

---

# **AKTUALNE KIERUNKI ROZWOJU ENERGETYKI**

---

*Praca zbiorowa pod redakcją*

Kazimierza Wójśa  
Piotra Szulca  
Tomasza Tietze



Oficina Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej  
Wrocław 2012

Recenzent  
Zbigniew KRÓLICKI

Skład i łamanie tekstu  
Andrzej SITKA  
Tomasz TIETZE

Projekt okładki  
Piotr SZULC

Wydrukowano na podstawie dostarczonych materiałów

Wszelkie prawa zastrzeżone. Żadna część niniejszej książki, zarówno w całości, jak i we fragmentach, nie może być reprodukowana w sposób elektroniczny, fotograficzny i inny bez zgody wydawcy i właścicieli praw autorskich.

© Copyright by Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2012

OFICyna WYDAWNICZA POLITECHNIKI WROCLAWSKIEJ  
wyb. Stanisława Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław  
<http://www.oficyna.pwr.wroc.pl>; e-mail: [oficwyd@pwr.wroc.pl](mailto:oficwyd@pwr.wroc.pl)

ISBN 978-83-7493-733-7

Drukarnia Oficyny Wydawniczej Politechniki Wrocławskiej. Zam. nr1146/2012.

## Spis treści

Wstęp .....	5
<b>Część 1: Modelowanie procesów cieplnych w energetyce</b>	
I. <i>Prędkość wędrowania jako parametr procesu odpylania w elektrofiltrze</i> Maria Jędrusik, Arkadiusz Świerczok .....	9
II. <i>Parallel computations in engineering</i> Andrzej Kosior, Henryk Kudela .....	17
III. <i>Comparison of IPSEpro and EBSILON Professional based on analysis of a hard coal-fired 900 MW power plant</i> Łukasz Kowalczyk, Katarzyna Stepczyńska, Witold Elsner, Sławomir Dykas.....	25
IV. <i>Modelowanie numeryczne pracy kotła fluidalnego</i> Henryk Kudela, Paweł Regucki.....	35
V. <i>Diagnostyka pracy układu kondensacyjnego bloku energetycznego</i> Henryk Kudela, Paweł Regucki, Tomasz Kozłowski, Andrzej Kosior.....	45
VI. <i>Diagnostyka elementów komory spalania turbiny gazowej z wykorzystaniem pola magnetycznego</i> Sebastian Lepszy .....	55
VII. <i>Badania akumulacji ciepła w materiale o zmiennej fazie</i> Janusz Lichota, Michał Lepszy, Kazimierz Wójs.....	63
VIII. <i>Numeryczne badanie przepływu w pompach Pitota z czerpakami o wlotach owalno-kołowych</i> Witold Lorenz, Janusz Plutecki .....	71
IX. <i>Wykorzystanie metod probabilistycznych do racjonalizacji gospodarki remontowej bloków energetycznych</i> Andrzej Oziemski .....	79
X. <i>Rozwój pęknięć w rurach w warunkach pełzania</i> Andrzej Rusin, Michał Bieniek.....	89
XI. <i>Modelowanie i optymalizacja parametrów pracy dużej pompy diagonalnej</i> Janusz Skrzypacz.....	99
XII. <i>Bilansowy model przeciwrządowego, kondensacyjnego wymiennika ciepła z poziomym układem rur chłodzących</i> Piotr Szulc, Tomasz Tietze, Kazimierz Wójs .....	113
XIII. <i>One-dimensional mathematical model of a flue gas/water condensing heat exchanger with steam condensation for a 900 MW brown coal fired power unit</i> Piotr Szulc, Tomasz Tietze, Kazimierz Wójs, Henryk Kudela, Tomasz Kozłowski .....	125

- XIV. *Wpływ temperatury gazu na właściwości separacyjne membran polimerowych przy separacji CO<sub>2</sub> ze spalin – wybrane zagadnienia*  
Daniel Węcel, Grzegorz Wiciak ..... 137

## **Część 2: Energetyczne aspekty wykorzystania energii ze źródeł odnawialnych**

- XV. *Projekt i badania doświadczalnej mikrośiłowni hybrydowej typu geo-bio*  
Łukasz Antczak, Władysław Kryłłowicz ..... 149
- XVI. *Small scale cogeneration with gas engine in industrial plant – a case study*  
Fabian Cybichowski, Tomasz Mróz ..... 155
- XVII. *Analiza i ocena polityki krajowej w zakresie energii ze źródeł odnawialnych*  
Waldemar Dołęga ..... 163
- XVIII. *Wykorzystanie odnawialnych źródeł energii w budownictwie – kierunki badań oddziaływań społecznych*  
Agata Hilarowicz, Joachim Koziół ..... 173
- XIX. *Wykorzystanie energii słonecznej w technice kosmicznej*  
Adam Jaroszewicz, Andrzej Chrzczonowski ..... 181
- XX. *Optymalizacja bilansu energetycznego w produkcji bioetanolu*  
Andrzej Sitka, Wiesław Jodkowski, Kazimierz Wójs ..... 199
- XXI. *Bilans strat w układzie klimatyzacji dalekiego zasięgu ZG „Rudna”*  
Marek Skowroński, Przemysław Szulc, Mirosław Koman,  
Paweł Borkowski ..... 209
- XXII. *Nowe trendy w ograniczeniu produkcji zanieczyszczeń towarzyszącej procesom uzdatniania wody w energetyce*  
Monika Tkaczuk-Serafin, Elżbieta Wróblewska ..... 219
- XXIII. *Analiza symulacyjna obiegu cieplnego instalacji kogeneracyjnej małej mocy wyposażonej w gazyfikator dolnociągowy*  
Marian Wysocki, Witold Elsner, Roman Borecki ..... 227
- XXIV. *Modeling of vapor diffusion determined by combined evaporator-adsorber feedback in a solid sorption heat pump*  
Bartosz Zajączkowski, Bogusław Białko ..... 237

## Wstęp

Rozwój energetyki konwencjonalnej trwa już od czasu wybudowania pierwszej elektrowni na świecie, czyli od 130 lat. Od tamtej pory dąży się do podwyższenia sprawności siłowni oraz urządzeń w niej pracujących. Jak wynika z historii przed rokiem 1900 sprawność elektrowni nie przekraczała 5%, natomiast aktualnie opracowuje się projekty siłowni tzw. „50+”, czyli siłowni przekraczającej 50% sprawności.

Na możliwość wybudowania bloku o tak dużej sprawności wpływają aktualne kierunki rozwoju energetyki, w tym coraz to nowsze materiały stosowane do produkcji maszyn i urządzeń. Dzięki temu możliwe staje się podwyższanie temperatury pary wodnej nawet powyżej 650 °C, a także podwyższanie jej ciśnienia znacznie powyżej ciśnienia punktu K – bloki tzw. ultranadkrytyczne. W najbliższej przyszłości przewidywane jest powstanie bloku na parametry superkrytyczne pary świeżej – ciśnienie 35–37 MPa i temperatura 700–720 °C oraz sprawność 50–52%. Osiągnięcie tak wysokich parametrów pary wymagają zastosowania nowych materiałów np. stopów na bazie niklu, np. Inconelu.

Jak wiadomo wprowadzenie norm emisyjnych spowodowało rozwój technologii wychwytu pyłu węglowego, instalacji odsiarczania spalin, ograniczenia emisji tlenków azotu oraz samego procesu spalania węgla. Aktualnie prowadzone są badania nad technologiami umożliwiającymi wychwyt i składowanie CO<sub>2</sub>, zwanymi technologiami CCS. Technologie te postrzegane są jako zeroemisyjne metody produkcji energii elektrycznej i ciepła z węgla, z których najistotniejsze to: separacja CO<sub>2</sub> po procesie spalania, spalanie tlenowe, wychwyt CO<sub>2</sub> ze zgazowania węgla, czy redukcja emisji CO<sub>2</sub> przez wykorzystanie ogniw paliwowych.

Od lat 90. XX wieku prowadzone są prace związane z badaniem technologii suszenia węgla. Suszenie węgla, szczególnie brunatnego nie tylko zwiększa sprawność elektrowni, ale również redukuje emisję gazów cieplarnianych, zmniejsza strumień wody w chłodni kominowej, zmniejsza stosunek nadmiaru powietrza wlotowego oraz poprawia proces spalania. Niektóre znane techniki suszenia węgla to: wykorzystanie ciepła odpadowego, wykorzystanie dimetyloeteru do absorpcji wody z węgla, metoda DWT, czy technologia WTA.

Inną technologią zwiększającą sprawność bloków energetycznych węglowych jest odzysk ciepła odpadowego ze spalin wylotowych. Technologia ta polega na obniżeniu temperatury wylotowej spalin nawet poniżej punktu rosy, czyli wykorzystująca proces kondensacji pary wodnej zawartej w spalinach. Większość aktualnie zainstalowanych układów do odzysku ciepła pracujących w elektrowniach wykorzystuje bezkondensacyjne wymienniki ciepła. Doprowadzenie do kondensacji pary wodnej zawartej w spalinach zwiększa strumień

ciepła odzyskany ze spalin. Dodatkową zaletą kondensacyjnego układu odzysku ciepła jest redukcja emisji zanieczyszczeń.

W pierwszej części monografii przedstawiono modelowanie procesów energetycznych z wykorzystaniem metod numerycznych oraz zaawansowanych modeli matematycznych. Większość uzyskanych wyników została również zweryfikowana poprzez pomiary na stanowiskach laboratoryjnych lub też w rzeczywistych obiektach energetycznych. W drugiej części monografii opisano wybrane tematy dotyczące odnawialnych źródeł energii.

*Wrocław, grudzień 2012 r.*

Kazimierz Wójs  
Piotr Szulc  
Tomasz Tietze

## **Część 1**

# **MODELOWANIE PROCESÓW CIEPLNYCH W ENERGETYCE**





# I. PRĘDKOŚĆ WĘDROWANIA JAKO PARAMETR PROCESU ODPYLANIA W ELEKTROFILTRZE

Maria Jędrusik, Arkadiusz Świerczok

Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów,  
Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wrocławska

Elektrofiltry stanowią podstawowe urządzenie do odpylania gazów odlotowych z wielu procesów, w tym ze spalania węgla w kotłach energetycznych. Zaostrzenie norm emisji pyłów do atmosfery (Dyrektywa IED) spowodowało, że są one coraz częściej stosowane w ciepłownictwie i energetyce przemysłowej. Ta sytuacja zmusza projektantów elektrofiltrów do poszukiwania technik podwyższania skuteczności ich działania w aspekcie zmieniających się w bardzo szerokim zakresie własności ośrodka pyłowo-gazowego. Prędkość wędrowania ziaren pyłu jest jednym z ważniejszych parametrów, który decyduje o skuteczności odpylania elektrofiltru. Dane literaturowe oraz badania własne wskazują, że na prędkość wędrowania wpływa wiele czynników w tym skład ziarnowy popiołu oraz konstrukcja elektrody ulotowej. Pomiar prędkości wędrowania ziaren pyłu wykonane zostały metodą wizualizacji trajektorii cząstek popiołu lotnego w przestrzeni między elektrodą zbiorczą i ulotową. Badania prowadzono dla różnych parametrów pola elektrycznego i wybranego składu ziarnowego popiołu lotnego przy użyciu dwóch konstrukcji elektrod ulotowych. Stwierdzono istotny wpływ konstrukcji badanej elektrody ulotowej na wartość prędkości wędrowania ziaren pyłu.

## 1. Wprowadzenie

Od ponad 80 lat wykorzystuje się teorię W. Deutscha do opisu zjawisk zachodzących w elektrofiltrach. Zaproponowany w latach 20. ubiegłego stulecia model [1] mimo upływu lat i wielu założeń upraszczających, po dziś dzień wykorzystywany jest do analizy pracy i projektowania elektrofiltrów. Podstawowe równanie opisujące skuteczność wytrącania ziaren pyłu o średnicy  $d$ , wyprowadzone ponownie w latach 50. przez White'a z teorii prawdopodobieństwa [2] i zmodyfikowane przez Mattsa i Oenfeldta [3], ma postać:

$$\eta(d) = 1 - \exp\left\{-w_r(d) \cdot \frac{L}{h \cdot v}\right\}, \quad (1)$$

gdzie:

$w_t(d)$  – teoretyczna prędkość wędrowania ziarna pyłu o średnicy  $d$ , która jest składową prędkości ziarna skierowaną prostopadłe do płaszczyzny elektrod zbiorczych, m/s

$L$  – długość pola elektrycznego, m

$h$  – odstęp między elektrodami różnej biegunowości, m

$v$  – prędkość gazu, m/s

Całkowitą skuteczność odpylania pyłu rzeczywistego można wyliczyć sumując przedziałowe skuteczności odpylania dla danego rozkładu ziarnowego:

$$\eta(d)_c = \int_{d_{\min}}^{d_{\max}} y_H(d) \cdot \eta(d) \cdot d(d) = \int_{d_{\min}}^{d_{\max}} \frac{dm}{m \cdot d(d)} \eta(d) \cdot d(d) = \sum_{d_{\min}}^{d_{\max}} K(d) \eta(d), \quad (2)$$

gdzie:

$d$  – średnica zastępcza ziarna pyłu,  $\mu\text{m}$

$y_H$  – względna gęstość poszczególnych klas ziarnowych (przedziałów wielkości),  $-\mu\text{m}$

$K(d)$  – masowy udział poszczególnych klas ziarnowych, -.

Często jednakże w zagadnieniach praktycznych nie bierze się pod uwagę, lub też nie znany jest skład ziarnowy wytrącanego pyłu i wówczas używa się zależności na skuteczność odpylania w następującej, uproszczonej postaci:

$$\eta_c = 1 - \exp \left\{ -w_{ef} \cdot \frac{L}{h \cdot v} \right\}, \quad (3)$$

gdzie:

$w_{ef}$  – „efektywna” prędkość wędrowania.

Występująca we wzorze wielkość  $w_{ef}$  nie ma znaczenia fizycznego, a jest parametrem, który oblicza się po zmierzeniu całkowitej skuteczności odpylania elektrofiltra w konkretnych warunkach pracy. Wykorzystywanie tak przekształconego równania Deutscha, np. do obliczania wymiarów geometrycznych nowego odpylacza może prowadzić do błędów, jeśli nie weźmie się pod uwagę wszystkich dodatkowych czynników (np. składu ziarnowego pyłu).

W elektrofiltrze jednostopniowym (odpylacz, w którym procesy ładowania i wytrącania pyłu zachodzą w jednej przestrzeni) mamy zawsze do czynienia z przepływem turbulentnym, przy czym liczba Reynoldsa wynosi zazwyczaj  $Re > 10^4$ . W celu zbilansowania strumienia cząstek przepływających przez przestrzeń kontrolną (rys. 1) przyjęto szereg założeń [2, 4]:

- Całkowite i równomierne wymieszanie cząstek w dowolnym przekroju poprzecznym elektrofiltra, wskutek turbulentnego przepływu. W efekcie brak jest gradientu stężenia pyłu w kierunku elektrod zbiorczych,
- Prędkości przepływu gazu ma stałą wartość  $v$  i równomierny rozkład, poza przyścienną warstwą graniczną,

- Cząstki, które dostały się do laminarnej warstwy granicznej zostają wytracone, a prędkość transportu jest w tej warstwie stała dla cząstek o tej samej średnicy,
  - Cząstki otrzymują swój ładunek nasycenia w tak krótkim czasie, że przyjmuje się iż następuje to w momencie wejścia w strefę odpylania,
  - Efekty zakłócające prawidłowy przebieg procesu, takie jak: ponowne porywanie osadzonego pyłu, ulot wsteczny, wzajemne zderzenia cząstek, nierównomierne wyładowanie ulotowe, nie są uwzględniane,
- Równanie bilansowe dla przestrzeni kontrolnej o wymiarach  $dl \times h$  ma postać:

$$\frac{dS}{S} = -\frac{w_t}{v h} dl, \quad (4)$$

a po scałkowaniu otrzymuje się:

$$S = S_0 \exp\left(-\frac{w_t L}{v h}\right), \quad (5)$$

gdzie:

$S$  – stężenie pyłu w rozpatrywanym przekroju,  $\text{kg/m}^3$

$S_0$  – stężenie pyłu na wlocie do odpylacza,  $\text{kg/m}^3$

Występująca we wzorze (1) teoretyczna prędkość wędrowania  $w_t$  obliczana jest z zależności [2]:

$$w_t = \frac{Q^\infty \cdot E}{3\pi \cdot \eta \cdot d}, \quad (6)$$

gdzie:

$Q^\infty$  – ładunek nasycenia dla cząstki o średnicy  $d$ , C

$\eta$  – dynamiczny współczynnik lepkości fazy gazowej,  $\text{kg/m}\cdot\text{s}$

$E$  – natężenia pola elektrycznego,  $\text{V/m}$

Ładunek nasycenia  $Q^\infty$  obliczyć można ze wzoru Cocheta [4] przy założeniu, że stała czasowa  $\tau$  jest dużo mniejsza od czasu  $t$  ( $\tau \ll t$ ) przebywania cząstek w polu elektrycznym, w następującej postaci:

$$Q^\infty = \pi \varepsilon_0 \left\{ \left( 1 + \frac{2\lambda}{d} \right) + \frac{2}{1 + \frac{2\lambda}{d}} \cdot \left( \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 2} \right) \right\} d^2 E \cdot \frac{t}{t + \tau}, \quad (7)$$

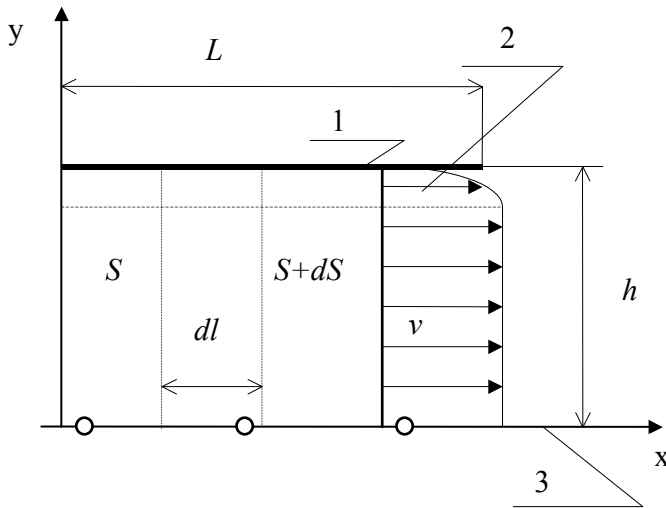
gdzie:

$\lambda$  – droga swobodna cząstki w ośrodku, m

$\varepsilon$  – przenikalność elektryczna próżni,  $\text{C}^2/\text{N}\cdot\text{m}^2$

$\varepsilon_0$  – względna przenikalność elektryczna cząstki, - ,

$t$  – czas przebywania w polu elektrycznym, s  
 $\tau$  – stała czasowa ładowania, s

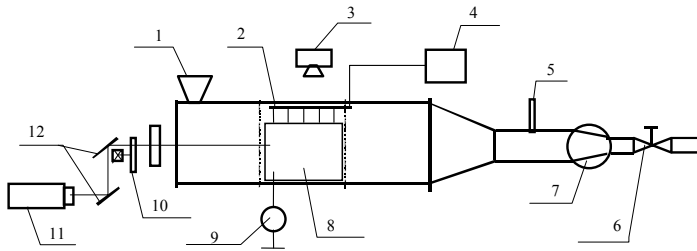


Rys. 1. Proces separacji cząstek stałych w elektrofiltrze opisany za pomocą modelu Deutscha:  
 1 – elektroda zbiorcza, 2 – warstwa przyścienna, 3 – płaszczyzna elektrod ulotowych [4]

## 2. Doświadczalne wyznaczanie prędkości wędrowania

Ze względu na charakter badanych zjawisk i skalę modeli używanych zwykle w tego typu eksperymentach do wyznaczania prędkości wędrowania w przestrzeni międzyelektrodowej najczęstsze zastosowanie znajdują metody bezkontaktowe [5-8]. W pracy zaproponowano do wyznaczania prędkości wędrowania cząstek popiołów lotnych metodę wizualizacji trajektorii cząstek w świetle rozproszonym. Dzięki temu uzyskano możliwość ilościowej (określenie wartości prędkości cząstki pyłu) oraz jakościowej (obserwacje cząstek odbitych od elektrody zbiorczej, rozkład fazy rozproszonej w przekroju pomiarowym) analizy zjawiska [9, 10].

