisji gazu ze zbiornika z fazą skroploną, uwzględniający bilans ciepła i masy badanego układu. Wyniki przedstawionego modelu uzyskano przy wykorzystaniu programu Matlab. Analizowany model opisuje następujące parametry: temperaturę fazy ciekłej i fazy parowej propanu, temperaturę zbiornika w części fazy ciekłej i parowej, ubytek masy fazy parowej oraz przejście międzyfazowe ciecz-para. Weryfikacji modelu dokonano poprzez serię badań przedmiotowego układu. Wykorzystano standardowe butle o pojemności wodnej 27 dm<sup>3</sup> zawierające 10 kg propanu. Uzyskano dobrą zgodność modelu z danymi eksperymentalnymi.

**Słowa kluczowe:** emisja, wrzenie, awaryjne uwolnienie, propan

### 1. Wstęp

Proces magazynowania i transportu gazów skroplonych w zbiornikach ciśnieniowych, z punktu widzenia bezpieczeństwa procesowego, wymaga opracowania scenariuszy awaryjnych i analizy ryzyka. Zbiorniki magazynujące skroplone medium pod ciśnieniem znaleźć można zarówno w przemyśle rafineryjnym, energetycznym jak i transporcie. Szczególnym sposobem wykorzystania, jako alternatywy dla gazu ziemnego, jest użycie propanu-butanu w przydomowych zbiornikach i przenośnych butlach.

<sup>1</sup> Autor do korespondencji: Zdzisław Salamonowicz, Szkoła Główna Służby Pożarniczej, ul. Słowackiego 52/54, 01-629 Warszawa, 225617546, zsalamonowicz@sgsp.edu.pl.

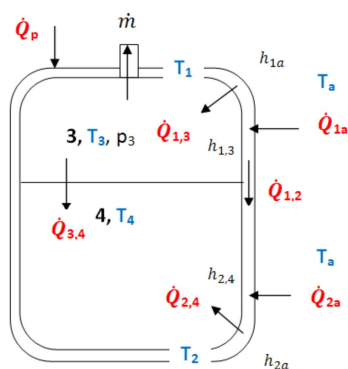
<sup>2</sup> Szkoła Główna Służby Pożarniczej, ul. Słowackiego 52/54, 01-629 Warszawa.



Analiza zjawisk zachodzących podczas otwarcia zaworu bezpieczeństwa w zbiorniku zawierającym skroplone medium, zajmuje wielu badaczy i stanowi skomplikowane zagadnienie wymagające uwzględnienia wielu zmiennych. Podczas gwałtownego otwarcia zaworu bezpieczeństwa lub uszkodzenia zbiornika w górnej części następuje emisja fazy parowej z jednoczesnym rozpoczęciem wrzenia cieczy. Ze względu na niską temperaturę wrzenia proces ten może przebiegać bardzo intensywnie, nawet z emisją dwufazową [3]. Modelowanie emisji fazy parowej ze zbiornika opiera się na bilansie masy i energii układu ciecz-para - zbiornik - otoczenie. Najistotniejsze zagadnienia dotyczą wymiany ciepła z otoczeniem podczas których zachodzi wykraplanie pary wodnej z zamrażaniem oraz wymiany masy związanej z procesem wrzenia i emisją przez otwór.

## 2. Modelowanie

Zaproponowany model wypływu strumieniowego propanu ze zbiornika przedstawia zmiany parametrów termodynamicznych zachodzące podczas awaryjnego uwolnienia. Zaproponowany model pozwala zasymulować zmianę następujących parametrów układu: temperaturę fazy gazowej, temperaturę fazy ciekłej, temperaturę górnej powłoki zbiornika (będącej w kontakcie z fazą gazową), temperaturę dolnej powłoki zbiornika (będącej w kontakcie z fazą ciekłą), masę fazy gazowej i masę fazy ciekłej. Model analizuje zmianę ww. parametrów podczas wypływu strumieniowego i natychmiastowego zapłonu. Izenotropowo-adiabaticzny wypływ odbywa się przez otwór o określonej średnicy. Algorytm w zależności od ciśnienia panującego w zbiorniku uwzględnia wypływ dławiony lub niedławiony. Obliczenia numeryczne zostały wykonane za pomocą środowiska obliczeń matematycznych Matlab.



Rys. 1. Układ propan-zbiornik-otoczenie  
Fig. 1. Propane-tank-environment system

Warunki brzegowe:

- w początkowym stadium faza ciekła i faza gazowa znajdują się w stanie równowagi,
- układ zbiornik-otoczenie również jest w równowadze, tj. początkowe temperatury: fazy ciekłej, fazy gazowej, zbiornika (zarówno górnej jak i dolnej części) są równe temperaturze otoczenia
- temperatura otoczenia jest stała,
- przepływ strumienia ciepła przez ściany zbiornika jest traktowany jako przepływ przez nieskończenie

cienką powłokę (przy przepływie strumienia ciepła grubość zbiornika nie jest uwzględniana),

- w obliczeniach zbiornik traktowany jest jako jednorodny walec,
- płaszcz zbiornika został podzielony na dwie części wyimaginowaną linią, odzwierciedlającą kontakt dolnej i górnej części zbiornika odpowiednio z fazą ciekłą i fazą gazową propanu,
- temperatury: fazy ciekłej, fazy gazowej, dolnej i górnej części płaszcza zbiornika są stałe w całej objętości,
- współczynniki których wartości użyte w modelu traktowane są jako wartości stałe, nie uwzględniono ich zmian w zależności od parametrów termodynamicznych,
- wartości, które w modelu są traktowane jako zmienne w czasie to: współczynniki wymiany ciepła, strumienie masowe: wypływu i odparowania, gęstości fazy ciekłej i gazowej, wysokości obu faz, powierzchnie wymiany ciepła, strumień ciepła z otoczenia, strumień ciepła dostarczany od pożaru, strumień ciepła odparowania fazy ciekłej, strumień ciepła odprowadzanego do otoczenia z fazy gazowej, ciśnienie panujące w zbiorniku.