Schemat układu pomiarowego przedstawiony został na rys. 2. Model elektrofiltru składał się z trzech pól o długości 300 mm i przekroju poprzecznym  $200 \times 200$  mm, a zasilany był napięciem wyprostowanym, połówkowym o ujemnej biegunowości. W badaniach użyto popiołu lotnego pochodzącego ze spalania węgla kamiennego w kotle wodnym przy pracującej suchej instalacji odsiarczania spalin. Zastosowano dwa typy elektrod ulotowych: pręt z kolcami i tasiemkę z ostrzami, prędkość gazu wynosiła 0,8 m/s, napięcie zasilające regulowano od 5 do 40 kV.



Rys. 2. Schemat stanowiska do wyznaczenia prędkości wędrowania: 1 – podajnik pyłu, 2 – elektrody ulotowe, 3 – aparat fotograficzny, 4 – zasilacz wysokonapięciowy, 5 – termooanemometr, 6 – regulacja prędkości przepływu gazu, 7 – wentylator wyciągowy, 8 – elektrody zbiorcze, 9 – mikroamperomierz, 10 – stroboskop, 11 – układ optyczny kierujący wiązkę światła laserowego, 12 – laser

Promień świetlny służący do oświetlania cząstek popiołu pochodził z gazowego lasera argonowego o mocy 1÷2 W. Promień świetlny był modulowany za pomocą elektronicznego stroboskopu współpracującego z oscyloskopem. Znajomość długości trwania generowanych błysków umożliwiała wyznaczenie prędkości wędrowania. Uformowana w postaci „noża świetlnego” wiązka światła kierowana była do przestrzeni międzyelektrodowej równoległe do przepływu głównego strumienia gazu na wysokości ostrzy elektrod ulotowych. Rejestracja torów cząstek popiołu odbywała się prostopadłe do kierunku ruchu gazu w świetle rozproszonym, za pomocą aparatu fotograficznego.

### 3. Teoretyczna prędkość wędrowania

Prędkość wędrowania  $w_i$  pojedynczej cząstki o charakterystycznym rozmiarze  $d$  obliczono na podstawie zależności (6), przy następujących założeniach:

- Cząstka posiada ładunek nasycenia  $Q^\infty$ , który obliczony zostanie wg formuły Cocheta: zależność (7),
- Wartość natężenie pola elektrycznego przyjęto jako:  $E=U/h$ ,

Korzystając z powyższych zależności można również wyznaczyć średnią teoretyczną prędkość wędrowania zbioru ziaren pyłu, dla znanego rozkładu ziarnowego. Uzyskuje się wtedy średnią ważoną prędkości wędrowania, zgodnie z następującą zależnością:

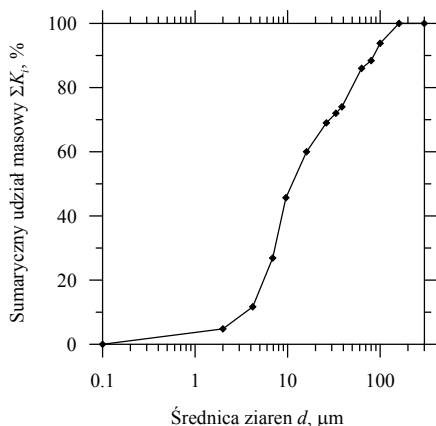
$$w_{t_{sr}} = \frac{\sum w_i \cdot K_i}{\sum K_i}, \quad (8)$$

gdzie:  $w_i$  – teoretyczna prędkość wędrowania wyznaczona dla  $i$ -tego przedziału ziarnowego, m/s,  $K_i$  – masowy udział  $i$ -tego przedziału ziarnowego, -

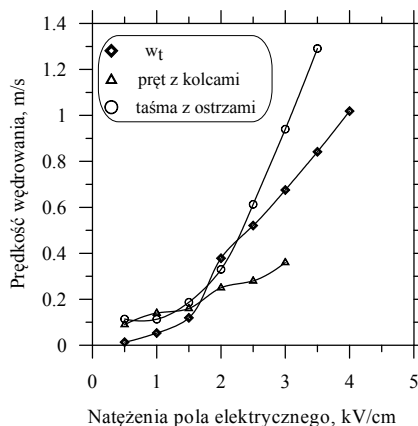
Skład ziarnowy popiołu lotnego użytego w badaniach, przedstawiono na rys. 3.

## 4. Porównanie doświadczalnych i teoretycznych wartości prędkości wędrowania

Na rys. 4 przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych i porównano je z wartościami obliczonymi ze wzoru (8). Eksperymentalne wartości prędkości wędrowania wyznaczono metodą wizualizacji trajektorii dla ziaren popiołu lotnego o składzie ziarnowym jak na rys. 3.



Rys. 3. Skład ziarnowy popiołu lotnego



Rys. 4. Porównanie wartości średniej prędkości wędrowania teoretycznej i zmierzonej dla całego zbioru rozmiarów ziaren pyłu

Zwraca uwagę fakt, że wyznaczone doświadczalnie wartości prędkości wędrowania mają wartości zarówno większe (elektroda taśmowa) jak i mniejsze (elektroda pręt z kolcami) od wartości obliczeniowych. Jedynie w zakresie małych natężeń pola elektrycznego w obu przypadkach zmierzone wartości prędkości wędrowania są większe niż teoretyczne, sugeruje to że być może ładowanie w tych warunkach przebiega sprawniej niż przewiduje to model Cocheta.

## 5. Podsumowanie

Na podstawie badań eksperymentalnych oraz obliczeń teoretycznych można zauważyć, że:

- Wartości prędkości wędrowania uzyskane drogą eksperymentu i obliczeń są tego samego rzędu. Istniejące rozbieżności wyników teoretycznych i eksperymentalnych po części wynikają z przyjętych uproszczeń, dają przy tym asumpt do analizy zjawisk wpływających na osadzanie ziaren pyłu na elek-

trodzie zbiorczej (np. intensywność procesu ładowania cząstek, proces aglomeracji cząstek, stan powierzchni cząstek i ich rzeczywisty kształt).

- Użyty do porównania wartości prędkości wędrowania model wg Deutscha pomimo założeń upraszczających, wciąż pozostaje przydatnym narzędziem do obliczania skuteczności działania elektrofiltrów i wyznaczania ich parametrów konstrukcyjnych.
- Wizualizacyjna metoda wyznaczania prędkości wędrowania może być przydatna do porównywania konstrukcji elektrod ulotowych w aspekcie prędkości wędrowania dla danego rodzaju popiołu lotnego. Wartości pomiarowe prędkości wędrowania są zależne od kształtu ostrza elektrody ulotowej.

#### LITERATURA

- [1] DEUTSCH W., *Bewegung und Ladung der Elektrizitaetraeger im Zylinderkondensator*, Ann. Physik, Bd. 68, 1922, 335-344.
- [2] WHITE H.J., *Industrial Electrostatic Precipitation*, (prep.), International Society for Electrostatic Precipitation, 1990.
- [3] MATTS S., OEHNFELDT P.O., *Efficient gas cleaning with SF Electrostatic Precipitators*, Flaekten 1-12 (1963/64), 93-110.
- [4] PARKER K.R. et al.: *Applied Electrostatic Precipitation*. London, Blackie Academic & Professional, 1997.
- [5] LEONARD G., MITCHENER M., SELF S.A., *Particle transport in electrostatic precipitators*, Atmosph. Environ., 14 (1980), 1289-1299.
- [6] PARKER K.R., HUGHES G., *A visual investigation of corona induced turbulence in a laboratory scale model precipitator*. Proceedings of the Third International Conference on Electrostatic Precipitation, Padova, Italy October 1988, 379-399.
- [7] PODLIŃSKI J., NIEWULIS A., MIZERACZYK J., ATTEN P., *ESP performance for various dust densities*. Journal of Electrostatics, Vol. 66, Issues 5-6, (2008), 246-253.
- [8] RIEHLE C., *Electrically stimulated agglomeration at an earthed surface*. Proceedings of Tenth Particulate Control Symposium and Fifth International Conference on Electrostatic Precipitation, Washington DC, April 5-8, 1993, Vol. 2, 29-1÷29-19.
- [9] JĘDRUSIK M., ŚWIERCZOK A., MODZEL P., *Migration velocity and visualization of the trajectory of fly ash particles inside an electrostatic precipitator*, J. of Electrostatics, Vol. 44 (1998), 77-84.
- [10] JĘDRUSIK M., GAJEWSKI J.B., ŚWIERCZOK A., *Effect of the particle diameter and corona electrode geometry on the particle migration velocity in electrostatic precipitators*, Journal of Electrostatics, Vol. 51-52 (2001), 245-251.





## II. PARALLEL COMPUTATIONS IN ENGINEERING

Andrzej Kosior, Henryk Kudela

Zakład Numerycznego Modelowania Przepływów, Instytut Inżynierii Lotniczej, Procesowej i Maszyn Energetycznych, Wydział Mechaniczno- Energetyczny, Politechnika Wroclawska

In this article we show how one can speed up engineering calculations with the use of parallel computations on Graphical Processing Unit (GPU). We give short description of parallel architectures and construction of GPU. Also an example of speed up in solution of Poisson equation with Jacobi and Gauss-Seidel methods due to use of parallel computations

### 1. Introduction

A great number of engineering problems is nowadays being solved with a computer. In order to get more precise results we need to create finer grids, use smaller time steps and thus use more computational power. If we use the same hardware this would mean that the computations will take more time.

In recent years computational power of a single processor has stopped growing, so in order to get speed-up in numerical computations one need to use the parallel techniques of computations. To take advantage of them one also need special software. Parallel computations demand very advanced supercomputers which are very expensive. To lower the costs we have to look for other solutions.

A good idea can be using graphical hardware for numerical calculations. In recent years Graphics Processing Unit (GPU) has evolved into a highly parallel, multithreaded, manycore processor with high computational power and high memory bandwidth [3]. Nowadays one can find hundreds of streaming processors inside of a single GPU. They are more simple then conventional Central Processing Units (CPUs) but in the same time cheaper. Thanks to this they have the high computational power to price ratio. That all make them good alternative for conventional processors.

The number of new multicore CPUs and manycore GPUs means that mainstream processor chips are now parallel systems. The challenge is to develop

application software that can take advantage of their parallelism. Sequential algorithms, which are designed to work on a single processor, not always can work in parallel efficiently. To do so we need to find proper numerical algorithms. Especially problems that can be expressed as data-parallel computations – the same program is executed on many data elements in parallel, can benefit from parallel computations.

In present paper we showed that using parallel architectures can give a speed-up in numerical solution of three-dimensional partial differential equations. In the next part of this paper we will describe different types of parallel architectures. In sections 3 and 4 we will concentrate on inner structure of GPU and its parameters. In the fifth section we will introduce test problem and in sixth parallel algorithms that we used to solve it. At the end we will show results and conclusions.

## 2. Parallel architectures

We can distinguish two main types of parallel architectures:

- Multiple Instructions Multiple Data (MIMD),
- Single Instruction Multiple Data (SIMD).

In first of mentioned architectures each computational unit can process data independently. Usually it is made from many separate cores. It can be found in new manycore processors but also in most of today's supercomputers. In this article we will concentrate on the second type. SIMD architecture can be found for example in modern GPU. Here all computational units execute the same command issued by one instruction unit. Because the same program is executed for each data element, there is a lower requirement for sophisticated flow control, and because it is executed on many data elements and has the high arithmetic intensity, the memory access latency can be hidden with calculations instead of big data caches [3]. In the following work NVIDIA's graphical cards were used. We have chosen them because its easy to create programs for them as they use programming language called "C for CUDA" which is extension of popular C programming language.

## 3. Construction of graphical processing unit

The CUDA architecture is built around the multithreaded Streaming Multi-processors (SMs). In different graphical cards we can have different number of them. Each of them consists of 8 or 32 Streaming Processors (SPs) (this number depends on the generation of GPU). CUDA program is divided into threads. A thread is set of instructions that are executed on a single Streaming Processor.

All threads execute the same instructions, but on a different sets of data. To better fit the data threads are mapped on the grid (one-, two- or three-dimensional). Grid is divided into blocks - groups of threads that will be executed on the same Streaming Multiprocessor. Often there are more blocks than SMs. In that case additional blocks wait until one of the Streaming Multiprocessors will terminate current block. We may talk about a lifetime of a block as the time during which it is being executed by SM [3]. Division into blocks allows for greater scalability of execution of the software on different types of GPU.

Each Streaming Multiprocessor has one instruction unit which is sending the same command to all Streaming Processors. If data-dependent conditional branch happens, then each branch is executed sequentially (one common instruction at a time).

All threads are executing the same command but on a different set of data. Due to parallel execution a lot of data is needed in the same time. CUDA threads may access data from multiple memory spaces during their execution. CUDA architecture offers few types of memory. To gain peak performance of your program you have to carefully choose where to put your data.

## 4. Memory types

Important element of using parallel architectures is efficient usage of memory. In CUDA architecture we can distinguish following memory types [3]: device (global) memory, shared memory, texture memory, constant memory, register memory.

To the device memory data is copied from the host. All threads have access to the global memory. Unfortunately reading from this type of memory is very slow (takes hundreds of clock cycles). During that time no further operations can be done and it slows down execution of the program.

Threads are executed in groups (size of this group depends on the GPU generation). Unfortunately memory accesses cannot be done in parallel. So if you have group of 8 threads they will generate 8 different memory access operations in the same time. Those operations would have to be executed sequentially. But if all pieces of data that the threads asked for are next to each other in physical memory space than it can be accessed in one operation. This is so called coalesced memory access. Thanks to this one can speed-up reading global memory.

Shared Memory on the other hand is on chip memory and that's why it is expected to be much faster than global memory. Only threads from one thread block have access to it and it has the same lifetime as a block. To use shared memory you have to first copy data to it from global memory. Access to this memory is very fast (only a few clock cycles). In fact, accessing shared memory

is fast as long as there are no bank conflicts between the threads. Any opportunity to replace global memory accesses by shared memory accesses should therefore be exploited.

The texture memory space resides in device memory and is cached in texture cache, so a texture fetch costs one memory read from device memory only when a „cache miss” occurs, otherwise it just costs one read from texture cache (a few clock cycles). The texture cache is optimized for 2D spatial locality. Reading device memory through texture fetching present some benefits that can make it an advantageous alternative to reading device memory from global or constant memory. Texture memory also offers different addressing modes, as well as data filtering, for some specific data formats [3].

## 5. Test problem

As a test problem we have chosen three-dimensional Poisson equation. This is partial differential equation which is common in engineering practice. It has following form:

$$\Delta A = -\omega. \quad (1)$$

The exact solution of the test problem was function:

$$A(x, y, z) = 100xyz(x-1)(y-1)(z-1), \quad x, y, z \in \langle 0, 1 \rangle. \quad (2)$$

with Dirichlet boundary conditions.

To solve the test problem numerically we introduced a seven point stencil and a rectangular grid  $(ih_x, jh_y, kh_z)$ . If we assume additionally that grid steps in each direction are equal  $(h_x = h_y = h_z = h)$  we can rewrite equation (1) in the form:

$$A_{i,j,k+1} + A_{i,j+1,k} + A_{i+1,j,k} - 6A_{i,j,k} + A_{i-1,j,k} + A_{i,j-1,k} + A_{i,j,k-1} = -\omega_{i,j,k} h^3, \quad (3)$$

where

$$\begin{aligned} i &= 1, 2, \dots, N_x \\ j &= 1, 2, \dots, N_y \\ k &= 1, 2, \dots, N_z \end{aligned} \quad (4)$$

This way we obtained set of algebraic equations with unknown vector  $A_{i,j,k}$  at grid nodes. To solve this equation on sequential architecture and for simple geometry (such as a cube) we may use Fast Poisson Solvers. Unfortunately those solvers will not take advantage of parallel architectures. That's why we have to look for different solver.

## 6. Parallel algorithms

### 6.1. Jacobi Method

One of the earliest and simplest methods of solving set of linear equations is Jacobi method [1, 2]. In every iteration the values of the unknown variables are calculated independently of each other. Thanks to this Jacobi method can be easily parallelized. For three dimensional case in each iteration the value of  $A_{i,j,k}$  is computed using the  $A_{i,j,k}$  values from previous iteration. One can transform equation (3) in order to compute the central element to the form:

$$A_{i,j,k}^{n+1} = \frac{1}{6} \left( \omega_{i,j,k} h^3 + A_{i,j,k+1}^n + A_{i,j+1,k}^n + A_{i+1,j,k}^n + A_{i-1,j,k}^n + A_{i,j-1,k}^n + A_{i,j,k-1}^n \right), \quad (5)$$

where  $n$  is a iteration number. Because in each iteration unknown values are independent, one can use parallel computations. Values at each grid node can be evaluated by different threads. Here the threads are related to the inner structure of computing device.

The second iterative method for solving set of linear equations is Gauss-Seidel method [1, 2]. In sequential computing calculations of the unknowns can be done in lexicographical order shown in the Figure 1. One can see that some values had already been evaluated. For example to compute new value for node 13 we use values from nodes 12 and 8 for which new values were already found. One can take advantage of this fact and rewrite equation (6) in the form:

$$A_{i,j,k}^{n+1} = \frac{1}{6} \left( \omega_{i,j,k} h^3 + A_{i,j,k+1}^n + A_{i,j+1,k}^n + A_{i+1,j,k}^n + A_{i-1,j,k}^{n+1} + A_{i,j-1,k}^{n+1} + A_{i,j,k-1}^{n+1} \right). \quad (6)$$

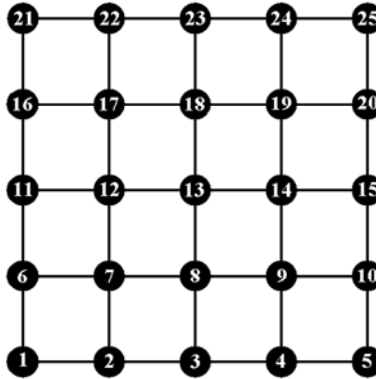


Fig. 1. Lexicographical ordering

## 6.2. Red-black Gauss-Seidel

Thanks to this, Gauss-Seidel method needs less iterations than previous method to solve set of equations. Unfortunately it cannot be used in parallel computing in this form because we need all computation to be independent. What we can do here is to split our task into two parts. We divide our computational grid as it is showed in the Figure 2. Like on the cheeseboard we divide nodes into red and black ones. In the first step of this method we evaluate values only at the black nodes. It can be seen that in order to do so we only need values of the unknowns at the red nodes. Thanks to this computations will be independent and can be parallelized. In the second step we do the same with the red nodes using new values from the black ones. We can write new equations in the following form:

$$A_{i,j,k}^{B(n+1)} = \frac{1}{6} \left( \omega_{i,j,k} h^3 + A_{i,j,k+1}^{R(n)} + A_{i,j+1,k}^{R(n)} + A_{i+1,j,k}^{R(n)} + A_{i-1,j,k}^{R(n)} + A_{i,j-1,k}^{R(n)} + A_{i,j,k-1}^{R(n)} \right), \quad (7)$$

$$A_{i,j,k}^{R(n+1)} = \frac{1}{6} \left( \omega_{i,j,k} h^3 + A_{i,j,k+1}^{B(n+1)} + A_{i,j+1,k}^{B(n+1)} + A_{i+1,j,k}^{B(n+1)} + A_{i-1,j,k}^{B(n+1)} + A_{i,j-1,k}^{B(n+1)} + A_{i,j,k-1}^{B(n+1)} \right). \quad (8)$$

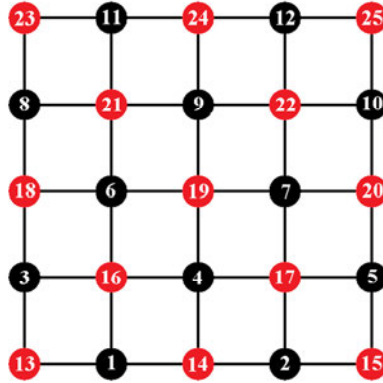


Fig. 2. Red-Black ordering

## 7. Results

The three-dimensional Poisson equation (1) was solved by both methods mentioned above.

In each test 50 iterations with one of the mentioned methods were done. Computations were performed on both single CPU (Intel Core 2 Quad Q9550) and on GPU (NVIDIA TESLA S1070).

### 7.1. Jacobi Method

Test were carried on different numerical grids. Results are given in Table 1. In the first test we used shared memory to store data. In the second we used texture memory. You can see that texture memory is giving better results up to the finest grid for which shared memory is slightly better. But this is not only advantage of texture memory. Because it is not affected by not coalesced memory accesses we can use it to create program with no conditional branching on the sides of computational area. To do so we create grid with additional „ghost” nodes (Fig. 3). Third test was done on this new grid. We can see that performance with this grid is much better comparing to previous results.