Analiza zmian parametrów w czasie odbywa się poprzez rozwiązanie poniższego układu:

$$\begin{cases} Q_1 = \dot{Q}_{1a}t - \dot{Q}_{1,3}t - \dot{Q}_{1,2}t + \dot{Q}_{pożart} \\ Q_2 = \dot{Q}_{2a}t + \dot{Q}_{1,2}t - \dot{Q}_{2,4}t \\ Q_3 = \dot{Q}_{1,3}t - \dot{Q}_{3,4}t - \dot{Q}_{str}t \\ Q_4 = \dot{Q}_{2,4}t + \dot{Q}_{3,4}t - \dot{Q}_{part} \\ m_3 = m_{30} - \dot{m}_{str}t + \dot{m}_{part} \\ m_4 = m_{40} - \dot{m}_{part}t \end{cases} \quad (1)$$

który rozpatrywany szczegółowo w czasie przyjmuje postać:

$$\begin{cases} \frac{dT_1}{dt} = \frac{h_{1a}A_{1a}(T_a - T_1)t - h_{1,3}A_{1,3}(T_1 - T_3)t - h_{st}A_{st}(T_1 - T_2)t + \dot{Q}_{pożart}t}{m_1 c_{st}} \\ \frac{dT_2}{dt} = \frac{h_{2a}A_{2a}(T_a - T_2)t + h_{st}A_{st}(T_1 - T_2)t - h_{2,4}A_{2,4}(T_2 - T_4)t}{m_2 c_{st}} \\ \frac{dT_3}{dt} = \frac{h_{1,3}A_{1,3}(T_1 - T_3)t - h_{3,4}A_{3,4}(T_3 - T_4)t - \dot{Q}_{str}t}{m_3 c_3} \\ \frac{dT_4}{dt} = \frac{h_{2,4}A_{2,4}(T_2 - T_4)t + h_{3,4}A_{3,4}(T_3 - T_4)t - \dot{Q}_{part}t}{m_4 c_4} \\ \frac{dm_3}{dt} = -\dot{m}_{str}t + \dot{m}_{part} \\ \frac{dm_4}{dt} = -\dot{m}_{part}t \end{cases} \quad (2)$$

Masowe natężenie wypływu ( $m_{str}$ ) obliczono z uwzględnieniem kryterium wypływu dławionego zgodnie ze wzorem [7]:

$$p_3 \geq p_a \left( \frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3)$$

Wypływ dławiony obliczono z równania:

$$\dot{m}_{str} = A_h p_3 \left[ \frac{yM}{RT_3} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

zaś wypływ niedławiony ze wzoru:

$$\dot{m}_{str} = A_h \sqrt{2\rho_3 p_3 \left( \frac{y}{y-1} \right) \left[ \left( \frac{p_a}{p_3} \right)^{\frac{2}{y}} - \left( \frac{p_a}{p_3} \right)^{\frac{y+1}{y}} \right]} \quad (5)$$

Strumień ciepła od pożaru strumieniowego opisany wzorem [4]:

$$\dot{Q}_{pożar} = \frac{A_{34}\eta\tau_a\dot{m}_{str}H_{sp}}{4\pi x^2} \quad (6)$$

Strumień ciepła potrzebny do odparowania cieczy wrzącej obliczono na podstawie [1]:

$$\dot{Q}_{par} = A_{34}\mu_4 h_{par} \left[ \frac{(\rho_4 - \rho_3)g_z}{\sigma} \right]^{0,5} \left[ \frac{C_{p4}(T_2 - T_{sat})}{C_{sf}h_{par}Pr_l^n} \right]^3 \quad (7)$$

Strumień masy odparowania:

$$\dot{m}_{par} = \frac{\dot{Q}_{par}}{h_{par}} \quad (8)$$

Początkowe masy faz gazowej i ciekłej obliczono z układu równań:

$$\begin{cases} m_{30} + m_{40} = m_{netto} \\ \frac{m_{30}}{\rho_{30}} + \frac{m_{40}}{\rho_{40}} = \pi r^2 H_{zb} \end{cases} \quad (9)$$

Do obliczenia równowagi ciecz para wykorzystano równanie Penga-Robinsona mające postać [8]:

$$p = \frac{RT}{V-b} - \frac{a\alpha(T)}{V(V+b)+b(V-b)} \quad (10)$$

Współczynniki wymiany ciepła między otoczeniem a górną i dolną warstwą zbiornika obliczono z równań [6]:

$$h_{1a} = 1,31(T_1 - T_a)^{\frac{1}{3}} \quad (11)$$

$$h_{2a} = 1,31(T_2 - T_a)^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

Współczynnik wymiany ciepła pomiędzy ścianą zbiornika a fazą gazową obliczono na podstawie zależności [9]:

$$h_{13} = \frac{k_3 CRa_3^{\frac{1}{3}}}{H_g} \quad (13)$$

gdzie:

$$Ra_3 = \frac{g_z \beta_3 (T_1 - T_3) H_g^3}{\alpha_3 \nu_3} \quad (14)$$

i współczynnik objętościowej rozszerzalności cieplnej fazy gazowej:

$$\beta_3 = \frac{2}{T_1 + T_3} \quad (15)$$

Analogicznie dla współczynnika wymiany ciepła między ścianką zbiornika, a fazą ciekłą zastosowano:

$$h_{2,4} = \frac{k_4 CRa_4^{\frac{1}{3}}}{H_c} \quad (16)$$

Współczynnik wymiany ciepła wzdłuż ścianki stalowej [7]:

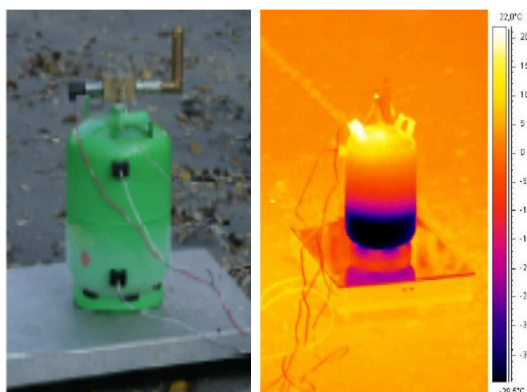
$$h_{st} = \frac{k_{st}}{\sqrt{k_{st} g \left( \frac{1}{\sqrt{h_{1a} + h_{13}}} + \frac{1}{\sqrt{h_{2a} + h_{24}}} \right)}} \quad (17)$$

Współczynnik wymiany ciepła między fazą ciekłą a gazową obliczono z zależności pomiędzy liczbą Nusseltha, Jakoba i Prandtla [7]:

$$h_{3,4} = \frac{k_4 \cdot Ja^2}{d \cdot C_{mb}^3 \cdot Pr^l} \quad (18)$$

### 3. Badania doświadczalne

Do badań wykorzystano standardowe butle o pojemności wodnej 27 dm<sup>3</sup> zawierające 10 kg propanu. W celu wprowadzenia termopar i czujnika ciśnienia do wnętrza butli, zaprojektowano i wykonano głowicę z zaworem oraz wejściami na elementy pomiarowe. W trakcie eksperymentów dokonano rejestracji temperatur fazy ciekłej, parowej, temperatur zewnętrznej części powłoki zbiornika odpowiadającej fazie ciekłej i parowej, ciśnienia w zbiorniku, masę układu oraz temperaturę zewnętrzną. Rysunek 2 przedstawia stanowisko badawcze w zakresie promieniowania widzialnego i podczerwieni.