Table 1. Speed-up of the Jacobi method

Number of nodes	Speed-up		
	Shared memory	Texture memory	Texture memory with no conditional branches
32×32×32	4,05	6,61	6,94
64×64×64	17,71	26,32	28,27
128×128×128	24,78	29,95	43,67
256×256×256	25,47	24,59	41,92

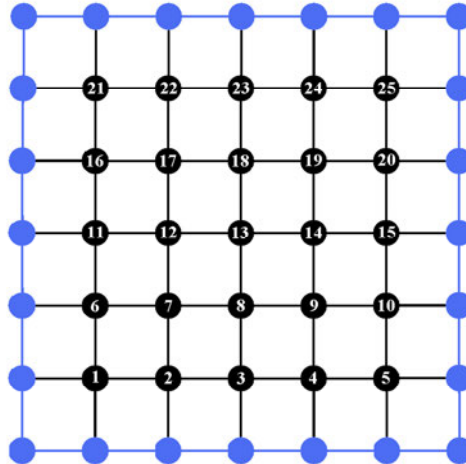


Fig. 3. Numerical grid with „ghost” nodes

### 7.2. Red-Black Gauss-Seidel Method

Test were on the same numerical grids as in the case with Jacobi method. Results in Table 2 are given only for the case with no conditional branches.

Table 2. Speed-up of the Red-Black Gauss-Seidel method

Number of nodes	Speed-up
32×32×32	11.17
64×64×64	26.11
128×128×128	35.39
256×256×256	31.22

## 8. Conclusions

As we can see parallel architectures are the future of numerical computations. Many engineering problems can be solve faster with the use of proper hardware and software. As the commercial solutions are quite expensive we may look for something different. Parallel computations on Graphics Processing Units are interesting alternative. GPU have high computational power to cost ratio and can be used in every standard PC computer. Programming is relatively easy due to the fact that C for CUDA programming language is similar to popular C language. As we showed speed up in engineering computations acquired with the use of GPU is really high. That all shows that it is interesting to use it.

### Acknowledgements

The authors would like to thank the Institute of Informatics, Wroclaw University of Technology for its support and access to the resources of the Cumulus Computing Environment.

### REFERENCES

- [1] BRAIDE B. A., Friendly Introduction to Numerical Analysis, Pearson Prentice Hall, 2006.
- [2] THOMAS J.W., Numerical Partial Differential Equations: Conservation Laws and Elliptic Equations, Springer-Verlag, New York, 1999.
- [3] NVIDIA CUDA Programming Guide, [www.nvidia.com](http://www.nvidia.com), 2009.



# **III. COMPARISON OF IPSE<sub>pro</sub> AND EBSILON PROFESSIONAL BASED ON ANALYSIS OF A HARD COAL-FIRED 900 MW POWER PLANT**

Łukasz Kowalczyk<sup>1</sup>, Katarzyna Stępczyńska<sup>2</sup>,  
Witold Elsner<sup>1</sup>, Sławomir Dykas<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Institut Maszyn Ciepłych, Politechnika Częstochowska,  
<sup>2</sup>Institut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, Politechnika Śląska

The paper presents a comparison of two commercial programs IPSE<sub>pro</sub> and EBSILON Professional used for numerical calculations of power plant. The aim of the study was to find and to explain the differences between both software. The ultra-supercritical steam cycles with single and double reheated steam parameters were considered. The calculations, using the two programs, were performed with default solver settings and with assumed identical input data. The global parameters, thermodynamic parameters and heat exchanger area of feed water heaters were studied.

## **1. Introduction**

In the near future coal-fired power plants still will be the primary source of electricity generation. To compete with alternative solutions these plants must achieve net efficiency greater than 40% without significant increasing the plant's capital cost [8]. At the same time there is a ongoing push to reduce stack emission of all pollutants and especially carbon dioxide (CO<sub>2</sub>). These requirements have increased interest in supercritical and ultra-supercritical power units [4,6]. The initial step in development process of such installations is an analysis and thermodynamic optimization of its thermal cycle. It should be followed by analysis aiming at reaching a compromise between plant efficiency and generation costs.

In this aspect the numerical approach is very common because the cost of simulation is significantly lower than demonstration power plant. Additionally, the time calculation is usually very short and engineers can check thousand of

cases before the best version will be applied. There is a broad range of heat and mass balance commercial software on the market. In this paper, the comparison of two commercial software packages are evaluated. The software packages are IPSEpro from SimTech and EBSILON Professional from STEAG Energy Services GmbH. Both software's are design for modeling, simulation, analysis, optimization and design of components and processes for power plant area. The focus of the evaluation has been on calculation accuracy, the calculation time and the ability to interact with other software.

For software evaluation two steam cycles have been design, i.e. ultra-supercritical thermal cycle for 900MW unit with a single and with double steam reheat 700/720 °C. The first scheme, shown in Fig.1, is design according to DONG Energy proposal named the Master Cycle [1]. The idea is to move the hot turbine bleeds to an Tuning Turbine (T-T turbine), which supply feed water heaters with reduced exergy losses. The main differences between the first concept and second one (Fig.2) are: partition of IP turbine into two stage (IP\_1 and IP\_2), removal of one high pressure preheater, addition of one low pressure preheater (PN5) and change of the supply of the mixing exchanger (MIX) from T-T to LP (low pressure turbine). Basic values adopted for calculations of both thermal cycles are shown in Table. 1.

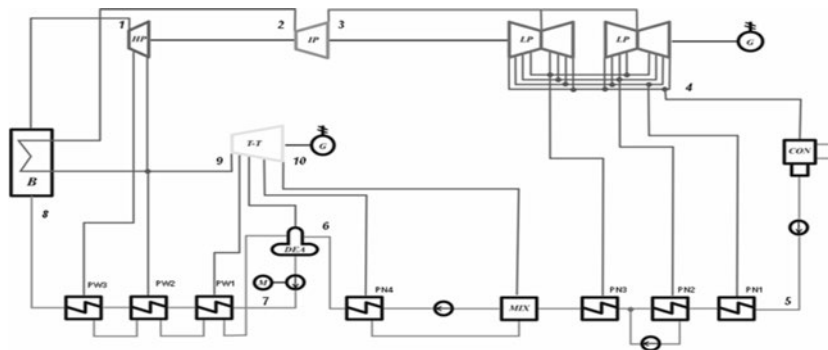


Fig. 1. Ultra-supercritical steam cycle for 900 MW unit with a single steam reheat 700/720 °C

Table 1. Basic values adopted for ultra-supercritical steam cycle with single and double reheat.

Parameters	Single reheat	Double reheat
Live steam parameters	700 °C, 350 bar	700 °C, 375 bar
Reheated steam parameters	720 °C, 74 bar	720 °C, 129 bar; 720 °C, 30 bar;
Pressure in the condenser	0.05 bar	0.05 bar
Feed water temperature	330 °C	332 °C
Boiler efficiency	94.50%	94.50%
Gross electric power	900 MW	900 MW

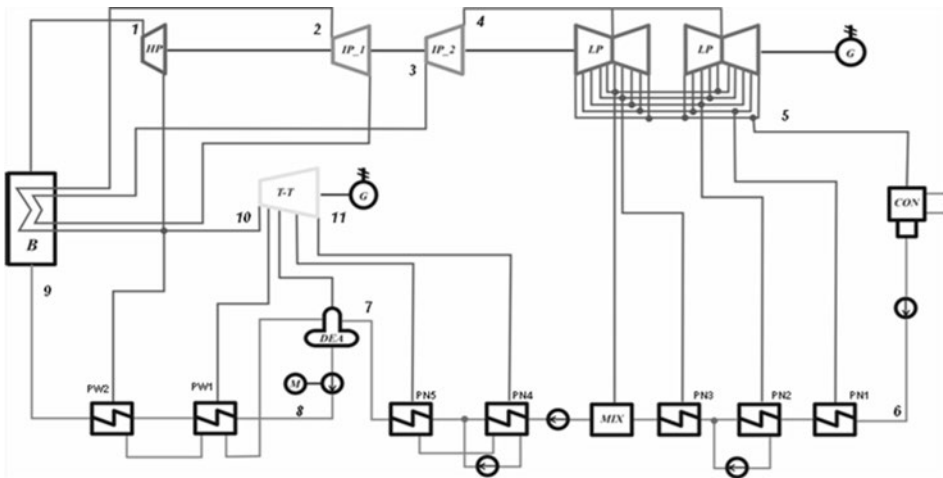


Fig. 2. Ultra-supercritical steam cycle for 900MW unit with a double steam reheat 700/720 °C

## 2. Characteristic of IPSEpro and EBSILON professional software

The IPSEpro as well as EBSILON are build based on the similar assumptions. They are design to perform thermodynamic simulation of complex structure of conventional plant, combined cycles, IGCC etc [2, 7]. The IPSEpro and EBSILON software are very similar programs. Both of them can be used to carry out design and off-design simulations. During the design process they are useful in determination of optimal structure and allow to verify various configuration of considered installation. Both software's use the mass balances and energy equations to solve thermodynamic problems. The basic structure of those programs is shown in Fig.3. They have convenient Graphical User Interface (GUI) were structure of the installation is generated and where data are analyzed. The building of the structure is done using components from the library. Then components are connected by streamlines. Each component has own graphical representation and is described by set of mathematical equations. An significant advantage of IPSEpro and EBSILON is opportunity to modify and to extend the model library. This advantage gives users a lot of flexibility. The solution kernel of IPSEpro is a gradient-based solver utilizing a two stage approach. In the first step the equations are divided into smaller groups, which then are solved successively. The variables in each group are chosen to minimize the group size [2]. A Newton based gradient method is used for solving non-linear equations. The convergence of calculations depends strongly on the initial values, which means that it is a crucial point of calculations. However,

the program have ability to set the last solution as input values, which improves the convergence. EBSILON also uses the Newton method to solve non-linear equations, however the details are not known. According to [5], calculation kernel yields stable results within a few seconds, even in case of thousands of variables. In addition to the simulation kernel, EBSILON offers data reconciliation, a script language (EbsScript) and miscellaneous interfaces (Excel, databases, DLLs) which will be useful once the plants are built and need supervision and optimization. IPSEpro also provides various communication possibilities (Excel, DLLs).

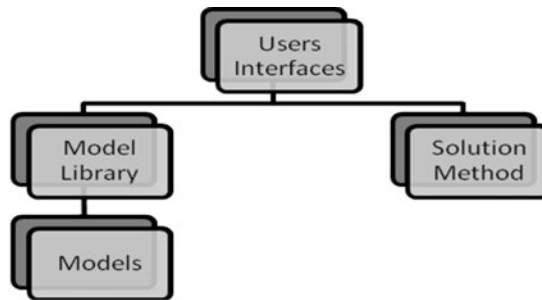


Fig. 3. Basic structure of IPSEpro and EBSILON Professional softwares

However the solution method, numerical implementation and what is the most important, the library can be different. Each of this parameters influence on the time calculations and can be source of results differences.

### 3. Results

The calculations were performed with default solver settings and using the values listed in Table 1. The accuracy of calculations were set as  $10^{-7}$  for EBSILON and  $10^{-3}$  for IPSEpro. In both solvers thermodynamic properties of water and steam according to IAPWS'97 were applied [3]. Much attention was paid in the selection of modules to build the structure of the thermodynamic cycles in both solvers.

The global parameters for both cases are shown in the Table.2. As it is seen there are no significant differences between the results obtained with IPSEpro and EBSILON. The difference for live steam mass flux for Case\_1 was 0.34% and 0.18% for the Case\_2. In both cases IPSEpro indicates a bit higher demand of steam mass flux. The consequence of these differences are discrepancies seen for others parameters. For example thermal efficiency shows the difference equal 0.13% for Case\_1 and 0.15% for Case\_2, while for gross power generation efficiency the difference is 0.15% for both cases. The differences in the

results can be probably ascribed to various internal solver settings in IPSEpro and EBSILON.

Table 2. Global parameters of the power plant unit

Parameters	Representation	Case 1		Case 2		Unit
		EBSILON	IPSEpro	EBSILON	IPSEpro	
Mass flux of live steam	$\dot{m}$	611,2	613.3	546,8	547.79	kg/s
Thermal cycle efficiency	$\eta_{th}$	53,76	53.83	55.00	54.92	%
Gross power generation efficiency	$\eta_{ge}$	51,98	52.06	53,1	53.02	%
Mass flux before the T-T	$\dot{m}_{T-T}$	115,9	114.9	125,6	125.82	kg/s
Electric power of T-T	$P_{T-T}$	39,9	39.4	44,9	44.92	MW

To be able to better assess both solvers in the next step it was decided to analyse basic thermodynamic parameters as a mass flux and temperature in chosen points of the cycle. The control points for Case\_1 and Case\_2 were shown in Fig.1 and Fig.2 respectively. Pressure as the initial parameter was not included in this investigation. Values of mass fluxes and temperatures for steam cycle with single reheat are shown in Fig.4. The black colour indicate results provided by EBSILON and grey colour indicates results provided by IPSEpro software.

The graphs show that the calculations for mass flux and temperature for choosing control points give similar results. For mass flux the relative errors does not exceed 0.5%, while for temperature the difference is less than 0.25%.

As an important part of the thermal cycle of power plant is the regeneration system, it was decided to check parameters of feed water preheaters. For this purpose  $htc\_area$ , transferred heat and steam temperature feed in to preheaters were considered.  $htc\_area$  is a product of heat transfer coefficient „ $k$ ” and heat transfer area „ $A$ ”. For the assumption that „ $k$ ” does not vary with temperature, the  $htc\_area$  is good estimation of heat transfer area. The results are shown in Fig. 5.

It is seen that despite of identical structure and initial solver settings there are some differences in steam bleed temperatures. The largest differences, observed for preheaters PN2, PN3, equal 5 °C and 10 °C respectively . For others preheaters the differences do not exceed 0.5 °C. For transferred heat the most important differences are observed for preheaters PN1 and PN3 (of the order of 4%, 5%). The scatter of the results for the other heat exchangers is less than 1%.

Differences in the amount of heat transfer must affect the heat transfer area, which for consecutive heaters have been shown in Fig. 5c. The scatter of the  $htc\_area$  parameter is in the range of 3.3–10.1%. If one calculates the total surface area, it turns out that the results are similar and equal  $34614 \text{ kW/m}^2$  for IPSEpro and  $34352 \text{ kW/m}^2$  for EBSILON.

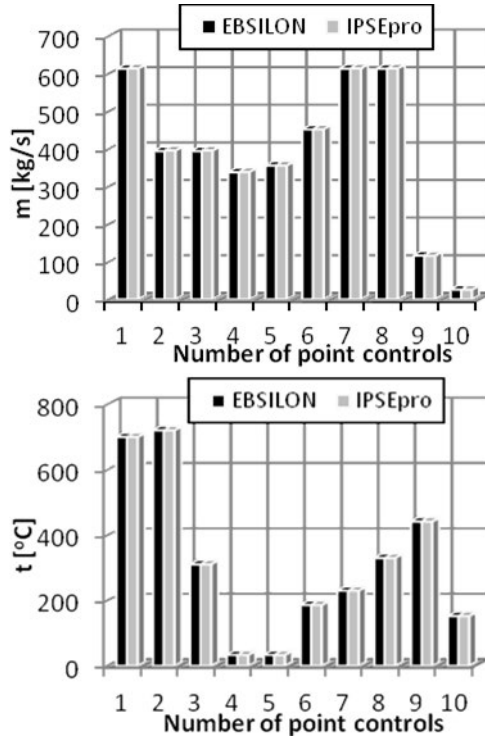


Fig. 4. Mass flux and temperature described for control point (case 1)

The same analysis was performed for the Case\_2 with double reheat. Due to the limited space of the paper only the results for the regenerative system are presented. Looking in Fig. 6 the results discrepancies of a similar nature as before are observed.

Summing up the above analysis it is seen that, in spite of the similar assumptions and numerical procedure, IPSEpro and EBSILON do not give completely identical results. For such a complex systems, as were considered in the paper, differences arise because, the equations may be grouped differently by the programs and these groups may be solved in the different order. This observation cannot be verified, because there is no access to the kernel of programs. It should be however, emphasis that the differences are relatively small. In simulation, design and optimization errors of that order of magnitude do not threat-

en the accuracy of the results. The uncertainties is usually much higher in the input data. An important aspect concerns the computation time, but in case of both software's it is of the same order and do not exceed a few seconds.

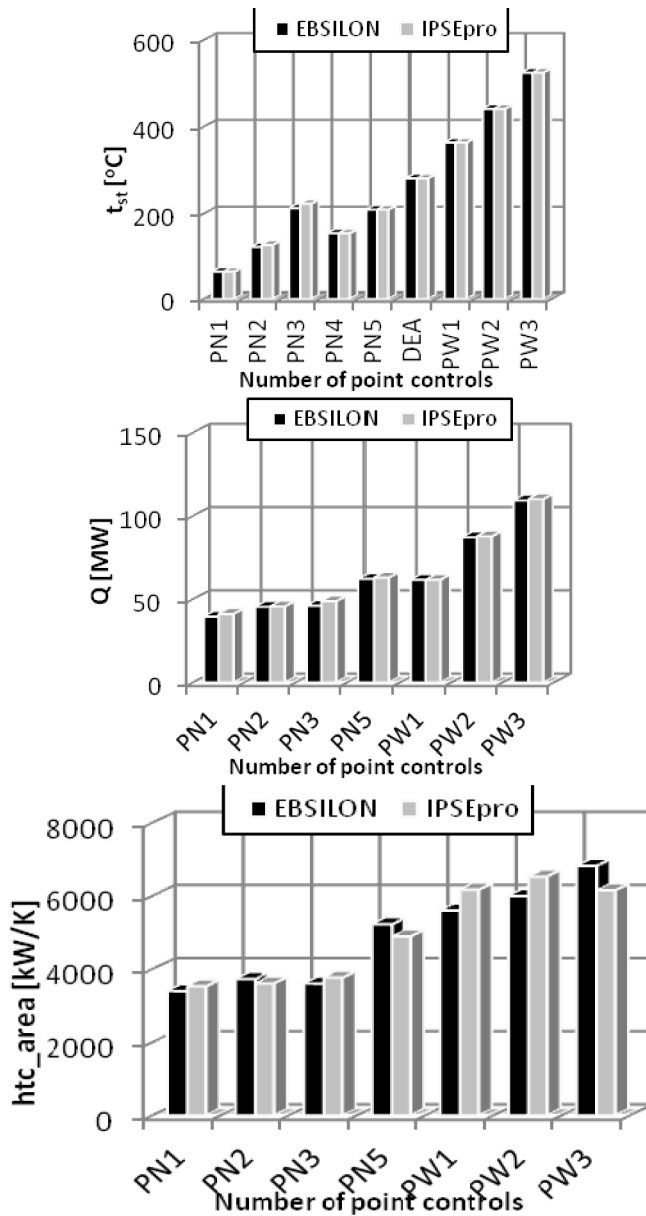


Fig. 5. The preheaters feed temperature, transferred heat htc\_area, results for regeneration system (case 1)

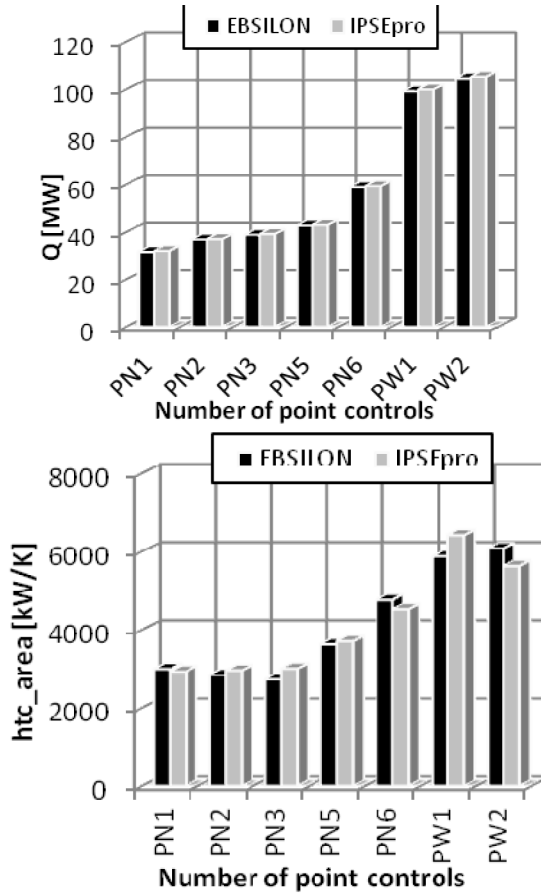


Fig. 6. The transferred heat and htc\_area results for regeneration system (case 2)

### 3. Conclusion

The paper presents a comparison of two commercial programs IPSEpro and EBSILON Professional used for numerical calculations of coal fired ultra-supercritical 900MW unit. Both programs are build based on the similar assumptions. They are design to perform thermodynamic simulation of complex structure of conventional plant, combined cycles, IGCC etc. They enable creation of complex process model by selecting modules from the library and by adding required data into components and streamlines. The user is free to develop new or to change existing components and to add new physical properties. The new components are then totally integrated into the software. The fast calculation time is a great advantage for both software.