Rys. 2. Stanowisko badawcze – obraz VIS (po lewej) i IR (po prawej)

Fig. 2. Test stand – view in VIS (left) and IR (right)

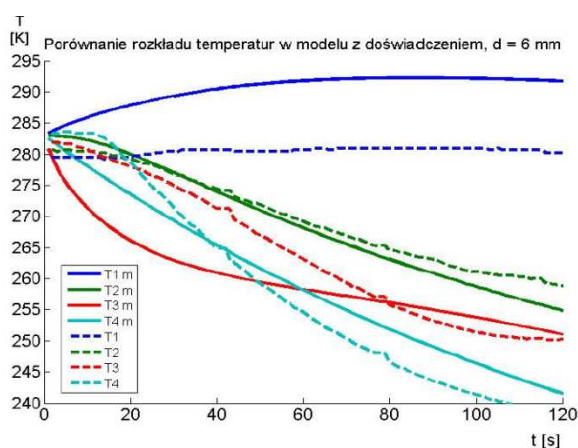
#### 4. Wyniki i dyskusja

Podczas wypływu strumieniowej fazy gazowej z układu, który znajdował się w równowadze, następuje spadek ciśnienia w zbiorniku. Przy niższym ciśnieniu niższa jest również temperatura nasycenia, zatem w wyniku spadku ciśnienia ciecz znajduje się w temperaturze wyższej od temperatury nasycenia i zaczyna wrzeć. Intensywność wrzenia jest proporcjonalna do różnicy między temperaturą fazy ciekłej, a temperaturą nasycenia przy określonym ciśnieniu. Faza ciekła ulegająca odparowaniu pobiera ciepło z układu. Ciepło pobierane przez układ z otoczenia jest mniejsze od ciepła potrzebnego do odparowania fazy ciekłej. Dlatego podczas wypływu strumieniowego można zaobserwować spadek temperatur obu faz oraz obu części zbiornika. Na rysunkach 3-6 przedstawiono porównania zmian poszczególnych temperatur otrzymane z zaproponowanego modelu oraz danymi doświadczalnymi. Wyniki przedstawiono dla czterech średnic otworu 6, 5, 4 i 2 mm.

Zgodnie z powyższymi wynikami podczas pożaru strumieniowego wzrasta jedynie temperatura górnej części zbiornika ( $T_1$ ). Jest to wynikiem promieniowania cieplnego płomienia (o wartości strumienia początkowego  $<750$  W) tylko na tą część zbiornika, podczas wypływu skierowanego pionowo do góry. Najniższe wartości uzyskiwane są dla temperatury fazy ciekłej ( $T_4$ ), a zatem ciepło potrzebne do odparowania fazy ciekłej jest wysokie. Temperatura dolnej części zbiornika ( $T_2$ ) zmniejsza się w podobny sposób do temperatury fazy ciekłej. Spadek  $T_2$  jest nieco mniejszy niż  $T_4$ . Faza ciekła pobiera duże ilości ciepła od dolnej części powłoki zbiornika. Nieco odmiennym przebiegiem charakteryzuje się temperatura fazy gazowej ( $T_3$ ). Początkowo jej spadek jest gwałtowniejszy niż w przypadku fazy ciekłej, po czym staje się łagodniejszy i ostatecznie temperatura fazy ciekłej jest znacznie niższa. Gwałtowny spadek w początkowej

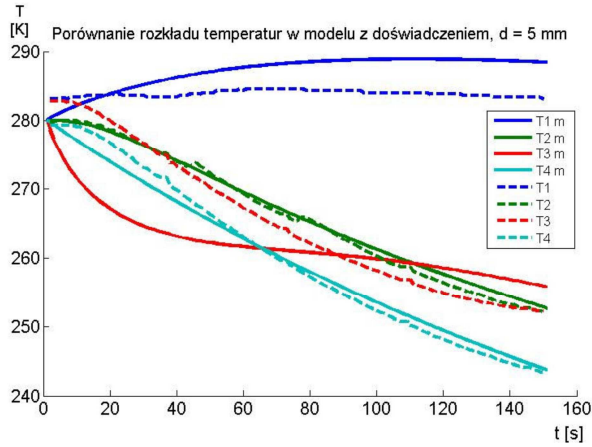
fazie jest wynikiem odprowadzania dużej ilości ciepła z fazy gazowej do otoczenia. W miarę upływu czasu spada ciśnienie w zbiorniku, w związku z czym strumień i prędkość wypływu również ulegają zmniejszeniu.

Badania temperatur przeprowadzone podczas pożaru strumieniowego dla wypływu przez średnicę 6 mm i przy temperaturze otoczenia ok. 280-285K potwierdzają tendencje zmian temperatur otrzymane w modelu. W przypadku temperatury górnej części zbiornika ( $T_1$ ) odnotowano wzrost o ok. 10 K, czego nie potwierdzają badania eksperymentalne. Różnica wynika z faktu, iż do obliczeń przyjęto, że płomień podczas spalania jest stabilny, jego kształt nie zmienia się oraz pominięto wpływ wiatru. Temperatura dolnej części zbiornika ( $T_2$ ) otrzymana w wyniku symulacji jest bardzo zbliżona do temperatury zmierzonej w rzeczywistości. Modelowa temperatura fazy ciekłej ( $T_4$ ) zachowuje zbliżony trend do temperatury fazy ciekłej podczas próby doświadczalnej. Temperatura  $T_4$  uzyskana z modelu charakteryzuje się stałym spadkiem w czasie, natomiast w rzeczywistości spadek temperatury  $T_4$  w pierwszej minucie jest znacznie wyraźniejszy niż w dalszym czasie eksperymentu. W przypadku temperatury fazy gazowej ( $T_3$ ) osiągnięto również zbieżność w wynikach symulacji i rzeczywistych, jednak w początkowej fazie widoczna jest różnica w przebiegu tych temperatur. Analizę obliczeń w modelu przyjęto dla czasu symulacji 120 s. W modelu ujęte jest jedynie wrzenie pęcherzykowe, nie uwzględniono wrzenia błonkowego. Podczas wrzenia błonkowego znacząco zmniejsza się strumień ciepła parowania. Stąd też po osiągnięciu odpowiedniej różnicy pomiędzy temperaturą cieczy, a temperaturą nasycenia następuje spowolnienie spadku temperatury fazy ciekłej i w konsekwencji pozostałych temperatur, a nawet wzrost temperatury fazy gazowej.