In spite of the similar assumptions and numerical procedure, IPSEpro and EBSILON do not give completely identical results. For such a complex system as were considered in the paper, differences arise because, the equations may be grouped differently by the programs and these groups may be solved in the different order. It should be however, emphasized that the differences are relatively small. In simulation, design and optimization errors of that order of magnitude do not threaten the accuracy of the results.

#### Acknowledgements

The results presented in this paper were obtained from research work co-financed by the National Centre of Research and Development in the framework of Contract SP/E/1/67484/10 – Strategic Research Programme – Advanced technologies for energy generation: Development of a technology for highly efficient zero-emission coal-fired power units integrated with CO<sub>2</sub> capture.

#### REFERENCES

- [1] Blum R., Kjaer S., Jorgen B.: Development of a PF Fired High Efficiency Power Plant (AD700); DONG Energy Generation; Denmark.
- [2] EBSILON Professional Documentation, STEAG Energy Services GmbH.
- [3] KIJIMA J., WAGNER W., COOPER J. R., DITTMANN A., KRETZSCHMAR H.-J., KRUSE A., MAREŠ R., OGUCHI K., SATO H., STÖCKER I., ŠÍFNER O., TAKAISHI Y., TANISHITA I., TRÜBENBACH J., WILLKOMMEN TH.: The IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam, ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 122, 2000.
- [4] ŁUKOWICZ H., DYKAS S., RULIK S., STĘPCZYŃSKA K.: Thermodynamic and economic analysis of a 900MW ultra-supercritical power unit; Archives of thermodynamics; Vol. 32 No. 3, 231-244; 2011.
- [5] PAWELLEK R., Modelling IGCC Plants Using the Simulation Tool Ebsilon Professional, Freiberg IGCC & XTL Conference, Freiberg 2007.
- [6] PAWLIK M., KOTLICKI T.: Innowacyjne technologie węglowe dla ograniczenia emisji CO<sub>2</sub>; Rynek Energii – nr 3/2011.
- [7] SimTech, IPSEpro Simulation Process IPSEpro Documentation, Version 5.0.
- [8] ZACHARY J., KOCHIS P., NARULA R.: Steam Turbine design considerations for supercritical cycles Proc. of Coal-Gen; Milwaukee USA 2007.



# **IV. MODELOWANIE NUMERYCZNE PRACY KOTŁA FLUIDALNEGO**

Henryk Kudela, Paweł Regucki

Zakład Numerycznego Modelowania Przepływów, Instytut Inżynierii Lotniczej, Procesowej i Maszyn Energetycznych, Wydział Mechaniczno- Energetyczny, Politechnika Wrocławska

W pracy przedstawiono program do symulacji pracy kotła z cyrkulacyjną warstwą fluidalną. W algorytmie wykorzystano 1,5-wymiarowy model matematyczny kotła fluidalnego. Wprowadzając do modelu wymiary geometryczne kotła, parametry fizyko-chemiczne paliwa, inerty i sorbentu oraz zadając rozdział powietrza pierwotnego i wtórnego można wyznaczyć profil temperatury w osi i przy ścianie kotła oraz gradient ciśnienia i udziały objętościowe poszczególnych składników i frakcji wzdłuż jego wysokości. W modelowaniu spalania węgla uwzględnione zostały takie procesy jak podgrzewanie i suszenie cząstek węgla, fragmentacja i ścieranie ziaren węgla, uwalnianie części lotnych i heterogeniczne reakcje spalania substancji palnych. Ponadto w modelowaniu uwzględnia się również pracę cyklonów dokonujących separacji cząstek stałych. Integracja programu z systemem monitorowania pracy bloku energetycznego pozwala na bieżącą diagnostykę kotła fluidalnego. Program może być również wykorzystany jako oprogramowanie szkoleniowe służące do podnoszenia kwalifikacji personelu technicznego elektrowni, jak również jako narzędzie eksperckie w procesie projektowania i modernizacji kotła z cyrkulacyjną warstwą fluidalną.

## **1. Wprowadzenie**

Kocioł fluidalny jest złożonym obiektem technologicznym. Biorąc pod uwagę fakt, że na warunki jego pracy mają wpływ nie tylko parametry fizyko-chemiczne podawanego paliwa, ale również m.in. masa i uziarnienie cyrkulującego materiału inertnego, strumień masy podawanego sorbentu oraz powietrza pierwotnego i wtórnego jasnym staje się, że do prawidłowego prowadzenia kotła przez operatora niezwykle pomocne może okazać się wsparcie ze strony zaawansowanego programu eksperckiego umożliwiającego bieżące monitorowanie jego pracy.

Przedstawiony w pracy model matematyczny kotła z cyrkulacyjną warstwą fluidalną umożliwia analizę zachodzących we wnętrzu urządzenia zjawisk cieplno-przepływowych. Wprowadzając do modelu wymiary geometryczne

kotła, parametry fizykochemiczne paliwa, inerty i sorbentu oraz zadając rozdział powietrza pierwotnego i wtórnego można wyznaczyć profil temperatury w rdzeniu i przy ścianie kotła wzdłuż jego wysokości, gradient ciśnienia oraz udziały objętościowe poszczególnych składników i frakcji. Kształt profilu temperatury jest istotnym wskaźnikiem stabilnej pracy kotła fluidalnego oraz, co najważniejsze, ma wpływ na produkcję związków siarki i azotu ( $\text{SO}_2$ ,  $\text{NO}_x$ ). W modelowaniu spalania węgla uwzględnione zostały takie procesy jak podgrzewanie i suszenie cząstek węgla, fragmentacja i ścieranie ziaren węgla, uwalnianie części lotnych i heterogeniczne reakcje spalania substancji palnych. Ponadto w modelowaniu uwzględnia się również pracę cyklonów dokonujących separacji cząstek stałych. Opracowany przez Autorów, na bazie opisanego wyżej modelu matematycznego, ekspercki program diagnostyczny umożliwia śledzenie na bieżąco zmian zachodzących wewnątrz kotła fluidalnego. Pozwala w łatwy sposób modyfikować wartości strumieni masy podawanego węgla, sorbentu i powietrza oraz prognozować ich wpływ na parametry pracy kotła tj. profil temperatury, ciśnienia, produkcję zanieczyszczeń (między innymi  $\text{SO}_2$ ,  $\text{NO}_x$ ) oraz sprawność spalania.

## 2. Model matematyczny kotła z cyrkulacyjną warstwą fluidalną

### 2.1. Równania ruchu fazy gazowej

Dla fazy gazowej formułuje się równania zachowania masy i pędu. Równanie zachowania masy ma następującą postać [1,4]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon_g \rho_g) + \nabla \cdot (\varepsilon_g \rho_g \mathbf{u}_g) = 0, \quad (1)$$

gdzie  $\varepsilon_g$  jest udziałem objętościowym,  $\rho_g$  gęstością,  $\mathbf{u}_g$  prędkością fazy gazowej. Udział objętościowy fazy gazowej pozwala określić objętość  $V_g$  zajmowaną przez gaz:

$$\int_V \varepsilon_g dV = V_g. \quad (2)$$

Występująca we wzorze (1) prędkość  $\mathbf{u}_g$  jest uśrednioną prędkością fazy gazowej. Prędkość ta jest różna od prędkości gazu wynikającej z równania ruchu dla ośrodka jednofazowego. Oznacza to, że  $\mathbf{u}_g$  nie spełnia warunku  $\nabla \cdot \mathbf{u}_g = 0$  nawet wtedy, gdy przyjmujemy dla gazu model ośrodka nieściśliwego [3,7].

Równanie zachowania pędu fazy gazowej ma następującą postać:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon_g \rho_g \mathbf{u}_g) + \nabla \cdot (\varepsilon_g \rho_g \mathbf{u}_g \mathbf{u}_g) = \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}_g + \varepsilon_g \rho_g \mathbf{g} - \mathbf{f}_i, \quad (3)$$

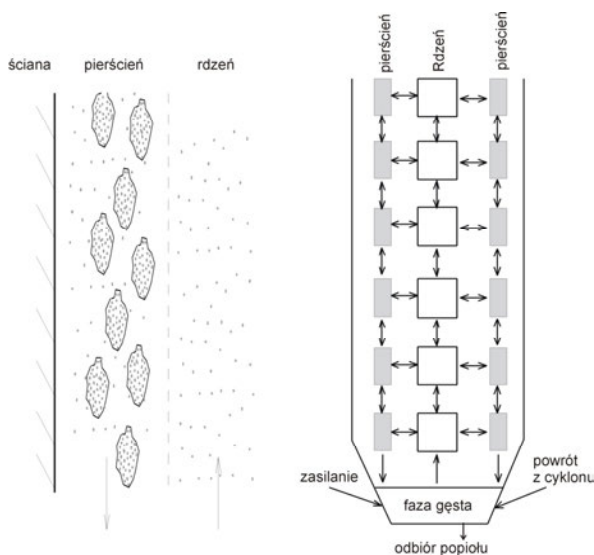
gdzie  $\tau_g$  jest tensorem naprężeń,  $f_i$  siłą wzajemnego oddziaływania między fazą gazową a cząstkami stałymi. Postać tensora naprężeń, będącego równaniem konstytutywnym zamykającym układ równań (1) i (3), zależy od przyjętego modelu ośrodka i odpowiednich założeń odnośnie wzajemnych oddziaływań faz. Dalej przyjmuje się stacjonarność procesów zachodzących wewnątrz kotła, a więc wszystkie pochodne cząstkowe po czasie są równe zero.

## 2.2. Model rdzeniowo-pierścieniowy kotła fluidalnego

Do modelowania pracy kotła fluidalnego wykorzystano 1,5-wymiarowy model matematyczny, który został opracowany przez grupę badawczą pracującą przy Międzynarodowej Agencji Energii IEA (International Energy Agency) [6]. Ideą modelu jest całościowe opisanie procesów zachodzących wewnątrz kotła fluidalnego uwzględniające zarówno zjawiska hydrodynamiczne jak również procesy chemiczne i wymianę ciepła zachodzące w zadanych, ustalonych warunkach pracy kotła. Określenie modelu jako 1,5-wymiarowego oznacza, iż modelowane są nie tylko procesy hydrodynamiczne zachodzące wzdłuż wysokości komory paleniskowej, ale uwzględnia się również transport masy i energii w przekroju poprzecznym komory. W modelowaniu procesu fluidyzacji przyjmuje się, że wzdłuż wysokości komory kotła można wyróżnić dwie strefy: warstwę gęstą, znajdującą się przy dnie komory i penetrowaną przez pęcherze gazowe, oraz warstwę fluidyzacji szybkiej, znajdującą się nad warstwą gęstą. W warstwie gęstej koncentracja materiału stałego jest w przybliżeniu stała. Powyżej warstwy gęstej koncentracja materiału stałego maleje eksponencjalnie wraz ze wzrostem wysokości. W kierunku poprzecznym (promieniowym) obszar fluidyzacji szybkiej dzieli się na wznoszący przepływ w rdzeniu komory oraz opadający przepływ w tzw. pierścieniu, tworzącym się wzdłuż ścian kotła co schematycznie przedstawiono na rysunku 1.

W celu prawidłowego zamodelowania procesów zachodzących w kotle fluidalnym, jego przekrój podzielony jest na komórki (objętości kontrolne), w których bilansuje się lokalne strumienie masowe gazów i cząstek stałych oraz modeluje reakcje chemiczne w celu wyznaczenia lokalnego bilansu cieplnego oraz rozkładu temperatury (schemat na rys. 1). Efektem modelowania zjawisk hydrodynamicznych jest odtworzenie rozkładów strumieni gazów i cząstek stałych (węgiel (koksik), sorbent i inert) wewnątrz komory oraz rozkładów udziałów objętościowych dla poszczególnych materiałów w zależności od ich uziarnienia wzdłuż komory paleniskowej. Na ich podstawie obliczana jest całkowita masa materiału złoża i materiału recyrkulującego w komorze. Należy podkreślić fakt, że model uwzględnia procesy fragmentacji i ścierania ziaren węgla i sorbentu w złożu fluidalnym, tak że końcowy rozkład ziarnowy tych materiałów wewnątrz komory jest odmienny od zadawanych, wejściowych danych. Analiza hydrodynamiki złoża uwzględnia również prace cyklonu, który

stanowi integralną część kotła fluidalnego. Obliczana sprawność separacji cyklonu ma znaczący wpływ na rozkład ziarnowy recyrkulującego materiału jak również całkowity strumień masowy cząstek zawracanych do komory paleniskowej, a także strumień masowy popiołów lotnych.



Rys. 1. Wizualizacja przepływu fazy stałej w obszarze rdzenia i pierścienia. Podział komory kotła na obszar rdzenia i pierścienia w modelu rdzeniowo-pierścieniowym

### 2.3. Modelowanie reakcji chemicznych

Aby modelować reakcje chemiczne zachodzące w komorze, jako dane wejściowe wprowadza się analizę pierwiastkową i techniczną węgla oraz strumienie masowe powietrza z podaniem poziomów ich podawania. Uwzględnienie zmiany koncentracji i składu gazów wzdłuż wysokości komory wynika z faktu, że reakcje chemiczne w fazie gazowej zachodzą bardzo szybko i silnie zależą od lokalnych warunków w komorze (jak np. temperatury, koncentracji sorbentu oraz  $O_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $NH_3$ ). Dodatkowo w obliczeniach bazuje się na założeniu, że reakcje chemiczne zachodzące na powierzchni cząstek stałych są znacznie wolniejsze niż w fazie gazowej, a czas przebywania cząstek stałych w komorze jest znacznie dłuższy niż cząstek gazowych. Konsekwencją tego jest założenie, że fluidyzowany materiał w komorze jest dobrze wymieszany i pozostaje w stanie równowagi hydrodynamicznej. Modelowane reakcje obejmują zarówno procesy spalania pierwiastkowego węgla jak również homo- i heterogeniczne reakcje tworzenia i rozpadu tlenków azotu oraz proces odsiarczenia.

Istotną zaletą modelu jest możliwość analizy powstawania tlenków siarki wzdłuż wysokości komory kotła. Ponieważ zawartość siarki w węglu może

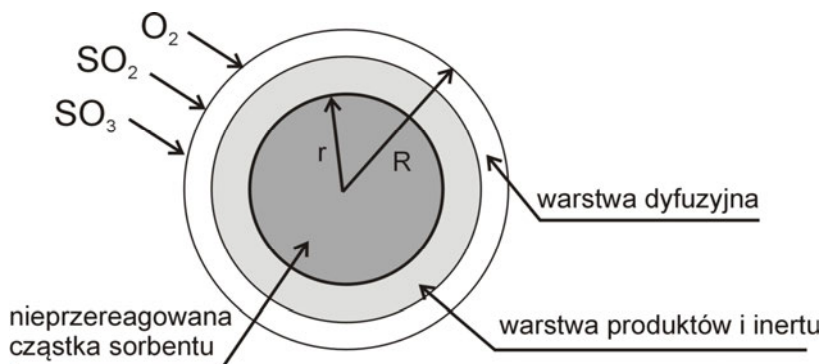
zawierać się w dość szerokich przedziałach: od 0,1% do 10% podczas spalania węgla powstają związki siarki  $\text{SO}_2$  oraz  $\text{SO}_3$ , które, ze względu na swoje szkodliwe działanie, nie powinny przedostawać się do atmosfery. Powstawanie trójtlenku siarki jest uzależnione od czasu przebywania gazu, temperatury, nadmiaru powietrza oraz od obecności odpowiednich katalizatorów. Produkcja  $\text{SO}_2$  przebiega łatwiej w wysokiej temperaturze i pod wysokim ciśnieniem. Reakcja produkcji  $\text{SO}_3$  przebiega bardzo wolno i tylko mała część dwutlenku siarki utlenia się do trójtlenku siarki. W programie uwzględniana jest zatem tylko produkcja dwutlenku siarki. W modelu uwzględniono również reakcje wiązania tlenków siarki z tlenkiem wapnia poprzez dostarczanie do komory spalania kamienia wapiennego. Usuwanie związków siarki przebiega w dwóch etapach: kalcynacji i odsiarczania [2,5].

Aby uzyskać żądany stopień czystości spalin należy dodać do komory spalania odpowiednią ilość sorbentu. Ważny jest tutaj fakt, iż nie cały tlenek wapnia pochodzący z kalcynacji reaguje z tlenkami siarki. Wynika to z faktu, że reakcja wiązania dwutlenku siarki przez tlenek wapnia powoduje wzrost objętości fazy stałej. Przy modelowaniu należy więc wziąć pod uwagę proces odsiarczania, który będzie uwzględniał także trudności w dyfuzji gazu do nieprzereagowanego wnętrza cząstek i wyznaczenie stopnia przereagowania danej cząstki w czasie. W programie obliczeniowym zaimplementowany jest model SURE2 zaproponowany przez Schoutena (1988) oraz Wolffa (1991) [6]. Model SURE2 opisuje reakcje między gazem a ciałem stałym zachodzące na powierzchni indywidualnej cząstki i jest oparty o teorię kurczącego się jądra cząstki (rys. 2). W modelu cząstka jest rozważana jako porowata sfera, otoczona przez cienką warstwę gazu. Cząstka składa się z nieprzereagowanego jądra otoczonego przez powłokę już przereagowanego materiału. Promień nieprzereagowanego jądra kurczy się z czasem, powiększając powłokę, która charakteryzuje się dużą opornością na penetrację otaczającego gazu.

Model SURE2 uwzględnia także ścieranie i fragmentację sorbentu. Zjawiska te polepszają proces odsiarczania, ponieważ zwiększają powierzchnię sorbentu. Stopień przereagowania tlenku wapnia jest obliczany niezależnie dla każdego rozmiaru cząstek sorbentu. Całkowity stopień przereagowania wapienia jest szacowany poprzez sumowanie po udziałach procentowych kolejnych klas cząstek o średnicy  $d_i$  w sorbencie. Dyfuzja gazu (mieszanina  $\text{SO}_2$  i  $\text{SO}_3$ ) przez warstwę gazu, otaczającą indywidualną cząstkę, do przereagowanej już powłoki, jest bilansowana do równowagowego, prawdopodobnego współczynnika reakcji nieprzereagowanego jądra.

Z zachodzących reakcji chemicznych wyznaczane są strumienie ciepła wykorzystywane następnie do bilansu cieplnego komory paleniskowej. Wyznaczenie lokalnych udziałów objętościowych faz: gazowej i stałej pozwala na przeprowadzenie lokalnych bilansów cieplnych, uwzględniających zarówno zachodzące reakcje chemiczne jak również lokalną wymianę ciepła ze ścianami ko-

mory (geometria kotła) czy umiejscowienie i powierzchnię wymienników ciepła (przegrzewacze pary). Sumując poszczególne, lokalne bilanse ciepłne otrzymuje się profile temperatur w rdzeniu i przy ścianie komory wzdłuż jej wysokości oraz wypadkowy bilans cieplny całej komory paleniskowej.



Rys. 2. Schemat reakcji na powierzchni cząsteczki sorbentu – model SURE2

### 3. Diagnostyka pracy kotła fluidalnego

Bazując na modelu rdzeniowo-pierścieniowym opracowano program obliczeniowy. Parametry, które należy wprowadzić do programu są następujące:

- strumienie masowe powietrza: pierwotnego  $PP$ , kg/s i wtórnego  $PW$ , kg/s, z uwzględnieniem rozdziału powietrza wtórnego na części: górną  $PW_{gorne}$ , środkową  $PW_{srodkowe}$  i dolną  $PW_{dolne}$ ,
- strumienie masowe: sorbentu  $q_{sorb.}$ , kg/s i węgla  $q_{węgiew}$ , kg/s,
- analiza pierwiastkowa i techniczna węgla:  $X_C, X_S, X_H, X_N, X_O, X_{popiol}, X_{wilg.}$ ,
- spadek ciśnienia na komorze paleniskowej  $\Delta p$ , hPa,
- energia aktywacji ( $-E/R$ ) (K) oraz stała  $k_0$  preeksponencjalna dla modelu Arrheniusa szybkości reakcji chemicznej,
- uziarnienia dla węgla i sorbentu,
- gęstości węgla, sorbentu i koksiku ( $kg/m^3$ ),
- współczynniki fragmentacji i ścierania,
- współczynnik  $a-u$  funkcji eksponencjalnej opisującej zmianę udziałów objętościowych węgla i sorbentu wzdłuż wysokości komory,
- wymiary geometryczne cyklonu i współczynniki charakteryzujące ich pracę: współczynnik przyspieszenia i współczynnik pojemności nośnej wiru.