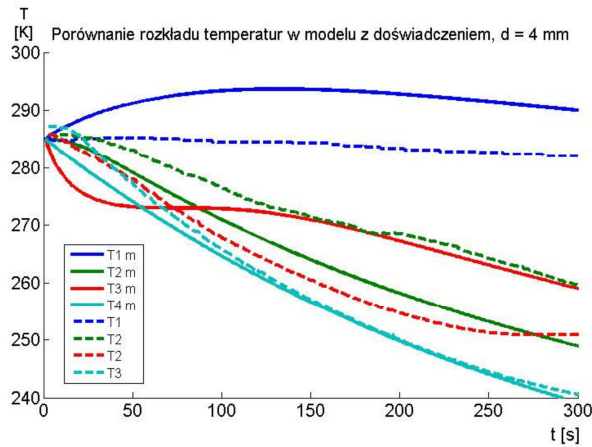
Rys. 3. Porównanie zmian temperatur modelu z wynikami doświadczalnymi dla średnicy otworu  $d = 6$  mm

Fig. 3. Comparison of temperature changes between the model and experimental data for a hole diameter  $d = 6$  mm



Rys. 4. Porównanie zmian temperatur modelu z wynikami doświadczalnymi dla średnicy otworu  $d = 5$  mm

Fig. 4. Comparison of temperature changes between the model and experimental data for a hole diameter  $d = 5$  mm



Rys. 5. Porównanie zmian temperatur modelu z wynikami doświadczalnymi dla średnicy otworu  $d = 4$  mm

Fig. 5. Comparison of temperature changes between the model and experimental data for a hole diameter  $d = 4$  mm

Badania temperatur dla wypływu przez średnicę 5 mm i przy temperaturze otoczenia ok. 280-285K również potwierdzają tendencje zmian temperatur otrzymane w modelu. Dla tej próby wyniki uzyskane z modelu są jeszcze bardziej zbliżone do wyników empirycznych. Temperatury fazy ciekłej ( $T_4$ ) i górnej części zbiornika ( $T_2$ ) są niemal identyczne w całym czasie symulacji. Temperatura fazy gazowej ( $T_3$ ) uzyskana w wyniku symulacji chwilowo znacznie

odbiega od wartości faktycznie zmierzonych, jednak należy zwrócić uwagę, iż ogólna tendencja pozostaje zachowana, a także wartości temperatur w końcowej fazie symulacji są zbliżone. Modelowa temperatura górnej części zbiornika ( $T_1$ ) podobnie jak na rysunku 3 również charakteryzują się wzrostową tendencją, z kolei temperatura  $T_1$  podczas eksperymentu pozostaje raczej niezmienną.

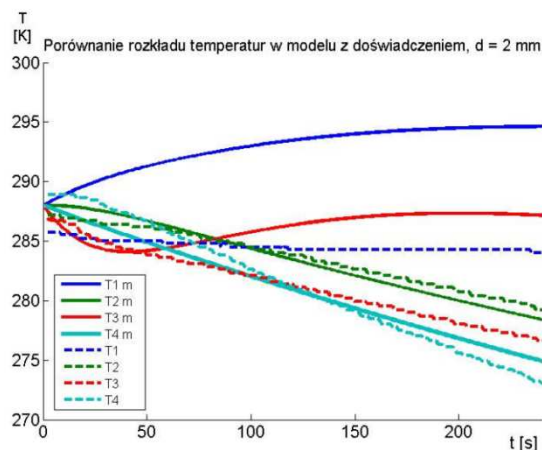
Porównując wyniki uzyskane przy pomocy środowiska do obliczeń matematycznych Matlab z wynikami doświadczalnymi dla wypływu strumieniowego przez otwór o średnicy 4 mm można zauważyć, że temperatury fazy ciekłej ( $T_4$ ) w obu przypadkach są bardzo podobne w całym czasie symulacji. Uwagę zwraca natomiast temperatura dolnej części zbiornika ( $T_2$ ), której spadek podczas eksperymentu jest wyraźnie wolniejszy niż wynika to z obliczeń. Wyjaśnienia można szukać we wpływie czynników zewnętrznych, np. wilgotności powietrza czy prędkości wiatru. Porównanie temperatury górnej części zbiornika ( $T_1$ ) nie odbiega od poprzednich przypadków. W wyniku obliczeń uzyskano wyższą temperaturę. Z kolei w przypadku temperatury fazy gazowej ( $T_3$ ) różnice pomiędzy obliczeniami, a wynikami rzeczywistymi są bardziej wyraźne.

W przypadku wypływu przez otwór o średnicy 2 mm ponownie można zaobserwować, iż temperatura fazy ciekłej ( $T_4$ ) i temperatura dolnej części zbiornika ( $T_2$ ) uzyskana podczas symulacji jest bardzo podobna do wyników rzeczywistych. Natomiast duża różnica została odnotowana dla temperatury fazy gazowej ( $T_3$ ) i temperatury górnej części zbiornika ( $T_1$ ). Obliczeniowa temperatura  $T_1$  w końcowej fazie jest wyższa o ok. 10 K od temperatury rzeczywistej, co stanowi dużą różnicę, jednak porównywalną z poprzednimi wynikami. Wprawdzie temperatura fazy gazowej ( $T_3$ ) otrzymana w wyniku symulacji przekracza temperaturę  $T_3$  uzyskaną podczas eksperymentu również o ok. 10 K, jednak jest to bardzo duża różnica w porównaniu z wynikami dla większych średnic. W przypadku wypływu przez otwór o średnicy 2 mm strumień wypływu był znacznie mniejszy niż w poprzednich próbach, a w związku z tym strumień odparowania był również mniejszy, wskutek czego mniej ciepła było pobierane na odparowanie cieczy. W praktyce temperatury  $T_4$  i  $T_2$  spadały wolniej niż w poprzednich przypadkach. Dodając do tego znaczny wzrost temperatury  $T_1$  w wyniku symulacji otrzymano nadmierny wzrost temperatury  $T_3$  w porównaniu z rzeczywistymi wynikami.

Wyniki zmiany temperatury fazy ciekłej ( $T_4$ ) otrzymane w modelu są bardzo zbliżone do danych doświadczalnych. W eksperymencie w pierwszych sekundach temperatura utrzymuje się na stałym poziomie po czym w początkowej fazie spadek jest bardziej gwałtowny, a w końcowej łagodniejszy. Podobnie wygląda sytuacja temperatury dolnej części zbiornika ( $T_2$ ). W przypadku temperatury fazy gazowej ( $T_3$ ) wyniki różnią się nieco wyraźniej. Co prawda zachowana jest tendencja spadkowa i w końcowej fazie różnica temperatur jest nieznaczna, jednak w początkowej fazie w modelu następuje dużo szybszy spadek temperatury, natomiast w części końcowej nieco wolniejszy. W przypadku



temperatury górnej części zbiornika ( $T_1$ ) różnica między modelem, a eksperymentem jest najbardziej widoczna. W modelu następuje wzrost temperatury o niespełna 10 K, natomiast w doświadczeniu temperatura jest raczej stała. W modelu założono, że płomień jest stabilny o niezmiennym kształcie i nie uwzględniono prędkości wiatru. W rzeczywistości strumień ciepła pochodzący od pożaru był mniejszy od przyjętego w modelu.