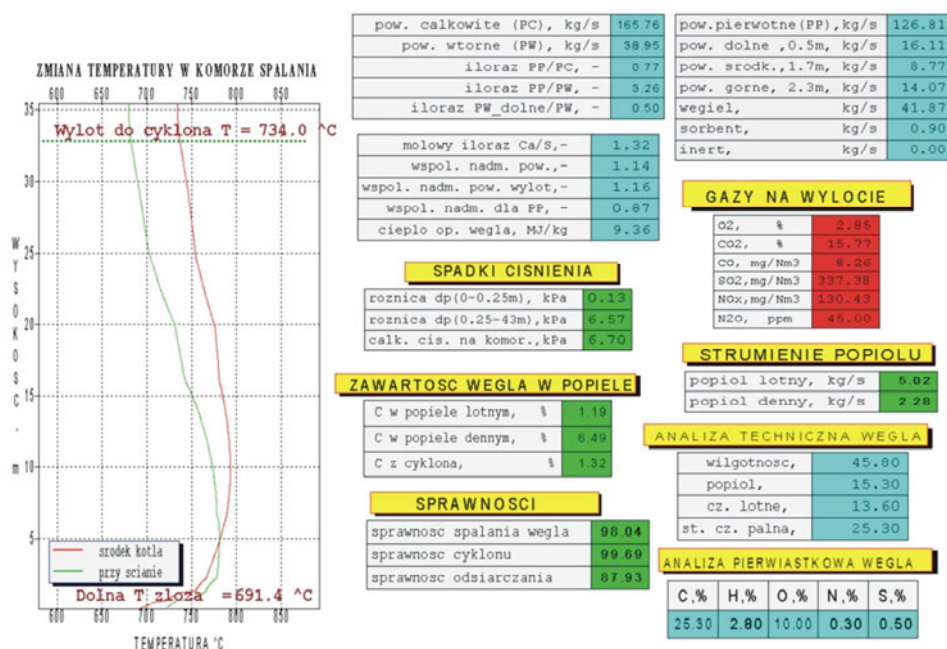
Zamodelowanie reakcji chemicznych zaimplementowanych w modelu (reakcje spalania węgla, tworzenie i redukcja tlenków azotu oraz odsiarczenie spalin, tlenu na wylocie z komory) wymagało doboru odpowiednich stałych reakcji i ich energii aktywacji.



Program, w trakcie obliczeń, wyznacza następujące podstawowe rozkłady wzdłuż wysokości komory kotła:

- rozkład uziarnienia cząstek stałych osobno dla poszczególnych materiałów (węgiel (koksik), sorbent, materiał inertny) oraz dla zastępczego materiału nazywanego złożem;
- profile udziałów objętościowych dla poszczególnych materiałów;
- rozkłady udziałów objętościowych fazy gazowej (m.in. koncentracje: O<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub>, NO, N<sub>2</sub>O, SO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O);
- profile temperatury w rdzeniu komory i przy jej ścianach.

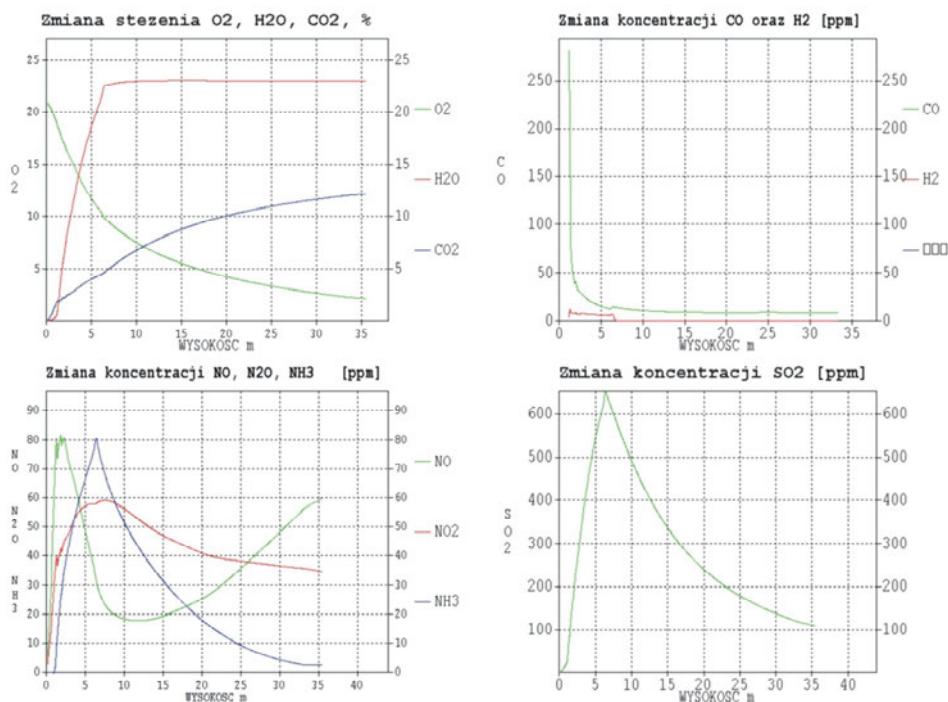
Interfejs graficzny programu został opracowany z wykorzystaniem oprogramowania Winteracter dla sytemu Windows. Przykładowe okno programu przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Przykładowe okno graficzne programu obliczeniowego

Informacje zawarte w oknie dotyczą między innymi: profilu temperatury wzdłuż wysokości kotła, sposobu rozdziału powietrza pierwotnego i wtórnego, ilości wyprodukowanych związków węgla, siarki i azotu oraz strumieni popiołów lotnych i dennych. Z analizy przykładowych danych obliczeniowych wynika, że przy zadanych warunkach pracy kotła, uzyskano zbyt wysokie stężenie SO<sub>2</sub> w spalinach, co jest wypadkową dużej zawartości siarki w węglu oraz zbyt małego strumienia masy podawanego sorbentu. Natomiast zawartość związków

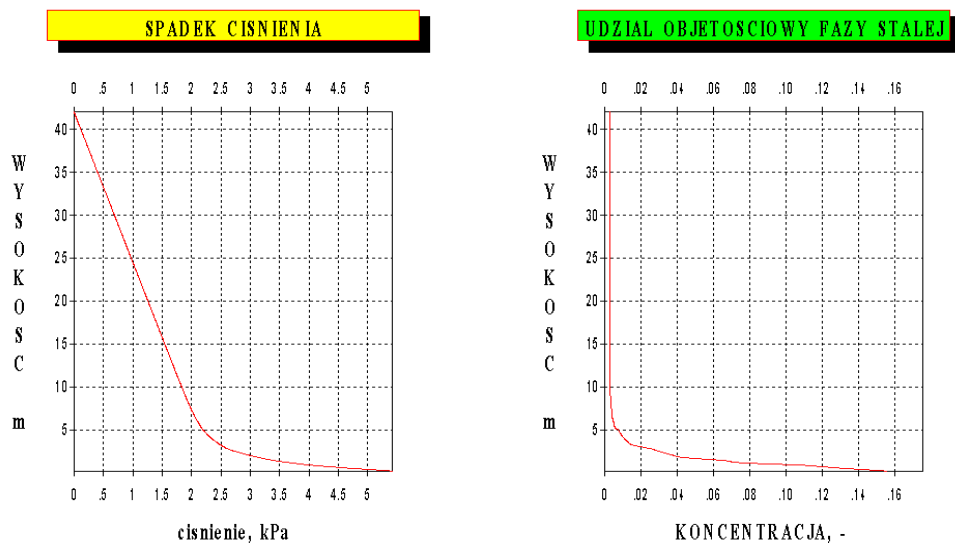
azotu  $\text{NO}_x$  pozostała na poziomie  $\sim 130 \text{ mg/Nm}^3$ . Zmiany koncentracji związków siarki, azotu i węgla wzdłuż wysokości komory paleniskowej zostały zaprezentowane na rys. 4. Na górnym lewym diagramie można zaobserwować zmiany koncentracji tlenu, którego zawartość spada do poziomu  $\sim 3\%$  na wylocie z kotła. Produkcja tlenku azotu  $\text{NO}$  osiąga minimalną wartość w dolnej części komory na wysokości ok. 10 m, gdy tymczasem koncentracja  $\text{SO}_2$  osiąga w tym rejonie swoją maksymalną wartość. Zmiany te korespondują z profilem temperatury, który na tej wysokości osiąga w osi kotła najwyższą temperaturę rzędu  $800 \text{ }^\circ\text{C}$ . Przykładowy spadek ciśnienia w złożu fluidalnym oraz zmiany udziału objętościowego fazy stałej wzdłuż wysokości kotła przedstawiono na rysunku nr 5.



Rys. 4. Przykładowe przebiegi zmian związków węgla, siarki i azotu wzdłuż wysokości kotła fluidalnego

Szybki spadek ciśnienia w dolnej części kotła (do wysokości około 2 m) bardzo dobrze koresponduje ze zmianą udziału objętościowego w dolnej części komory (rys. 5). Koncentracja w tym obszarze cząstek stałych na poziomie  $\varepsilon \approx 16\%$  wskazuje na istnienie w leju komory warstwy gęstszej, która jest pożądanym efektem, wpływającym stabilizująco na pracę całego złoża. Od wysokości 5 m następuje liniowy spadek ciśnienia oraz ustala się stała wartość udziału

objętościowego fazy stałej co wskazuje na równomierny rozkład cyrkulującego materiału wzdłuż wysokości kotła i prawidłowy przebieg procesu szybkiej fluidyzacji.



Rys. 5. Przykładowy spadek ciśnienia oraz zmiana udziału objętościowego fazy stałej wzdłuż wysokości kotła fluidalnego

## 4. Podsumowanie

W pracy zaprezentowano ekspercki program obliczeniowy wykorzystujący 1,5-wymiarowy model rdzeniowo-pierścieniowy do modelowania zjawisk cieplno-przepływowych zachodzących w kotle fluidalnym. Program obliczeniowy umożliwia zarówno bieżącą diagnostykę parametrów pracy kotła jak również optymalne sterowanie rozdziałem powietrza pierwotnego i wtórnego oraz racjonalną gospodarkę kamieniem wapiennym. Do zalet programu można zaliczyć:

- krótki czas obliczeń (możliwość włączenia programu do systemu monitorowania pracy bloku w trybie on-line),
- możliwość generowania raportów bieżących, dziennych, zbiorczych np. tygodniowych lub miesięcznych,
- łatwy sposób modyfikacji wartości strumieni masy podawanego węgla, sorbentu i powietrza (pierwotnego i wtórnego),
- możliwość podglądu zmian koncentracji  $\text{NO}_x$  i  $\text{SO}_2$  wzdłuż wysokości kotła,
- możliwość wykorzystania jako oprogramowanie szkoleniowe w celu podnoszenia kwalifikacji operatorów kotłów fluidalnych.

Program umożliwia również przewidywanie skutków zmian konstrukcyjnych kotła fluidalnego oraz ich wpływ na jego optymalną pracę. Pozwala badać procesy zachodzące wewnątrz komory paleniskowej, jak również może stanowić narzędzie do prób modyfikacji parametrów pracy i nastaw kotła fluidalnego, w celu jego optymalizacji np. pod względem emisji zanieczyszczeń gazowych czy sprawności spalania węgla.

#### LITERATURA

- [1] ANDREWS M. J., O'ROURKE P. J., The multiphase particle-in-cell (MP-PIC) method for dense particulate flows, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 22, No. 2, 1996, 379-402.
- [2] BASU P. FRASER S.A., *Circulating fluidized bed boilers. Design and operations*, Butterworth-Heineman, Boston, 1991.
- [3] DREW D. A., PASSMAN S. L., *Theory of Multicomponent Fluids*, Springer, 1999.
- [4] GIDASPOW D., *Multiphase Flow and Fluidization*, Academic Press, 1994.
- [5] GRACE J.R., AVIDAN A.A., KNOWLTON T.M., *Circulating fluidized beds*, Blackie Academic & Professional, London, 1997.
- [6] HANNES J.P., VAN DEN BLEEK C.M., RENZ U., The IEA model for circulating fluidized bed combustion, in *Proceedings of the 13th International Conference on Fluidized Bed Combustion*; Orlando, ASME, 287-296, 1995.
- [7] PATANKAR N. A., JOSEPH D. D., Modeling and numerical simulation of particulate flows by the Eulerian-Lagrangian approach, *Int. J. Multiphase Flow* 27, 2001, 1659-1684.

# V. DIAGNOSTYKA PRACY UKŁADU KONDENSACYJNEGO BLOKU ENERGETYCZNEGO

Henryk Kudela, Paweł Regucki, Tomasz Kozłowski, Andrzej Kosior

Zakład Numerycznego Modelowania Przepływów, Instytut Inżynierii Lotniczej, Procesowej  
i Maszyn Energetycznych, Wydział Mechaniczno- Energetyczny, Politechnika Wroclawska

Zaprezentowano program wykorzystujący metodę warstwową, który umożliwia śledzenie procesu kondensacji pary we wnętrzu skraplacza. Ideą metody warstwowej jest podział rurek chłodzących w objętości skraplacza na warstwy. Umożliwia to śledzenie procesów cieplnych zachodzących w objętości kondensatora i daje unikalną możliwość oceny: stopnia zabrudzenia rurek chłodzących, spiętrzenia temperatur, podgrzania wody chłodzącej, lokalnych współczynników przekazywania ciepła, lokalnych strumieni masy kondensatu oraz szczelności układu kondensacyjnego na podstawie uzyskanych wyników numerycznych. Eksperycki program diagnostyczny pozwala porównywać bieżące parametry pracy skraplacza z wynikami obliczeń. Stanowi to podstawę do oceny bieżącego stanu technicznego kondensatora wraz z informacją o możliwych przyczynach zaistniałych usterek np. wzrost zabrudzenia rurek chłodzących, zwiększenie nieuszczelności układu czy nieprawidłowa praca pomp wody chłodzącej.

## 1. Wprowadzenie

Warunkiem uzyskania wysokiej sprawności pracy turbiny ciepłej jest niska temperatura pary na końcu procesu tzn. za ostatnim stopniem turbiny. Jednakże, im niższa będzie temperatura, tym niższe będzie tam panujące ciśnienie. Dlatego też współczesne turbiny pracują z bardzo niskim ciśnieniem (rzędu 3-10 kPa) za ostatnim stopniem turbiny. Do uzyskania jak najniższej temperatury za ostatnim stopniem turbiny służy urządzenie skraplające przepracowaną parę zwane kondensatorem lub skraplaczem. Niskie ciśnienie związane jest z faktem, że w objętości kondensatora wytwarza się równowaga ciśnienia pomiędzy parą a kondensatem, która zależy w sposób jednoznaczny od temperatury w kondensatorze. Temperatura ta zależy zaś od warunków odbioru ciepła od skraplającej się pary [4,8]. Jednakże na odbiór ciepła, a więc niską temperaturę i ciśnienie w skraplaczu wpływ ma jednocześnie wiele czynników zależnych nie

tylko od geometrii obiektu (tj. kształtu skraplacza, ilość i rozkładu rurek chłodzących) ale również od strumienia masy wody chłodzącej i jej temperatury, stopnia zabrudzenia rurek kondensatora czy ilości zasysanego powietrza. Pogorszenie się warunków wymiany ciepła w kondensatorze prowadzi do spadku próżni i wzrostu temperatury pary, co wpływa niekorzystnie na sprawność bloku energetycznego. Stąd znajomość aktualnego stanu technicznego kondensatora ma fundamentalny wpływ na uzyskanie optymalnych parametrów pracy turbiny.

W pracy przedstawiono metodę warstwową umożliwiającą śledzenie procesu kondensacji pary we wnętrzu skraplacza [1,2,6]. Na podstawie rejestrowanych w systemie monitorowania pracy bloku energetycznego parametrów: temperatury i strumienia masy wody chłodzącej oraz ciśnienia w kondensatorze, program oblicza: temperaturę wody chłodzącej na wylocie, spadki i spiętrzenie temperatur na rurkach kondensatora, strumień masy kondensatu oraz temperaturę pary na wlocie do kondensatora. Podaje również informację o ewentualnych rozbieżnościach tych parametrów, którą wyświetla w postaci komunikatów oraz raportów w systemie monitorowania pracy bloku energetycznego.

## 2. Fizyczny mechanizm procesu kondensacji

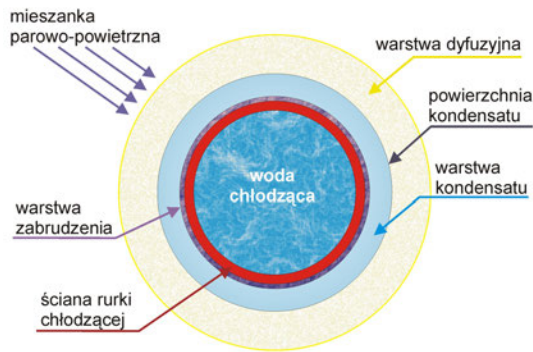
Metody projektowania i analizy pracy kondensatora opierają się na bilansie cieplnym przy założeniu, że całe ciepło uwalniane w procesie kondensacji pary oddawane jest wodzie chłodzącej [1,3,8]:

$$Q = D_2 (i_2 - i_k) = W (t_{2w} - t_{1w}) c_w, \quad (1a)$$

oraz równania pozwalającego wyznaczyć powierzchnię kondensatora:

$$Q = k F \delta \bar{t}, \quad (1b)$$

gdzie  $D_2$  - strumień masy pary podawanej do kondensatora,  $W$  - strumień masy wody chłodzącej,  $i_2$  - entalpia pary,  $i_k$  - entalpia kondensatu,  $t_{1w}$  - temperatura wody chłodzącej na wlocie,  $t_{2w}$  - temperatura wody chłodzącej na wylocie,  $c_w$  - ciepło właściwe wody,  $k$  - globalny współczynnik przekazywania ciepła dla całego skraplacza,  $F$  - powierzchnia chłodząca skraplacza,  $\delta \bar{t}$  - średnia logarytmiczna temperatur: pary i wody chłodzącej na wejściu i wyjściu ze skraplacza. Wzory (1a i 1b) umożliwiają jedynie dobór powierzchni chłodzącej skraplacza bez możliwości śledzenia procesów zachodzących wewnątrz urządzenia. W celu prowadzenia szczegółowej diagnostyki skraplacza niezbędne jest uwzględnienie mechanizmu kondensacji na poszczególnych sekcjach rurek chłodzących. Algorytm obliczeniowy oparto na fizycznym mechanizmie kondensacji pary zachodzącym na pojedynczej rurce chłodzącej, który schematycznie przedstawiono na rys 1.



Rys. 1. Schematyczne przedstawienie procesu kondensacji na powierzchni rurki chłodzącej

W procesie kondensacji pary, na zewnętrznej powierzchni rurki powstaje cienka warstwa kondensatu, a ciepło przemiany fazowej powstające w wyniku transportu masy (cząstek pary) przekazywane jest przez warstwę kondensatu i ściankę rurki wodzie chłodzącej. Powierzchnia rozdziału faz, na której dokonuje się proces kondensacji, jest przenikalna tylko dla cząstek kondensującej pary, ale nie jest przenikalna dla cząstek powietrza. Intensywność procesu kondensacji określona jest przez prędkość przenoszenia cząstek gazu z głównego strumienia masy pary do powierzchni, na której zachodzi kondensacja pary oraz prędkość odprowadzenia ciepła wydzielającego się w procesie skraplania przez warstwę kondensatu do rurki z wodą chłodzącą. Na powierzchni rurki chłodzącej tworzy się cienki film skroplin. Dopływ cząstek pary do powierzchni filmu zależy od różnicy ciśnień parcyjnych pary w jądrze głównym strumienia pary oraz na powierzchni rozdziału faz  $\Delta p_p$ . W celu wytworzenia warunków umożliwiających przenoszenie cząstek pary do powierzchni filmu parcyjne ciśnienie pary powinno się obniżać w kierunku tej powierzchni. Przy tym ciśnienie i koncentracja powietrza będą wzrastały, ponieważ ciśnienie mieszaniny w stanie stacjonarnym jest stałe.