Rys. 6. Porównanie zmian temperatur modelu z wynikami doświadczalnymi dla średnicy otworu  $d = 2$  mm

Fig. 6. Comparison of temperature changes between the model and experimental data for a hole diameter  $d = 2$  mm

## 5. Podsumowanie i wnioski

Biorąc pod uwagę uzyskane wyniki symulacji obliczeniowych oraz porównując je z wynikami badań eksperymentalnych w pierwszej kolejności nasuwa się wniosek dotyczący przebiegu temperatur podczas wypływu strumieniowego bez zapłonu. Przy takich warunkach następuje spadek wszystkich analizowanych temperatur, tj.: fazy ciekłej, fazy gazowej, górnej części płaszcza zbiornika i dolnej części płaszcza zbiornika. Największemu obniżeniu ulega temperatura fazy ciekłej, z kolei najmniejszemu temperatura górnej części zbiornika. Spadek temperatury fazy ciekłej wynika z dużej ilości ciepła niezbędnej do odparowania fazy ciekłej. W związku z tym znacznemu spadkowi ulegają również temperatura dolnej części zbiornika i temperatura fazy gazowej. W miarę upływu czasu zmniejsza się strumień odparowania, zarazem mniejsza ilość ciepła jest pobierana na odparowanie fazy ciekłej, w konsekwencji temperatura fazy ciekłej oraz dolnej części zbiornika ulegają stabilizacji, a temperatura fazy gazowej zaczyna nawet nieznacznie rosnać. W związku z tym, ciepło potrzebne do odparowania wywiera największy wpływ na rozkład temperatur w układzie. Obser-

wując zjawisko pożaru strumieniowego odnosi się wrażenie, że sytuacja w porównaniu z wypływem bez zapłonu powinna ulec diametralnej zmianie. W praktyce okazuje się, że wcale tak nie jest. Temperatura fazy ciekłej, temperatura fazy gazowej oraz temperatura dolnej części zbiornika w dalszym ciągu obniżają się. Jedynie temperatura górnej części zbiornika pozostaje mniej więcej na stałym poziomie, ale też nie rośnie. Promieniowanie ciepłe pochodzące od płomienia wpływa jedynie nieznacznie na temperaturę górnej części zbiornika i temperaturę fazy gazowej.

Zaproponowany model wypływu strumieniowego wyjaśnia zjawiska zachodzące podczas pożaru strumieniowego poprzez zastosowanie zasad termodynamiki i wykorzystanie zależności równań kryterialnych. Zgodnie z wynikami otrzymanymi w wyniku symulacji przeprowadzonych w środowisku obliczeniowym Matlab, podczas wypływu strumieniowego największemu spadkowi ulega temperatura fazy ciekłej. Nieco mniejszy spadek odnotowywany jest w przypadku temperatury dolnej części zbiornika i temperatury fazy gazowej. Temperatura górnej części zbiornika zmniejsza się w najmniejszym stopniu. Podczas pożaru strumieniowego przebieg zmian temperatury fazy ciekłej i temperatury dolnej części zbiornika pozostaje praktycznie niezmienny. Obniżanie się temperatury fazy gazowej ma nieco wolniejszy charakter, natomiast temperatura górnej części zbiornika nieznacznie wzrasta, co odbiega w pewnym stopniu od wyników doświadczalnych. Wzrost temperatury górnej części zbiornika jest wynikiem przyjętych założeń odnośnie stabilności i jednakowego kształtu płomienia w całym czasie symulacji oraz pominięciu wpływu warunków atmosferycznych. Po wykonaniu serii symulacji dla pożarów strumieniowych przy wypływie przez otwór o różnej średnicy można stwierdzić, że wraz ze wzrostem średnicy zmiany temperatur zachodzą gwałtowniej tzn. ulegają większemu obniżeniu w czasie. Najbardziej widoczna różnica występuje przy porównywaniu temperatury fazy ciekłej natomiast najmniejsze różnice są zauważalne w przypadku temperatury górnej części zbiornika. Wpływ temperatury otoczenia na szybkość zmian temperatur jest niewielki, należy jednak pamiętać, że przy założeniu, iż układ znajduje się w równowadze początkowe temperatury poszczególnych faz oraz części zbiornika są wyższe. Zaproponowany model obliczeniowy pozwala na symulację różnych warunków pożarowych.

Podsumowując wyniki uzyskane przy pomocy symulacji z próbami doświadczalnymi stwierdzono, że tendencje dotyczące zmian temperatury odpowiednich faz i części zbiornika oraz ubytku masy są prawidłowe. Ponadto przebiegi zmian obliczeniowych temperatur: fazy ciekłej i dolnej części zbiornika są bardzo zbliżone do wyników rzeczywistych. Pewne różnice można dostrzec w przebiegu temperatury fazy gazowej, natomiast temperatura górnej części zbiornika w każdym przypadku jest większa podczas symulacji. Różnica ta wynika z założeń dotyczących płomienia, zgodnie z którymi przyjęto, że płomień jest stabilny i jego kształt jest niezmienny w czasie. Nie uwzględniono

również wpływu warunków atmosferycznych, szczególnie prędkości wiatru. Założenia te mają również wpływ na przebieg zmian temperatury fazy gazowej.

### Literatura

- [1] Cengel Y.A.: Heat and Mass Transfer, McGraw Hill, 2006.
- [2] Clewell H.: A simple method for estimating the source strength of spills of toxic liquids, Energy Systems Laboratory, ESL-TR-83-03, 1983.
- [3] Cumber P.: Modelling top venting vessels undergoing level swell, Journal of Hazardous Materials, A89 (2002) 109-125.
- [4] Guidelines for Evaluating the Characteristics of Vapor Cloud Explosions, Flash Fires and BLEVE's, American Institute of Chemical Engineers, 1994.
- [5] Holman J.P.: Heat transfer, McGraw Hill, 1992.
- [6] Incropera, DeWitt, Bergman, Lavine, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Willey, 2006.
- [7] Mills A.F.: Heat Transfer, Prentice Hall, 1998.
- [8] Perry R.H., Green D.W.: Perry's Chemical Engineers' Handbook, The McGraw-Hill Companies, 1999.
- [9] Ramskill P.K.: The development of ENGULF to model a multi-component liquid in a fire engulfed tank, UKAEA Safety and Reliability Directorate, 1987.

## MODELING OF HEAT AND MASS TRANSFER DURING GAS-PHASE JET RELEASE FROM THE TANK CONTAINING LIQUEFIED GAS

### Summary

The research described in the article deals with the analysis of the thermodynamic parameters of the propane-tank-environment system during the accidental release of gaseous phase from a tank containing liquefied gas. The paper proposes a model describing the processes taking place during the emission of gas from the tank containing condensed phase, taking into account the heat and mass balance of the test system. The results of presented model were obtained using Matlab. The analyzed model describes the following parameters: temperature of the liquid phase and vapor propane phase, the tank temperature in the liquid and vapor phases, weight loss of vapour phase, and the liquid-vapor interfacial transition. Verification of the model was made through a series of tests of the system. A typical container for LPG, containing 10 kg of mixture of propane (27 dm<sup>3</sup> volume) is used. A good agreement of the model with experimental data was obtained.

**Keywords:** emission, boiling, emergency release, propane

DOI: 10.7862/rm.2014.49

*Otrzymano/received: 25.05.2014*

*Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014*

Krzysztof SŁAWIŃSKI<sup>1</sup>

Krzysztof KNAŚ<sup>2</sup>

Michał GANDOR<sup>3</sup>

Wojciech NOWAK<sup>4</sup>

## SUSZENIE WĘGLA BRUNATNEGO W ENERGETYCE – MOŻLIWOŚCI ZASTOSOWANIA MŁYNA ELEKTROMAGNETYCZNEGO

W niniejszym artykule omówiono możliwość poprawy procesu spalania węgla brunatnego w energetyce. Powszechność zasobów tego surowca sprawia, iż dzięki racjonalnemu jego zużyciu możliwe jest utrzymanie jego strategicznej pozycji w energetyce. W tym celu należy ciągle poszukiwać innowacyjnych rozwiązań technologicznych oraz wciąż rozwijać obecnie stosowane technologie suszenia węgla brunatnych. Autorzy niniejszego artykułu zaprezentowali koncepcję suszenia węgla brunatnego w instalacji z młynem elektromagnetycznym oraz przedstawili wady i zalety tej metody na tle wybranych, obecnie stosowanych technologii mielenia i suszenia. Materiałem wyjściowym do przeprowadzenia badań był odpowiednio przygotowany węgiel brunatny pochodzący z Kopalni Węgla Brunatnego Turów. Dla węgla przeprowadzono analizy oznaczeń wilgoci zarówno przed, jak i po procesie mielenia w młynie elektromagnetycznym, w celu określenia zdolności urządzenia do podsuszania paliw w trakcie ich rozdrabniania. Rozważono również możliwość brykietowania otrzymanego produktu w celu zwiększenia jego atrakcyjności na rynku paliw. Z przeprowadzonych badań i obserwacji wynika iż istnieje możliwość zastosowania młyna elektromagnetycznego do jednoczesnego mielenia i suszenia węgla brunatnego. Instalacja taka charakteryzuje się przede wszystkim małymi gabarytami, niską emisją hałasu oraz niskim zużyciem energii elektrycznej na potrzeby procesu. Z uwagi na brak części mechanicznych istnieje znikome ryzyko awaryjności w pracy ciągłej urządzenia.

**Słowa kluczowe:** młyn elektromagnetyczny, węgiel brunatny, suszenie, mielenie

---

<sup>1</sup> Autor do korespondencji: Krzysztof Sławiński, Politechnika Częstochowska, ul. Dąbrowskiego 73, 42-201 Częstochowa, tel.: 34 3250933 kom.: 606101989, kslawinski@fluid.is.pcz.pl

<sup>2</sup> Krzysztof Knaś, Politechnika Częstochowska, kknas@fluid.is.pcz.pl

<sup>3</sup> Michał Gandor, Politechnika Częstochowska, mgandor@fluid.is.pcz.pl

<sup>4</sup> Wojciech Nowak, AGH Kraków, wnowak@agh.edu.pl

## 1. Wstęp

Dynamiczny rozwój przemysłu oraz gospodarki prowadzi do wzrostu konsumpcji energii elektrycznej, przez co powoduje zmniejszenie naturalnych zasobów węgla brunatnego. Pomimo znacznej zawartości wilgoci sięgającej w zależności od złoża nawet powyżej 50%, węgiel brunatny wciąż jest jednym z głównych paliw kopalnych znajdujących zastosowanie w energetyce. Aby racjonalnie wykorzystać zasoby oraz potencjał energetyczny węgla brunatnych, należy w pierwszej kolejności dążyć do redukcji balastu (wilgoci), który istotnie obniża jego wartość kaloryczną. Wynika to z faktu, iż energia wydzielona w egzotermicznej reakcji spalania, po części jest tracona na odparowanie zawartej w węglu wody. Wilgoć wpływa również niekorzystnie na pracę kotłów powodując problemy eksploatacyjne związane między innymi z obniżeniem efektywności pracy kotła a także zwiększeniem strumienia spalin co równoznaczne jest z utratą znacznej ilości energii i jej emisji do otoczenia. Poprawa własności energetycznych węgla brunatnych realizowana jest w pobliżu eksploatowanych złóż poprzez obróbki fizyczne, takie jak kruszenie, mielenie, czy też suszenie. Szybki rozwój technologii suszenia umożliwia między innymi zastosowanie innowacyjnych rozwiązań mających na celu redukcję wilgoci z węgla brunatnych.

## 2. Suszenie węgla brunatnego w energetyce

Obecnie znanymi i stosowanymi w energetyce technologiami suszenia węgla brunatnych są między innymi WTA i DryFining, które jako medium suszące wykorzystują parę technologiczną z upustów średnio i/lub niskoprężnych turbin lub też gorące powietrze. Zastosowanie tych technologii, oprócz wysokich kosztów inwestycyjnych wiąże się również z przeznaczeniem pod ich budowę znacznych terenów wokół elektrowni. Wielkogabarytowe instalacje osiągają zakładane wydajności rzędu kilkuset Mg suszonego węgla na godzinę, jednak ich rozmiary i koszty związane z inwestycją często decydują o możliwościach ich praktycznego zastosowania [2].

Obecnie stosowane technologie suszenia dobierane są do właściwości konkretnych złóż węgla brunatnego. Najczęstszym zjawiskiem które wykorzystuje się w procesie suszenia węgla brunatnych jest zjawisko konwekcji. W zjawisku tym ciepło dostarczane jest do cząstki paliwa za pomocą gazowego medium, którym może być gorące powietrze, spaliny lub para przegrzana. Charakterystyka suszenia w ujęciu kinetycznym zakłada zmiany wilgoci i temperatury w czasie, a dzięki znanym ich wartościom można wyznaczyć między innymi ilość zużytej energii w procesie a także ubytek wilgoci z węgla. Zmiana zawartości wilgoci w suszonym węglu spowodowana jest głównie ruchem masy i ciepła w jego wnętrzu oraz ich wymianą pomiędzy powierzchnią materiału

a czynnikiem wykorzystywanym do suszenia. Redukcja wilgoci realizowana jest w trzech etapach [4,5]:

1. dyfuzja wody poprzez cząstki węgla na jego powierzchnie (etap ten w głównej mierze decyduje o szybkości procesu suszenia i ma on wpływ na zmianę rozmiarów ziarna i porowatość jego struktury),
2. odparowanie wody na powierzchnię,
3. ostateczne odprowadzenie pary do otoczenia gazowego z powierzchni węgla.