W celu wyznaczenia jednostkowego strumienia ciepła  $q_x$  przekazywanego od kondensującej pary do wody chłodzącej należy rozwiązać nieliniowy układ trzech równań:

$$q_x = \Delta i \beta_p \Delta p_p, \quad (2)$$

$$q_x = \alpha_k (t_f - t_s), \quad (3)$$

$$q_x = (t_s - t_w) / \left( \frac{1}{\alpha_w} + R_s + R_f \right). \quad (4)$$

gdzie:  $\alpha_k$ ,  $\alpha_w$  – współczynnik przejmowania ciepła odpowiednio po stronie: kondensatu i wody chłodzącej,  $\beta_p$  – współczynnik przekazywania masy,  $\Delta p_p$  – różnica ciśnień parcjalnych pary w mieszaninie powietrzno-parowej oraz otoczeniu warstwy kondensatu,  $R_s$ ,  $R_f$  – opór cieplny zabrudzenia odpowiednio po stronie: wodnej i parowej rurki chłodzącej,  $t_f$ ,  $t_s$ ,  $t_w$  – temperatura odpowiednio: filmu kondensatu, ściany rurki chłodzącej oraz wody chłodzącej.

Kondensacja pary z mieszaniny parowo-powietrznej powoduje wzrost koncentracji powietrza przy powierzchni chłodzącej, co sprzyja tworzeniu się warstwy dyfuzyjnej utrudniającej proces przekazywania ciepła i transport cząstek pary do powierzchni kondensatu. Przekazywanie ciepła od powierzchni kondensacji przez warstwę kondensatu do zewnętrznej powierzchni rurki z wodą chłodzącą odbywa się na skutek przewodnictwa cieplnego warstewki kondensatu, a różnica temperatur ( $t_f - t_s$ ) jest siłą napędzającą przenoszenie ciepła przez kondensat (3).

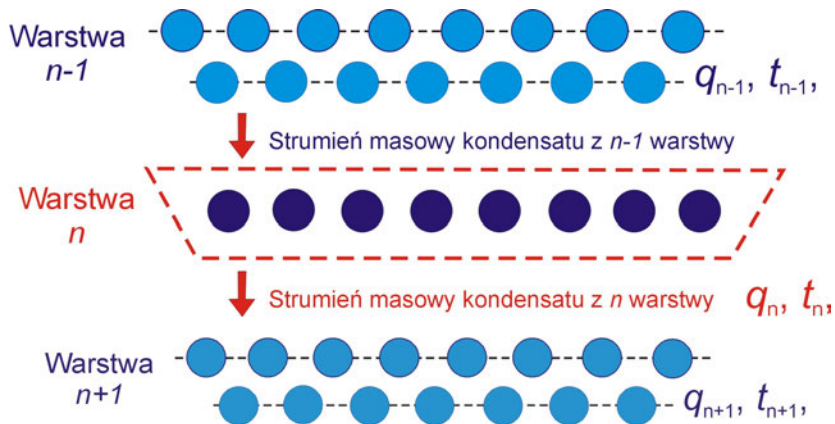
### 3. Metoda warstwowa

Podstawową niedogodnością modeli opartych na wzorach (1a,1b) jest brak możliwości prześledzenia procesu skraplania wewnątrz kondensatora. Przykładowo na wzorach (1a,1b) oparte są zero-wymiarowe modele inżynierskie opracowane przez Heat Exchange Institute (HEI) [3,7,8,9]. Możliwość wglądu w proces skraplania pary we wnętrzu kondensatora daje, zastosowana w algorytmie obliczeniowym, metoda warstwowa [1,2,5,6]. Metoda pozwala wyznaczać wszystkie ważniejsze charakterystyki pracy kondensatora takie jak: spiętrzenie temperatur, podgrzanie wody chłodzącej, strumienie mas kondensującej pary oraz lokalne współczynniki przekazywania i przejmowania ciepła na poszczególnych warstwach rurek. Ideowy schemat obliczeń metody przedstawiono na rys. 2. Istota metody polega na podziale rurek chłodzących wewnątrz kondensatora na kilkanaście warstw. Przemieszczając się od punktu odsysania gazów inertnych do wylotu z turbiny możliwe jest śledzenie procesów cieplnych zachodzących w objętości kondensatora. W obliczeniach uwzględnia się zmianę temperatury mieszaniny, ciśnienia, względnego udziału powietrza w mieszaninie, prędkości mieszaniny, prędkości i temperatury wody chłodzącej.

Przechodząc po kolejnych warstwach rurek wyznacza się lokalne wartości temperatury mieszaniny, ilości skroplonej pary, zawartość powietrza w mieszaninie, temperaturę ścian rurek chłodzących, parametry wody chłodzącej oraz można wyznaczyć lokalne wartości jednostkowych strumieni ciepła oraz współczynników przekazywania i przejmowania ciepła. W przybliżeniu wszystkie warstwy zbudowane są z dwóch rzędów rurek. Warstwy mają formę równoramiennych trapezów. Suma powierzchni chłodzących poszczególnych warstw



odpowiada dokładnie powierzchni chłodzącej kondensatora. W obliczeniach można uwzględnić również ilość biegów kondensatora (możliwe jest np. zadanie konstrukcji jedno- lub dwubiegowej).



Rys. 2. Schematyczne przedstawienie warstw w procesie kondensacji pary w przekroju poprzecznym rurki chłodzącej

Rozpoczynając obliczenia od strony chłodnicy, należy podać szacunkową ilość powietrza dostającego się do kondensatora oraz temperaturę mieszaniny parowo-powietrznej  $t_m$  w tym punkcie. Ponieważ temperatura ta nie jest na ogół mierzona charakterystyki kondensatora wyznacza się, przyjmując jako punkt wyjścia, różne wartości temperatury mieszaniny powietrzno-parowej poczynając od  $t_m=(t_{1w}+1)$ , aż do  $t_m=(t_v-1)$ . Każda wartość temperatury  $t_m$  wyznacza jeden punkt na charakterystyce  $p_2=f(D_2)$ , gdzie:  $p_2$  – ciśnienie pary na wlocie do kondensatora,  $D_2$  - strumień masy pary.

Obliczenia warstwy o numerze  $n$  przebiegały następująco:

1) najpierw obliczany jest udział objętościowy powietrza  $\varepsilon_0$ :

$$\varepsilon_0 = 0.622 G_g / \left( 0.622 G_g + D'' + \sum_{i=1}^{n-1} \Delta D_i \right) \quad (5)$$

gdzie  $D''$  jest ilością odsysanej pary, którą można oszacować ze wzoru (gdzie  $p_v$  – ciśnienie parcjalne pary, zaś  $p_g$  – ciśnienie parcjalne gazów inertnych) [2,6]:

$$D'' = 0.622 G_g p_v / p_g \quad (6)$$

2) następnie po wyznaczeniu prędkości mieszaniny, jej lepkości, wyznacza się temperaturę ścianki rurki  $t_{s,n}$  jednostkowy strumień masy powietrza  $q_n$  oraz ilość skroplonej  $\Delta D_n$  pary na tym odcinku ( $r$  – ciepło skraplania pary wodnej):

$$\Delta D_n = F_n q_n / r \quad (7)$$

3) po obliczeniu jednostkowego strumienia ciepła można wyznaczyć podgrzanie wody w rurkach  $\Delta t_{w,n}$  oraz lokalne współczynniki przekazywania i przejmowania ciepła  $k_n$  i  $\alpha_n$ :

$$\Delta t_{w,n} = \Delta D_n r / W_n c_w, \quad (8)$$

$$k_n = q_n / (t_{m,n} - t_{w,n}), \quad (9)$$

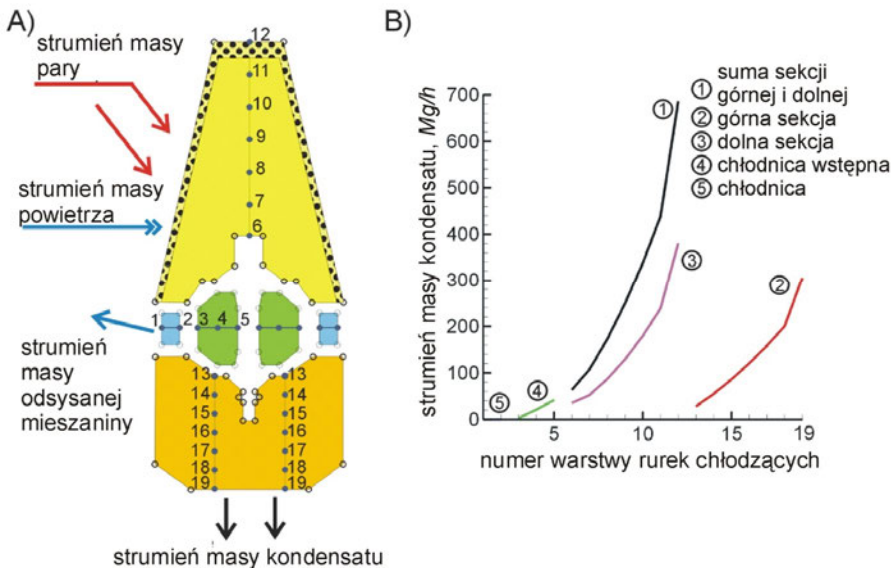
$$\alpha_n = q_n / (t_{m,n} - t_{s,n}). \quad (10)$$

Ilość pary, która będzie uwzględniana w następnym odcinku jest równa:

$$D_{n+1} = D_n + \Delta D_n \quad (11)$$

To kończy obliczenia jednej warstwy. Całkowita ilość skroplonej pary wynosi  $D = \sum_{n=1}^N D_n$ .

Przykładowy podział jednej sekcji kondensatora na 19 warstw wraz z wykresem przedstawiającym strumienie masy kondensatu z poszczególnych warstw przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3 A) Przykładowy podział jednej sekcji kondensatora na 19 warstw, B) wykres przedstawiający strumienie masy kondensatu uzyskane z poszczególnych warstw

## 4. Diagnostyka pracy skraplacza

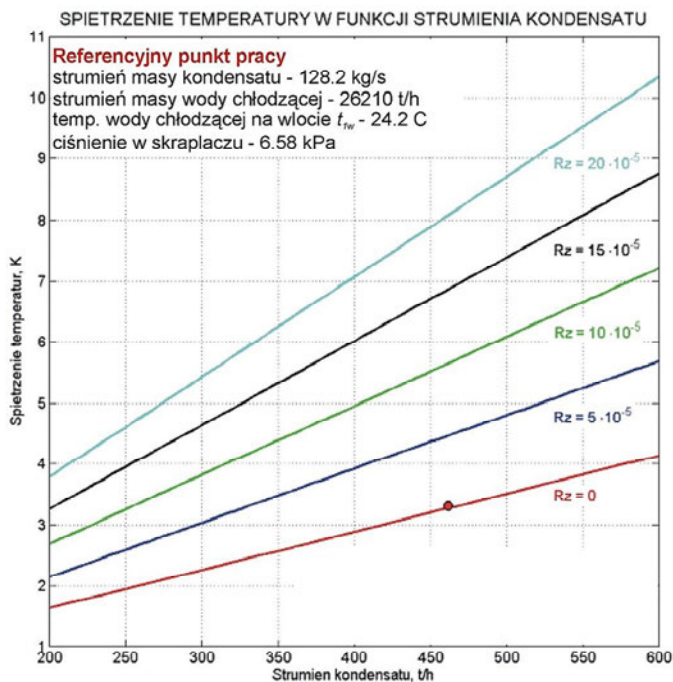
Danymi wejściowymi do programu obliczeniowego są: strumień masy i temperatura wody chłodzącej na wejściu do kondensatora oraz temperatura pary. Powyższe dane pozyskiwane są z systemu informatycznego bloku energetycznego. Program na bieżąco sygnalizuje przekroczenie dopuszczalnych parametrów pracy oraz podaje opis możliwych przyczyn zaistniałych usterek np. wskazuje na wzrost zabrudzenia rurek chłodzących, zwiększenie nieszczelności układu czy nieprawidłową pracę pomp wody chłodzącej. Przykładowe zestawienie danych uzyskanych z obiektu oraz wyników obliczeń numerycznych zostało przedstawione na rys. 4. Analiza rozbieżności obu wartości określana jest poprzez wartość zmiennej STAN, która przyjmuje trzy możliwe wartości:

- OK - gdy rozbieżności pomiędzy obiema wielkościami są mniejsze niż np. 5%;
- UWAGA! - gdy rozbieżności mieszczą się w przedziale np. 5-10%;
- Przyczyny (ALARM!) - gdy rozbieżność pomiędzy wielkością obliczoną a zmierzoną jest większa niż np. 10%.

	POMIARY	STAN	
Moc turbozespolu [MW]	159.80	OK	
Para swieza [kg/s]	121.07	OK	
Temp. pary z KNC [st.C]	36.04	OK	
Temp. wody chlodz. wlot [st.C]	24.53	OK	
	OBLICZENIA	POMIARY	STAN
Temp. wody chlodz. wylot [st.C]	30.86	31.10	OK
Strefa podgrzania [st.C]	6.32	6.57	OK
Spietrzzenie temperatur [st.C]	5.18	4.93	OK
Temp. pary za wtryskiem NP [st.C]	36.04	36.11	OK
Temp. kondensatu za pompa [st.C]	36.04	37.52	OK
Cisnienia pary na wylocie z KNC [kPa]	5.99	6.28	OK
Przepływ kondensatu glownego [kg/s]	84.90	105.45	PRZYCZYNY
Sprawnosć skraplacza	0.55	0.57	OK
	REFERENCJA	POMIARY	STAN
Prad pompy PCH [A]	128.19	128.85	OK
Cis. wody na pompie PCH [MPa]	224.44	230.70	OK
Strata hydrauliczna [kPa]	52.24	27.20	PRZYCZYNY
Ilość wody chłodzącej [kg/s]	6751.03	6636.56	OK
Poziom kondensatu [cm]	600.41	577.50	OK
	POMIARY	STAN	
Sprawność znamionowa	0.70		
(spr.biez. - spr.zn.)/spr.biez.	-0.27	OK	
Efektywność cieplna skraplacza [kWh]	-149.37	OK	
Strata jednostkowa zużycia ciepła [kJ/kWh]	-141.89	OK	

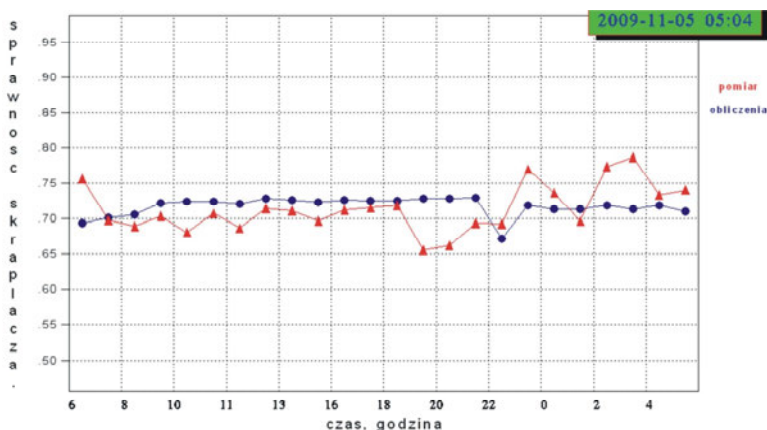
Rys. 4. Przykładowe zestawienie danych pomiarowych oraz wyników obliczeń numerycznych uzyskanych metodą warstwową

Szczegółowa analiza przyczyn potencjalnych rozbieżności wraz z podaniem możliwych przyczyn zaistniałej sytuacji może być realizowana poprzez raporty: on-line, dobowy lub tygodniowy. Raport on-line jest generowany dla bieżących danych pomiarowych i umożliwia operatorowi orientację w aktualnych warunkach pracy układu kondensacyjnego. Umożliwia to podjęcie szybkiej decyzji w przypadku nagłego pogorszenia się warunków pracy układu z powodu np. awarii systemu zasilania w wodę chłodzącą czy pogorszenia szczelności układu. Raport dobowy został podzielony na dwa tryby pracy bloku energetycznego: dzienny w zakresie godzin od 10.00 do 20.00, kiedy blok pracuje z nominalną mocą oraz nocny (godziny 0.00–5.00), kiedy blok energetyczny pracuje zazwyczaj z zaniżoną mocą. Raport zawiera uśrednione dane pomiarowe i obliczeniowe z tych interwałów czasowych wraz z informacją o możliwych przyczynach zaistniałych rozbieżności. Oprócz generacji raportów program umożliwia śledzenie zamian w układzie bazując na wygenerowanych charakterystykach. Przykładowa charakterystyka spiętrzenia temperatur w funkcji strumienia kondensatu parametryzowana stopniem zabrudzenia rurek chłodzących po stronie wodnej kondensatora została przedstawiona na rys. 5.

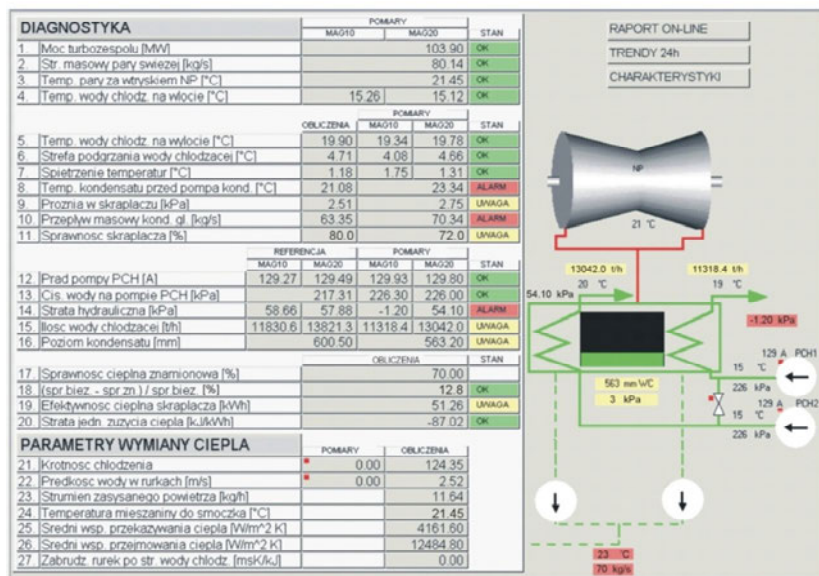


Rys. 5. Przykładowa charakterystyka przedstawiająca zależność spiętrzenia temperatur w funkcji strumienia kondensatu parametryzowana oporem cieplnym  $R_z$  (w jednostkach m h°C/kcal [2]) związanym z zabrudzeniem rurek po stronie wody chłodzącej. Na wykresie zaznaczono również referencyjny punkt pracy kondensatora

W literaturze podaje się, że warstwa zabrudzeń o grubości 0,2 mm i jedynostkowym współczynniku przewodzenia ciepła daje opór cieplny  $R_z$  rzędu 20 razy większy. Znajomość bieżących parametrów pracy skraplacza umożliwi lokalizację jego punktu pracy na wykresie, a co za tym idzie również ocenę stanu technicznego układu. Dobowe zmiany parametrów układu można śledzić również na liniach trendów (rys. 6).



Rys. 6. Przykładowa linia trendu przedstawiająca zmianę sprawności skraplacza w cyklu dobowym



Rys. 7. Przykład implementacji programu obliczeniowego w systemie monitorowania bloku energetycznego

Analiza trendów daje informacje na temat warunków pracy układu w przypadku zmiany np. mocy bloku, strumienia masy wody chłodzącej, temperatury wody chłodzącej na wlocie do kondensatora. Rys. 7. przedstawia przykładową implementację programu obliczeniowego w systemie monitorowania pracy bloku energetycznego. Taka aranżacja umożliwi operatorowi bloku jednocześnie monitorowanie wszystkich istotnych parametrów wpływających na pracę układu chłodzenia wraz z możliwością podglądu linii trendu, charakterystyk oraz raportu on-line.

## 5. Podsumowanie

W pracy przedstawiono program umożliwiający analizę zjawisk cieplno-przepływowych zachodzących wewnątrz skraplacza. Integracja programu obliczeniowego bazującego na opisanej metodzie z systemem monitorowania pracy bloku energetycznego umożliwia prowadzenie na bieżąco diagnostyki pracy kondensatora. Stanowi to podstawę do oceny jego stanu technicznego, która to informacja może posłużyć do określenia zakresu prac remontowych. Program może być również wykorzystany do szkoleń i podnoszenia kwalifikacji obsługi bloku energetycznego oraz do prac projektowych i modernizacyjnych układów kondensacyjnych bloków energetycznych.