Należy również pamiętać, iż w przypadku wysoko reaktywnych węgla brunatnych, znaczna zawartość tlenu w medium suszącym jest czynnikiem niekorzystnym, przyczyniającym się do jego zapłonu, co z kolei prowadzi do wybuchu i stwarza zarówno zagrożenie dla ludzkiego życia jak i powodować uszkodzenia urządzeń [1]. Suszenie węgla o niskiej zawartości wilgoci może być realizowane w trakcie ich mielenia (np. w młynach bębnowo-kulowych). Często jednak ciepło pochodzące z mielenia jest niewystarczające do jednoczesnego podsuszenia mielonego węgla, dlatego rozdziela się te procesy, przez co są one bardzo energochłonne. Racjonalne zatem wydaje się wykorzystanie ciepła odpadowego powstałego podczas produkcji energii oraz poszukiwanie nowych, innowacyjnych metod, które łączyłyby mielenie i suszenie w jeden mało skomplikowany proces. Rozwiązaniem stanowiącym doskonałą alternatywę do obecnie wykorzystywanych metod mielenia, kruszenia i suszenia może być instalacja do jednoczesnego mielenia i suszenia węgla brunatnych wykorzystująca technologię młyna elektromagnetycznego, którego budowę i zasadę działania opisano w niniejszym artykule.

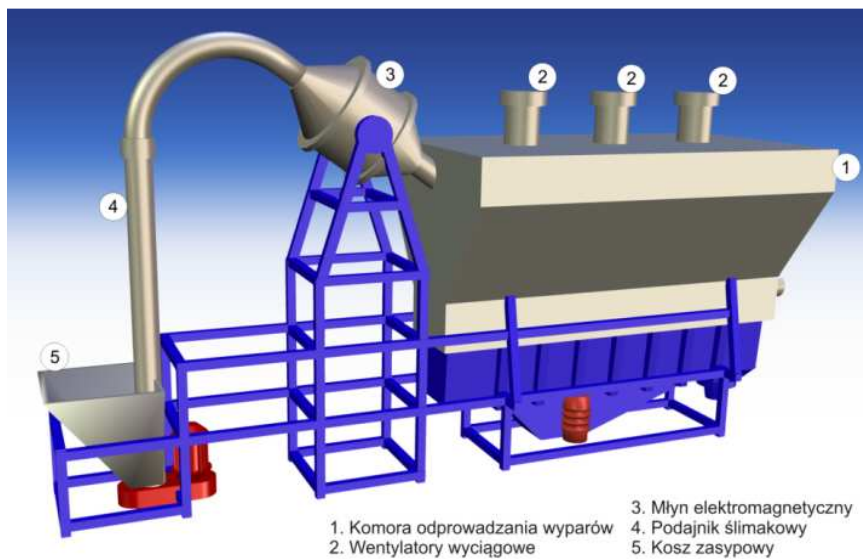
### 3. Młyn elektromagnetyczny

Młyn elektromagnetyczny składa się z wzbudnika wirującego pola oraz nieferromagnetycznej komory roboczej wewnątrz której pod wpływem wirującego pola magnetycznego poruszają się drobne ferromagnetyczne elementy mielące zwane mielnikami. Głównym elementem młyna elektromagnetycznego jest wzbudnik wirującego pola elektromagnetycznego z biegunami jawnymi. Przepływający przez uzwojenia biegunów prąd elektryczny odpowiedzialny jest za wytworzenie w obszarze roboczym komory mielenia odpowiedniej wartości indukcji pola. Umieszczone wewnątrz komory roboczej mielniki poruszają się zgodnie z kierunkiem wirującego pola elektromagnetycznego [3]. Zarówno kształt jak i rozmiary elementów mielących są odpowiednio dobierane w zależności od rodzaju materiału poddawanego różnego rodzaju obróbce (mieleniu, suszeniu, aktywacji). Poniżej na rysunku nr 1 przedstawiono fizyczny model wzbudnika wirującego pola elektromagnetycznego.



Rys. 1. Wzbudnik wirującego pola magnetycznego

Fig. 1. Rotating magnetic field inductor



Rys. 2. Schemat instalacji mielenia i suszenia węgla brunatnego z wykorzystaniem młyna elektromagnetycznego

Fig. 2. Schematic of installation for drying and grinding brown coal with the application of electromagnetic mill.

Po przeprowadzeniu testów elektrycznych, wzбудnik ten zabudowano w specjalne ekranowane obudowy i wyposażono w wentylatory chłodzące uzwojenia, a całość umieszczono na specjalnie zaprojektowanym umożliwiającym regulację kąta nachylenia podeście. Dzięki temu możliwe było przeprowadzenie badań oraz opracowanie koncepcyjnej instalacji do jednoczesnego mielenia i suszenia węgla brunatnych, której schemat przedstawiono na rysunku nr 2.

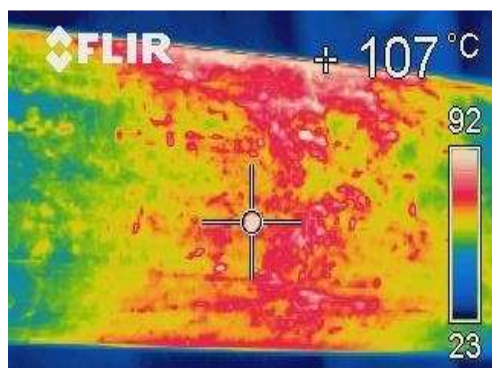
Koncepcyjna instalacja składa się z trzech modułów:

1. ślimakowy podajnik węgla,
2. młyn elektromagnetyczny,
3. komora odbioru produktu i odprowadzania wyparów

Poprzez podajnik ślimakowy, węgiel transportowany jest na wlot komory roboczej młyna elektromagnetycznego, skąd grawitacyjnie przechodzi przez obszar roboczy w którym jest mielony i podsuszany. Następnie węgiel trafia do komory odbioru produktu i odprowadzania wyparów. Komora ta wyposażona jest w przenośnik wibracyjny oraz wentylatory wyciągowe. Węgiel po wyjściu z młyna transportowany jest przenośnikiem wibracyjnym, a wentylatory wyciągowe odciągają uwolnioną w procesie wilgoć. Rozwiązanie takie umożliwia separację wilgoci od zmielonego i wysoko reaktywnego węgla, a regulacja elektrowibratorów odpowiednio wydłuża lub przyspiesza czas pobytu węgla w komorze odbioru produktu i odprowadzania wyparów.

#### 4. Suszenie w młynie elektromagnetycznym

Ruch mielników oraz ich zderzenia z węglem powodują jego rozdrobnienie, natomiast zderzenia mielników ze sobą oraz z wewnętrzną ścianą komory roboczej, a także występowanie prądów wirowych, powoduje znaczny wzrost temperatury wewnątrz przestrzeni roboczej, co z praktycznego punktu widzenia jest efektem pozytywnie wpływającym na jednoczesny proces suszenia i mielenia węgla brunatnego. Poniższe rysunki przedstawiają termogramy wykonane za pomocą kamery termowizyjnej dla powierzchni komory roboczej oraz mielników po wyjęciu ich z komory roboczej.