### LITERATURA

- [1] BERMAN L. D.: K inženernomu teplovomu rasčiotu kondensatorov parovych turbin, *Tieploenergetika*, 22 (10), 1975, 34-39.
- [2] BERMAN L. D., FUKS S. N.: Rasčet povierchnostnyh teploobmennyh apparatov dla kondensacii para iz parovozdyšnoj smiesi, *Tieploenergetika*, 7 (6), 1959, 74-83.
- [3] CHISHOLM D., MCWFARLANE M. W.: The prediction of condenser performance using a digital computer, HEI Report no. 161, National Engineering National Engineering Laboratory, East Kilbride, Glasgow, 1964.
- [4] EL-WAKIL M. M.: *Powerplant technology*, McGraw-Hill Inc., 1984.
- [5] ISAČENKO W. P.: *Tieploobmen pri kondensacii*, Energia, 1977.
- [6] KURSANOV I. N.: *Kondensacionnyje ustanovki*, Energia, 1965.
- [7] MARTO P. J., NUNN R. H.: *Power condenser heat transfer technology; computer modelling, design, fouling*, Hemisphere Publishing Corporation, 1981.
- [8] J. RZEPECKI: *Praca zbiorowa: Poradnik termooenergetyka*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, 1974, rozdz. IX/2.
- [9] HEAT EXCHANGE INSTITUTE INC., *Standards for steam surface condensers*, 1995.

# **VI. DIAGNOSTYKA ELEMENTÓW KOMORY SPALANIA TURBINY GAZOWEJ Z WYKORZYSTANIEM POLA MAGNETYCZNEGO**

Sebastian Lepszy

Institut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, Politechnika Śląska

W celu zwiększenia wydajności i redukcji emisji układów do produkcji energii elektrycznej wykorzystywane są turbiny gazowe. Temperatura komory spalania w turbinie gazowej jest jednym z najważniejszych wskaźników, które mają wpływ na jego trwałość. Wykrywanie zmian temperatury może być ważne dla pracy układu bezpieczeństwa i diagnostyki. W rozdziale opisano metodę określania temperatury w komorze spalania przy użyciu pola magnetycznego. Przedstawiono uproszczony model transformatora powietrznego, przedstawiono także obliczenia wpływu zmian temperatury na podstawowe właściwości elektryczne transformatora. W przedstawiono również wstępne wyniki eksperymentalnej walidacji prezentowanej metody umożliwiające diagnostykę elementów komory spalania.

## **1. Wprowadzenie**

W rozwijanych obecnie technologiach produkcji energii elektrycznej istotną kwestią jest podnoszenie sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Efekt ten osiągany jest często poprzez podnoszenie temperatury doprowadzania ciepła do obiegu. Ze wzrostem temperatury czynnika termodynamicznego związany jest wzrost temperatury elementów, z których zbudowane są urządzenia. Elementy te obciążone są mechanicznie, a temperatura w istotny sposób wpływa na ich trwałość.

Wysokie temperatury pracy wymagają stosowania różnych metod monitoringu temperatury elementów. Monitoring temperatury daje również często wiele informacji dotyczących np. jakości procesów spalania, stanu warstw ochronnych. Popularną metodą określania temperatur elementów jest wykorzystanie termoelementów. Metody te pomimo, że nie są kosztowne to cechują się wadami takimi jak narażenie złącza na erozję i korozję, ingerencja w konstruk-

cję urządzenia, kłopotliwa wymiana. Zastosowanie innych metody wyznaczania pola temperatur jak termowizja jest również ograniczone lub utrudnione (np. w urządzeniach pracujących pod wysokim ciśnieniem). Inne przykład wyznaczania temperatury w turbinach gazowych to np. określanie korelacji wartości temperatury na wlocie do turbiny z parametrami pracy jak moc, spręż, temperatura spalin wylotowych [1]. Ciekawym sposobem określania historii obciążenia cieplnego może być również wykorzystanie farb na bazie fosforu zmieniających charakterystyki widmowe po przekroczeniu odpowiednich temperatur [2]. Rozwijane są również metody wizualizacji procesów spalania metodami optycznymi i np. metodą tomografii pojemnościowej [3]. Zalety monitoringu temperatury sprawiają, że interesującym zagadnieniem jest opracowanie nowych metod umożliwiających między innymi diagnostykę procesu spalania i elementów. W rozdziale przedstawiono metodę określenia temperatury elementów wykorzystującą zjawisko indukcji elektromagnetycznej i zmiany rezystancji elementów metalowych w zależności od temperatury. W celu wstępnej oceny metody przeprowadzono obliczenia wykorzystując prosty model elektryczny transformatora powietrznego. W pracy opisano również stanowisko do testowania opisanej metody i przedstawiono wyniki wstępnych pomiarów.

## 2. Opis metody pomiaru

Jedną z cech metali jest zmiana rezystancji elementu pod wpływem temperatury. Zmianę tą opisuje się przy pomocy równania:

$$R = R_{20} + \alpha R_{20} \Delta t, \quad (1)$$

gdzie:

$R$  – rezystancja elementu;  $R_{20}$  – rezystancja w temperaturze odniesienia (np. 20 °C);  $\alpha$  - temperaturowy współczynnik rezystancji;  $\Delta t$  – przyrost temperatury.

Dla miedzi współczynnik  $\alpha_{Cu}$  ma wartość 0,00393[1/K]. Można więc stwierdzić, że wzrost temperatury o 100 °C powoduje zmianę rezystancji elementu o ok. 39%. Wartość tego współczynnika dla stali jest jeszcze wyższa i wynosi 0,0052 [1/K].

Wykorzystując tę cechę można zmianę rezystancji skorelować z ich temperaturą. W celu wymuszenia przepływu prądu przez badany element można wykorzysta cewkę indukcyjną wytwarzającą zmienne pole magnetyczne.

Zmienne pole magnetyczne powoduje indukowanie się siły elektromotorycznej w metalowych elementach. Przepływ prądu uzależniony od rezystancji nie pozostaje bez wpływu na parametry obwodu wytwarzającego zmienne pole magnetyczne, które można określić przy pomocy przyrządów pomiarowych.



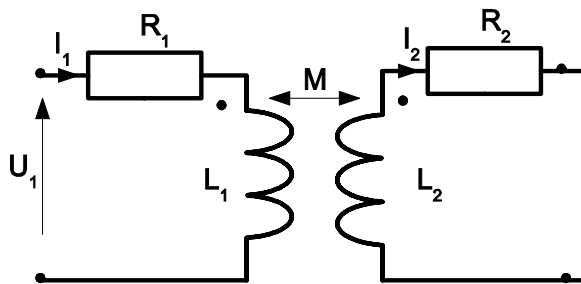
Ze względu na to, że elementy silników cieplnych pracują w podwyższonych temperaturach zmiana ich temperatury może poprzez parametry cewki wytwarzającej pole magnetyczne być skorelowana z temperaturą elementów.

Elementy te mogą być celowo wprowadzone lub można wykorzystać jako obwód wtórny istniejące fragmenty urządzenia wykonane z metalu i stanowiące obwód zamknięty dla indukowanej siły elektromagnetycznej.

### 3. Model matematyczny

W celu wstępnej oceny metod wykorzystano teoretyczny model transformatora powietrznego przedstawionego na rys. 1.

W modelu tym przyjęto, że elementem indukcyjnym strony pierwotnej będzie cewka pomiarowa podłączona do aparatury pomiarowej, zamodelowana jako szeregowe połączenie rezystancji  $R_1$  i indukcyjności  $L_1$ . Elementy obwodu wtórnego to elementy narażone na pracę w wysokich temperaturach, elementy te stanowią jednocześnie obwód zamknięty dla przepływu prądu  $I_2$ . Obwód wtórny zbudowany jest z indukcyjności  $L_2$  (sprzężonej magnetyczni z indukcyjnością  $L_1$  poprzez indukcyjność wzajemną  $M$ ) oraz rezystancji  $R_2$ .



Rys. 1. Schemat zastępczy transformatora powietrznego

Bilans napięć obwodu pierwotnego i wtórnego przedstawiają następujące równania:

$$U_1 = R_1 I_1 + j\omega L_1 I_1 - j\omega M I_2, \quad (2)$$

$$0 = R_2 I_2 + j\omega L_2 I_2 - j\omega M I_1. \quad (3)$$

Na podstawie bilansu napięć obwodu pierwotnego i wtórnego można wyznaczyć równania opisujące impedancje transformatora określoną dla obwodu zastępczego:

$$Z_{re\_zas} = R_1 + \frac{(\omega M)^2}{R_2^2 + (\omega L_2)^2} R_2, \quad (4)$$

$$Z_{im\_zas} = \omega L_1 - \frac{(\omega M)^2}{R_2^2 + (\omega L_2)^2} \omega L_2 \quad (5)$$

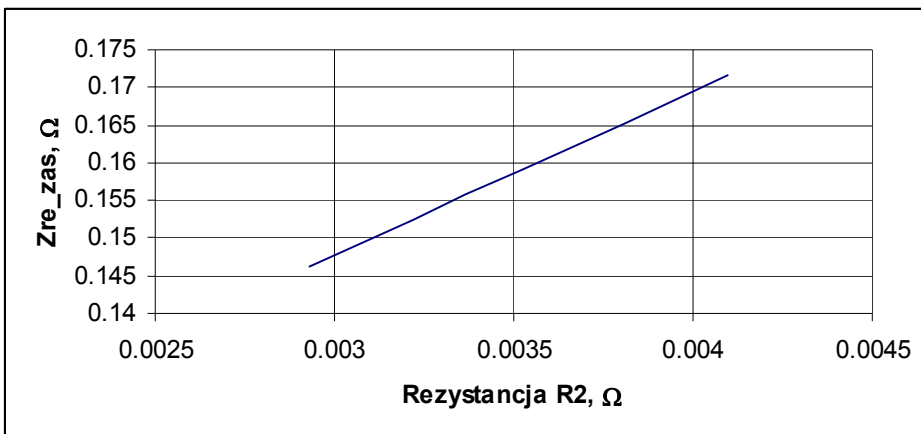
Wykorzystując równanie dla składowej rzeczywistej można zauważyć, że zmiana wartości rezystancji  $R_2$  wpływa na wartość impedancji.

Dla liczbowego zilustrowania wpływu rezystancji, przyjęto parametry transformatora przedstawione w tabeli 1.

Tabela 1. Parametry transformatora powietrznego

Częstotliwość napięcia zasilającego $f$	kHz	2
Rezystancja $R_1$	m $\Omega$	82,01
Indukcyjność $L_1$	mH	0,181
Rezystancja $R_2$	m $\Omega$	2,928
Indukcyjność $L_2$	$\mu$ H	6,69
Współczynnik sprzężenia uzwojeń $k$	-	0,9

Rezultaty obliczeń ilustruje rys. 2. Przedstawia on zmianę składowej rzeczywistej impedancji w funkcji wartości rezystancji  $R_2$ . Na wykresie zilustrowano zmiany rezystancji  $R_2$  odpowiadające wzrostowi temperatury obwodu wtórnego, wykonanego z miedzi o ok. 100 °C. Z analizy wynika, że dla przyjętego niewielkiego wzrostu temperatury, wpływ temperatury na składową rzeczywistą impedancji można w przybliżeniu opisać funkcją liniową.

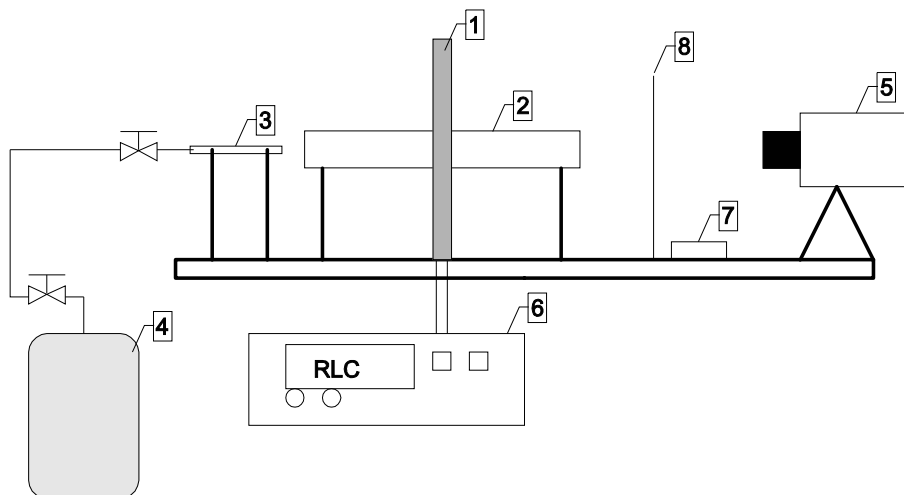


Rys. 2. Zależność rzeczywistej składowej impedancji w funkcji wartości rezystancji  $R_2$

#### 4. Opis stanowiska badawczego

W celu wstępnej weryfikacji analizowanego zjawiska zbudowano stanowisko pomiarowe którego schemat blokowy ilustruje rys. 3.

Głównym elementem stanowiska pomiarowego jest cewka pomiarowa. Cewka zbudowana jest z 28 zwojów z przewodu miedzianego o przekroju prostokątnym (3 mm × 7 mm). Wymiary zewnętrzne cewki to 275 mm × 320 mm, natomiast wymiar otworu wewnątrz cewki ok. 85 mm × 140 mm. W płaszczyźnie cewki i wewnątrz ceramicznej rury umieszczane są metalowe elementy o różnych kształtach będące przedmiotem badań. Średnica wewnętrzna rury ceramicznej wynosi ok. 60 mm. Do ogrzewania przedmiotów wewnątrz rury ceramicznej wykorzystywany jest palnik gazowy o regulowanej wydajności zasilany z butli. W celu wyznaczenia temperatury elementów wykorzystuje się kamerę termowizyjną TL160 firmy ULRvision o rozdzielczości 160×120 o dokładności 2% zakresu pomiarowego (nie mniej niż 2 °C). Do pomiarów parametrów obwodu cewki zastosowano automatyczny mostek pomiarowy HM 8118 firmy Hamer który dla wykorzystywanego zakresu pomiarowego charakteryzował się dokładnością 0,1% + 1 mΩ/Z.

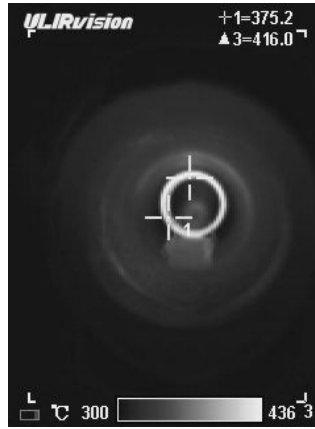


Rys. 3. Schemat blokowy stanowiska badawczego (1 – cewka indukcyjna, 2 – rura ceramiczna, 3 – palnik gazowy, 4 – butla z gazem płynnym, 5 – kamera termowizyjna, 6 – mostek pomiarowy, 7 – wentylator, 8 – przesłona)

W celu zabezpieczenia kamery termowizyjnej przed wpływem gorących spalin zastosowano metalowy ekran z otworem odsłanianym na czas pomiaru oraz wentylator którego strumień uniemożliwia przedostanie się spalin w kierunku kamery termowizyjnej.

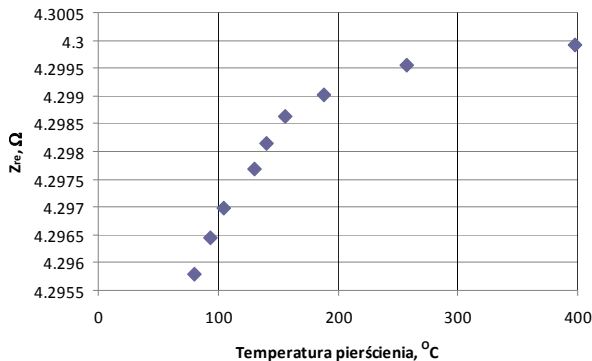
## 5. Rezultaty pomiarów

Na rys. 4. przedstawiono zdjęcie wykonane kamerą termowizyjną przedstawiające metalowy (stalowy) pierścień wewnątrz ceramicznej rury. Pomiary przeprowadzono podczas swobodnego ochładzania się elementu. Temperaturę elementu określano jako średnią arytmetyczną czterech punktów pomiarowych. Rezultaty obliczeń przedstawia rys. 5. Można stwierdzić, że jakościowy charakter zmian jest zgodny z wstępnymi wynikami uzyskanymi z analizy w punkcie 3.



Rys. 4. Zdjęcie elementu wewnątrz ceramicznej rury

Niewielkie zmiany impedancji związane są prawdopodobnie z niewielkim sprzężeniem pierścienia z cewką. Ilościowa zmiana wartości impedancji powinna dodatkowo być uzasadniona analitycznie, co będzie przedmiotem dalszych badań.



Rys. 5. Zależność zmian składowej rzeczywistej impedancji w funkcji średniej temperatury pierścienia.

## 6. Podsumowanie

Przeprowadzone analizy numeryczne i wstępne badania eksperymentalne pozwalają sformułować wnioski, które umożliwią w przyszłości udoskonalenie metody.

W celu zapewnienia dużej dokładności odczytu impedancji wraz ze zmianą temperatury istotne jest silne sprzężenie obwodów.

Ponieważ wzrost częstotliwości pomiar impedancji w istotny sposób wpływa na wrażliwość metody, dlatego w konstrukcji cewki pomiarowej istotne jest uwzględnienie zjawiska naskórkowości. Można również przypuszczać, że zjawisko to będzie miało duże znaczenie w praktycznym zastosowaniu metody, gdy badane elementy będą cechowały się znaczną grubością.

Istotną wadą przedstawionych pomiarów na stanowisku jest brak danych dotyczących zmiany rezystancji cewki pomiarowej, której temperatura ulegała zmianie i mogła w istotny sposób wpłynąć na pomiar.

Do dalszej walidacji metody istotne będzie również uwzględnienie nieliniowej charakterystyki współczynnika  $\alpha$  w funkcji temperatury.

### LITERATURA

- [1] HERRERA C. M., YEPIFANOV S., LOBODA I.: A comparative analysis of turbine rotor inlet temperature models. GT2011-46161 Proceedings of ASME Turbo Expo 2011 GT2011 June 6-10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada.
- [2] RABHIOU A., FEIST J., KEMPF A., HEYES A.: A phosphorescent thermal history sensor, Proceedings of 9th European Turbomachinery Conference 21-25 March, Istanbul, Turkey.
- [3] GUT Z., WOLAŃSKI P.: Wizualizacja procesów spalania z wykorzystaniem pojemnościowej tomografii komputerowej, Prace Naukowe Konferencji z. 25 Problemy badawcze Energetyki Ciepłej, Oficyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2007.



# VII. BADANIA AKUMULACJI CIEPŁA W MATERIALE O ZMIENNEJ FAZIE

Janusz Lichota, Michał Lepszy, Kazimierz Wójs

Instytut Inżynierii Lotniczej, Procesowej i Maszyn Energetycznych, Politechnika Wroclawska

Celem badań eksperymentalnych było sprawdzenie czasu, położenia i prędkości płaszczyzny zmiany faz w fizycznie symulowanej pół-nieskończonej przestrzeni. Badany był materiał zmieniający fazę w czasie akumulacji (PCM) o temperaturze topnienia  $T_m = 53^\circ\text{C}$ , gęstości  $910 \text{ kg/m}^3$ , cieple przemiany fazowej  $L = 130 \text{ kJ/kg}$ , cieple właściwym  $c_s = 2,22 \text{ kJ/kgK}$  i przewodności cieplnej  $k_s = 0,22 \text{ W/mK}$ . Wyniki eksperymentalne porównano z modelem matematycznym złożonym z równania przewodnictwa ciepła dla fazy płynnej, równania przejmowania ciepła przez fazę stałą, równania prędkości fali temperatury, z wartości zadanej temperatury na płaszczyźnie zmiany fazy, przybliżonego równania wymiany ciepła na płaszczyźnie zmiany fazy, początkowego rozkładu temperatury w fazie stałej. Sprawdzono, że można oprzeć obliczenia ładowania i rozładowania akumulatora ciepła wypełnionego materiałem podlegającym przemianie fazowej z ciała stałego w ciekłą o model teoretyczny.