Rys. 3. Termogram komory roboczej z pracującymi mielnikami

Fig. 3. Thermogram of the chamber with working grinding media.





Rys. 4. Termogram mielników po wyjściu z komory roboczej

Fig. 4. Thermogram of grinding media after leaving the chamber.

Do przeprowadzenia badań nad możliwością suszenia węgla brunatnego w młynie elektromagnetycznym wykorzystano węgiel z Kopalni Węgla Brunatnego Turów. Ze względu na średnicę komory roboczej młyna wynoszącą 100 mm, węgiel ten poddano obróbce wstępnej w kruszarce a następnie przesiano i odseparowano frakcję uziarnienia z zakresu 0 – 100 mm. Zawartość wilgoci w nadawie (węglu przed suszeniem w młynie elektromagnetycznym) zbadano metodą suszarkową zgodnie z normą PN-80 G-04511 i wynosiła ona 28% masy węgla. Tak niska zawartość wilgoci w węglu spowodowana była głównie czynnikami zewnętrznymi takimi jak transport i przechowywanie. Następnie węgiel ten podano do młyna elektromagnetycznego celem zbadania możliwości jego podsuszenia. Odpowiednie ustawienie kąta nachylenia młyna spowodowało grawitacyjny przepływ węgla przez komorę roboczą. Węgiel po opuszczeniu komory roboczej młyna elektromagnetycznego zapakowano szczelnie a następnie poddano go oznaczeniom zawartości wilgoci tą samą metodą co węgiel przed suszeniem. Zawartość wilgoci w węglu poddanym suszeniu w młynie elektromagnetycznym wynosiła 21% masy węgla, zatem redukcja wilgoci wyniosła 7%.

## 5. Wnioski

Z przeprowadzonych badań wynika iż możliwe jest połączenie mielenia i suszenia węgla brunatnych w jeden mało skomplikowany proces, wykorzystując technologię młyna elektromagnetycznego. Podczas przeprowadzania badań suszenia węgla w młynie elektromagnetycznym zaobserwowano iż temperatura węgla po wyjściu z komory roboczej młyna wzrosła, a próbki węgla stopniowo uwalniały wilgoć do otoczenia, czego przykładem była para wodna osadzana na ściankach szczelnych pojemników przeznaczonych do poboru próbek. Obserwacje te uzasadniają budowę specjalnej komory odbioru produktu i odprowadzania wilgoci jako istotnego elementu instalacji do mielenia i suszenia węgla brunatnych z użyciem młyna elektromagnetycznego. Niezwykle ważnym jest aby zmielony i podsuszony wysoko reaktywny węgiel brunatny oddał uwolnioną w procesie wilgoć. Ważne jest również zabezpieczenie węgla poddanego

obróbce przed absorpcją wilgoci z otoczenia. Rozwiązać to można stosując przenośnik wibracyjny oraz wentylatory wyciągowe w specjalnej hermetycznej komorze, której koncepcję opisano powyżej.

Możliwe jest również zastosowanie instalacji suszenia i mielenia węgla brunatnych w młynie elektromagnetycznym na skalę przemysłową. Wymaga to budowy wzbudników o dużych średnicach komór roboczych. Zastosować również można rozwiązanie polegające na budowie kilku mniejszych młynów, co wydaje się również zasadne w przypadku jakiegokolwiek awarii któregoś z urządzeń. Brak elementów mechanicznych powodować może znacznie niższą awaryjność w porównaniu do instalacji obecnie stosowanych, a niskie zużycie energii elektrycznej na potrzeby procesu (ok 4 kWh/Mg suszonego węgla) oraz niski poziom hałasu, powoduje iż młyn elektromagnetyczny stanowić może doskonałą alternatywę do instalacji przemysłowych obecnie stosowanych.

Instalacja mielenia i suszenia węgla przy użyciu młyna elektromagnetycznego może również być zaopatrzona w brykieciarkę przemysłową. Odpowiedni dobór parametrów procesowych sprawi iż poddany obróbce węgiel można w ostatnim etapie procesu doprowadzić do postaci brykietu, zwiększając jego atrakcyjność na rynku paliw.

## Literatura

- [1] Uberman R., Kaczorowski J., Żuk S.: Górnictwo węgla brunatnego w Polsce - stan aktualny. Możliwości i ograniczenia rozwoju, Węgiel Brunatny, 4/61, 2007.
- [2] Pawlak-Kruczek H., Lichota J., Jędrusyna A., Tomczuk K., Ostrycharczyk M.: Zapotrzebowanie na energię do układu suszenia węgla brunatnego. Rynek Energii, nr 1(92), 2011.
- [3] Sosiński R., Szczypiorowski A., Szymanek P., Nowak W.: Aspekty wykorzystania młyna elektromagnetycznego w rozwoju węglowych technologii energetycznych, 24-Międzynarodowa Konf. „Węgiel”, Pittsburg 2007.
- [4] Kruczek H.: Wybrane zagadnienia spalania młodych paliw kopalnych o małym stopniu metamorfizmu, Prace Naukowe Instytutu Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów Politechniki Wrocławskiej, Seria: Monografie, OW Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.
- [5] Strumiło Cz.: Kinetyka procesu suszenia, WNT, Warszawa 1983.

*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 CO<sub>2</sub> ze spalin.*

## **BROWN COAL DRYING IN THE POWER INDUSTRY – THE POSSIBILITY OF APPLICATION OF AN ELECTROMAGNETIC MILL**

### **S u m m a r y**

This article discusses the possibility of improving the combustion of brown coal in the power industry. With the rational utilization, the abundance of this resource makes it possible to maintain its strategic role in the power industry. For this purpose, it is necessary to search innovative technical solutions and to develop technologies currently used in brown coal drying. The authors of this article have presented the concept of drying lignite in an electromagnetic mill installation and showed the advantages and disadvantages of this method compared to other currently used. The material used for testing was properly prepared samples of lignite from Turow Lignite Mine. Moisture amount analysis was performed both before and after the milling process in the electromagnetic mill, in order to determine its ability to dry the fuel during its comminution. The possibility of briquetting of the resulting product in order to increase its attractiveness in the fuel market was also considered. The studies and observations indicate that there is a possibility of simultaneous grinding and drying of coal in the electromagnetic mill. This installation is mainly characterized by small size, low noise emissions and low consumption of electricity for the process. Due to the lack of mechanical parts, there is a negligible risk of failure in the continuous operation of the installation.

**Keywords:** electromagnetic mill, brown coal, drying, milling

DOI: 10.7862/rm.2014.50

*Otrzymano/received: 25.05.2014*

*Zaakceptowano/accepted: 28.06.2014*

## Informacje dodatkowe

1. Lista recenzentów współpracujących zostanie opublikowana w czwartym numerze Zeszytów Naukowych Politechniki Rzeszowskiej, Mechanika 86(4/14) 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/>