## Spis oznaczeń

$c_s$	- ciepło właściwe fazy stałej, J/kgK
$c_l$	- ciepło właściwe fazy ciekłej, J/kgK
$erf$	- funkcja błędu Gaussa,
$erfc$	- uzupełniająca funkcja błędu,
$k_L$	- współczynnik przewodzenia ciepła fazy ciekłej, W/mK
$k_S$	- współczynnik przewodzenia ciepła fazy stałej, W/mK
$L$	- ciepło przemiany fazowej, J/kg
$m$	- masa, kg
$St_L$	- liczba Stefana dla fazy płynnej, -
$St_S$	- liczba Stefana dla fazy stałej, -
$t$	- czas, s
$t_{melt}^{as}$	- czas topnienia PCM, s
$t_z$	- zastępcza stała czasowa, s
$T$	- temperatura, $^\circ\text{C}$
$T_L$	- temperatura fazy ciekłej, $^\circ\text{C}$
$T_m$	- temperatura przemiany fazowej, $^\circ\text{C}$
$T_s$	- temperatura fazy stałej, $^\circ\text{C}$
$T_w$	- temperatura wody wewnątrz akumulatora, $^\circ\text{C}$
$v$	- prędkość fali temperatury wewnątrz ciała stałego PCM, m/s
$X, x$	- położenie frontu temperatury, m
$X^r$	- prawa strona frontu temperatury, m
$X^l$	- lewa strona frontu temperatury, m
$X^c$	- prędkość fali temperatury fazy ciekłej, m

## Symbole greckie

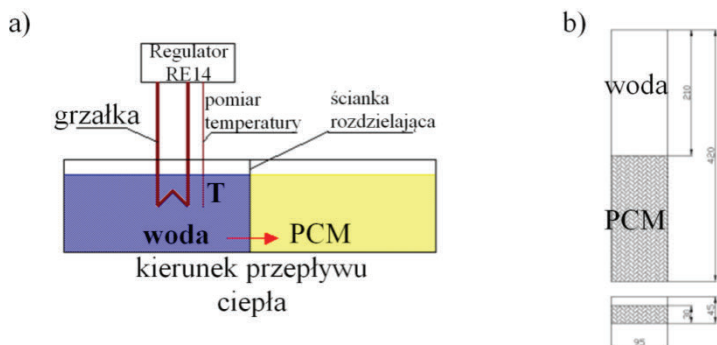
- $\alpha_L$  - współczynnik wyrównania temperatury fazy ciekłej,  $m^2/s$   
 $\alpha_S$  - współczynnik wyrównania temperatury fazy stałej,  $m^2/s$   
 $\lambda$  - pierwiastek funkcji przestępnej,  
 $\mu$  - stosunek gęstości fazy ciekłej i stałej  $\rho_L/\rho_S$ ,  
 $\nu$  - pierwiastek ze stosunku współczynników wyrównania temperatury ( $\alpha_L / \alpha_S$ ), -  
 $\rho$  - gęstość,  $kg/m^3$   
 $\rho_L$  - gęstość fazy ciekłej,  $kg/m^3$   
 $\rho_S$  - gęstość fazy stałej,  $kg/m^3$   
 $\rho_w$  - gęstość wody,  $kg/m^3$   
 $\xi$  - funkcja czasu określająca współrzędną  $x$ ,  $m$

## 1. Wstęp

Materiały PCM (ang. phase changing material) ze względu na pojemność cieplną większą niż pojemność cieplna wody znajdują swoje zastosowanie do akumulacji ciepła [5, 6]. Przedmiotem zainteresowania w trakcie badań laboratoryjnych było położenie obszaru zmiany fazy materiału PCM, w którym współistnieje faza stała oraz faza ciekła. Badanie położenia tego obszaru umożliwia łatwą weryfikację klasycznego zagadnienia Stefanadla procesów topnienia i krzepnięcia - modelu matematycznego zawierającego stałe współczynniki opisujące materiał PCM oraz równania łączące poszczególne zmienne.

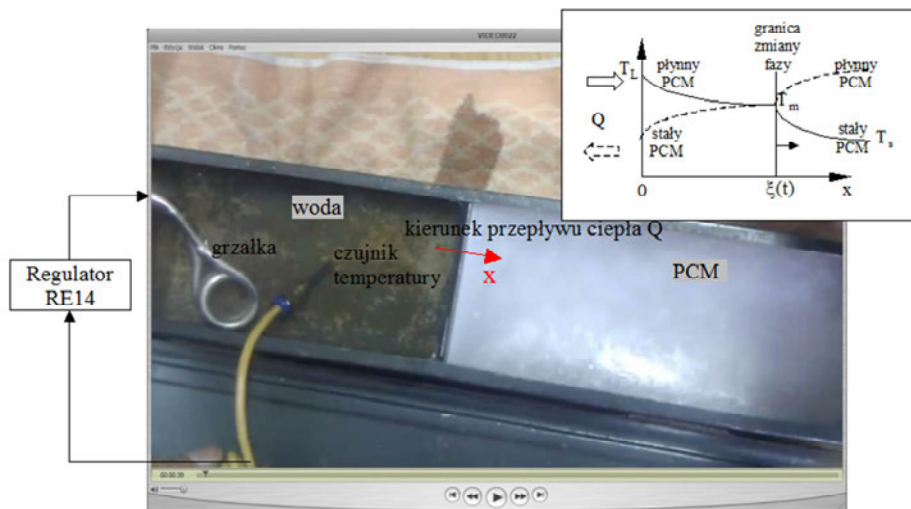
## 2. Stanowisko badawcze

Sztabę wypełniono materiałem PCM (rys. 1, 2). Układ służy do badania jednowymiarowej propagacji fali temperatury lub równoważnie – położenia płaszczyzny zmiany fazy ze stałej na ciekłą.



Rys. 1. a) – schemat układu do badań rozchodzenia się fali temperatury w sztabie, b) – wymiary sztaby, mm





Rys. 2. Układ do badania rozchodzenia się fali temperatury w sztabie wypełnionej materiałem PCM

Układ składa się z dwukomorowego zbiornika w jednej części wypełnionego wodą, w drugiej części materiałem PCM oraz regulatora temperatury RE14, którego zadaniem jest utrzymywanie zadanej wartości temperatury. Na rys. 2. pokazano wykonany i gotowy do pracy układ badawczy. Materiał PCM ma grubość 3 cm. Początkowo, w chwili  $t = 0$ , znajduje się on w fazie stałej. Regulator utrzymuje temperaturę wody  $83\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Woda po pewnym czasie osiąga tę temperaturę przekazując ciepło do materiału PCM o temperaturze przemiany fazowej  $T_m = 53\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Materiał PCM zmienia fazę na ciekłą i zmienia się położenie  $x = \xi(t)$  płaszczyzny rozdziału faz. Mierzono czas  $t$ , położenie fali temperatury  $\xi(t)$ , a także jej kształt określając wpływ przewodzenia ciepła w ściankach. Nawet jeżeli geometria akumulatora ciepła wypełnionego materiałem PCM nie przypomina prostopadłościanu, to prostopadłościan jest dobrym przybliżeniem do wyciągania wniosków przez analogię. W przykładowym akumulatorze płaszczowo – rurowym topnienie lub krzepnięcie materiału PCM wokół rurki przypomina topnienie lub krzepnięcie w prostopadłościanie.

Program badań obejmował pomiar propagacji fali temperatury w materiale PCM znajdującym się w sztabie. Celem eksperymentu jest fizyczne zasymulowanie pół-nieskończonej przestrzeni. Prędkość  $d\xi(t)/dt$  przesuwania się płaszczyzny rozdziału faz jest miarą pozwalającą na sprawdzenie modelu teoretycznego rozchodzenia się fali temperatury. Mierzono czas  $t$  oraz położenie płaszczyzny rozdziału faz  $x = \xi(t)$  w trzech punktach przy stałej temperaturze wody przekazującej ciepło przez ściankę sztaby. Porównano wyniki eksperymentalne i teoretyczne.

### 3. Model matematyczny

Model matematyczny składa się z równania przewodnictwa ciepła dla fazy płynnej (1), równania przejmowania ciepła przez fazę stałą składającego się z sumy przewodzenia i konwekcji (2), równania prędkości  $v(t)$  przesuwania się fazy stałej (3) wynikającej z zachowania masy podczas zmiany fazy, z wartości zadanej temperatury na płaszczyźnie zmiany fazy (4), warunku Stefana (5) wymiany ciepła na płaszczyźnie zmiany fazy - po lewej stronie jest skok spowodowany ciepłem przemiany fazowej, a po prawej różnica strumieni ciepła po obu stronach płaszczyzny zmiany faz, początkowego rozkładu temperatury w fazie stałej (6) [1]:

$$T_t = \alpha_L T_{xx}, \quad 0 < x < X(t), \quad (1)$$

$$T_t + v(t)T_x = \alpha_S T_{xx}, \quad X(t) < x < \infty, \quad (2)$$

$$v(t) = \left(1 - \frac{\rho_L}{\rho_S}\right) X'(t), \quad (3)$$

$$T(X(t), t) = T_m, \quad t > 0, \quad (4)$$

$$\rho_L L X'(t) = -k_L T_x(X(t)^-, t) + k_S T_x(X(t)^+, t), \quad (5)$$

$$X(0) = 0, \quad T(x, 0) = T_S < T_m, \quad 0 < x < \infty. \quad (6)$$

Równania (2) i (3) odzwierciedlają rozszerzanie materiału PCM ze względu na różnicę gęstości  $\rho_L \leq \rho_S$ . Rozwiązaniem Neumanna opisanego układu równań jest [1]

- równanie na położenie frontu temperatury  $X(t)$

$$X(t) = 2\lambda\sqrt{\alpha_L t}, \quad (7)$$

- równanie na prędkość fali temperatury

$$v(t) = (1 - \mu)\lambda\sqrt{\alpha_L / t}, \quad (8)$$

- równanie na przebieg temperatury w funkcji położenia i czasu dla fazy płynnej i stałej

$$T(x, t) = T_L - (T_L - T_m) \frac{\operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha_L t}}\right)}{\operatorname{erf}\lambda}, \quad 0 \leq x \leq X(t), \quad t > 0 \text{ (faza płynna)}, \quad (9)$$

$$T(x,t) = T_s - (T_m - T_s) \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha_L t}} - (1-\mu)v\lambda\right)}{\operatorname{erf}(\mu v\lambda)},$$

$$0 \leq x \leq X(t), t > 0 \text{ (faza stała)}. \quad (10)$$

Przy czym  $\lambda$  jest rozwiązaniem następującego równania przestępnego

$$\frac{St_L}{\lambda e^{\lambda^2} \operatorname{erf} \lambda} - \frac{St_S}{(\mu v\lambda) e^{(\mu v\lambda)^2} \operatorname{erfc}(\mu v\lambda)} = \sqrt{\pi}, \quad (11)$$

gdzie liczby Stefana wynoszą

$$St_L = \frac{c_L(T_L - T_m)}{L}, \quad St_S = \frac{c_S(T_m - T_S)}{L}, \quad v = \sqrt{\frac{\alpha_L}{\alpha_S}}, \quad \mu = \frac{\rho_L}{\rho_S}. \quad (12)$$

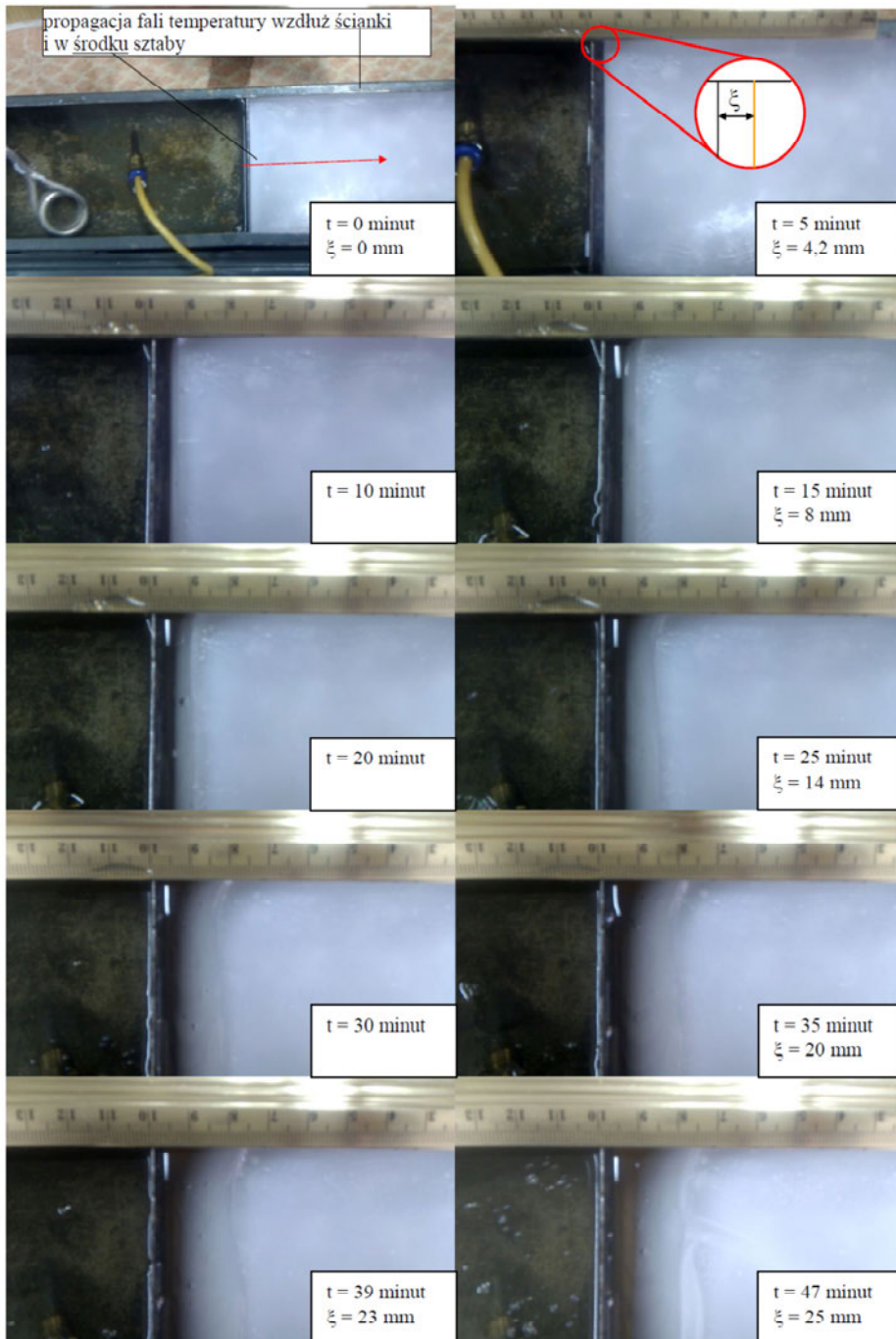
Przykładowe dowody modelu matematycznego pokazujące sposób znalezienia funkcji Green'a dla parabolicznego równania dyfuzji (1) znajdują się w [2, 3, 4]. Wyprowadzenie termodynamiczne układu równań (1)-(6) znajduje się w [1].

#### 4. Wyniki badań laboratoryjnych i ich analiza

Celem tego eksperymentu było sprawdzenie czasu, położenia i prędkości fali temperatury w fizycznie symulowanej pół-nieskończonej przestrzeni. Położenie frontu temperatury w kolejnych chwilach pokazano na rys. 3. Badany był materiał PCM o temperaturze topnienia  $T_m = 53 \text{ }^\circ\text{C}$ , gęstości  $910 \text{ kg/m}^3$ , ciepłe przemiany fazowej  $L = 130 \text{ kJ/kg}$ , ciepłe właściwym  $2,22 \text{ kJ/kgK}$  i przewodności cieplnej  $0,22 \text{ W/mK}$ . Temperaturę wody przekazującej ciepło do materiału PCM ustalono na  $83 \text{ }^\circ\text{C}$ , tj.  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  powyżej temperatury topnienia.

Z eksperymentu wynikają następujące wnioski:

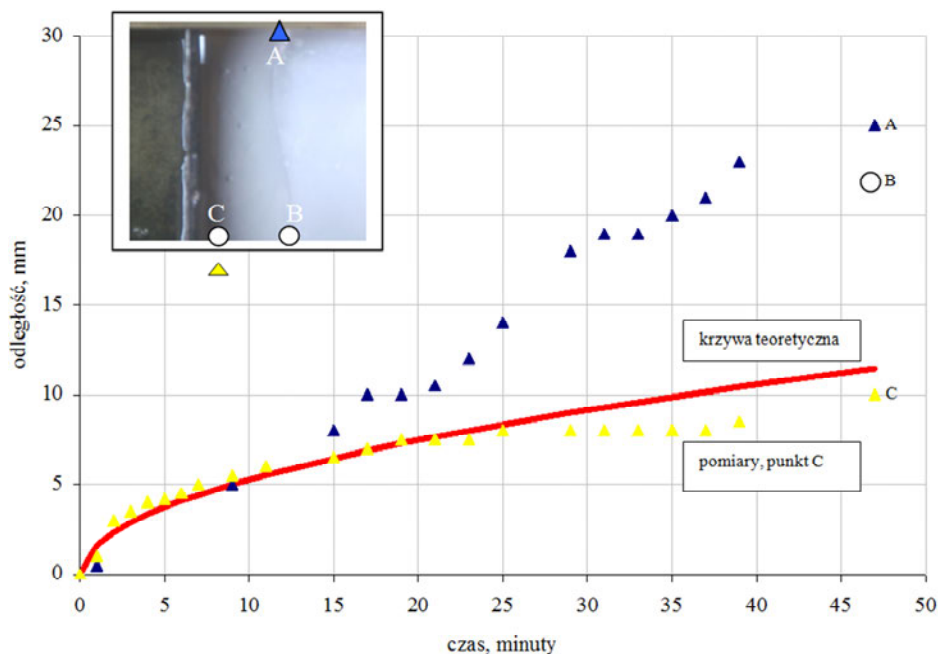
- płaszczyzna rozdziału faz ma kształt paraboloidy. Przyczyną jest przewodzenie ciepła przez boczne ścianki i podstawę sztaby. Efektem jest powstanie paraboli pionowej i poziomej o kształcie zależnym od geometrii sztaby,
- czas topnienia materiału PCM wynosi 2 minuty dla głębokości 2 mm w środku sztaby,
- po 39 minutach ładowania fala temperatury dociera na głębokość 22 mm przy ściance sztaby oraz 7 mm w środku sztaby (rys. 3),
- w 48 minucie fala temperatury przy ściance sztaby dociera na głębokość 25 mm,
- tworzy się pionowa parabola (porównaj rys. 4). Na górze paraboli topnieniu uległo 20 mm materiału PCM, w środkowej części paraboli stopił się 1 cm po 48 minutach.



Rys. 3. Rozchodzenie się fali temperatury w sztabie wypełnionej materiałem PCM o  $T_m=53$  °C

W badanym przypadku  $St_L=St_S=0,51$ ;  $\nu=\mu=1$ ;  $\alpha=1,089 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ ; pierwiastek równania przestępnego wynosi  $\lambda = 0,326$ .

Na rys. 4. pokazano porównanie zmierzonego i obliczonego położenia fali temperatury przy ścianie sztaby. Do 11 minuty model teoretyczny w trzech punktach A, B, C pokrywa się z wynikami eksperymentalnymi. Płaszczyzna zmiany faz ma kształt prostokąta tworząc rodzaj „ciepłego przepływu tłokowego”. Po tym czasie zaczyna dominować przewodzenie ciepła przez ściankę sztaby, co zwiększa zasięg fali temperatury w punkcie A w stosunku do modelu teoretycznego.



Rys. 4. Porównanie wyników eksperymentalnych i wyników z modelu teoretycznego, A - fala temperatury przy ścianie sztaby, B - fala temperatury na górze pionowej paraboli, C - fala temperatury na środku paraboloidy

Górne ramię paraboloidy (punkt B) znajduje się w pozycji pośredniej pomiędzy punktem A i C. Wyniki teoretyczne pokrywają się z wynikami eksperymentalnymi dla punktu C do 25 minuty tj. dla płaszczyzny zmiany faz znajdującej się w środku paraboloidy. Obszar zmiany fazy materiału PCM ma pomijalną grubość i może być rozpatrywany jako płaszczyzna separująca fazę płynną od stałej o morfologii płaskiej.

Dzięki eksperymentowi sprawdzono, że można oprzeć obliczenia ładowania i rozładowania o model teoretyczny.

## 5. Podsumowanie

W trakcie badań laboratoryjnych zbadano rozchodzenie się fali temperatury w sztabie wypełnionej materiałem PCM o temperaturze przemiany fazowej  $T_m=53$  °C. Wyniki teoretyczne położenia płaszczyzny zmiany faz  $x=\xi(t)$  pokrywają się z wynikami eksperymentalnymi do 25 minuty na 48 minut obserwacji. Potem pojawiają się niewielkie różnice w stosunku do modelu spowodowane przewodzeniem w ściankach sztaby, co wykracza poza przyjęty model matematyczny.

Przedstawione w pracy 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.

### LITERATURA

- [1] ALEXIADES V.A., SOLOMON A.D., Mathematical modeling of melting and freezing processes, Hemisphere publishing corporation, 1993.
- [2] LEBLE S.B., Równania różniczkowe i całkowe w fizyce i technice, skrypt do wykładu, Springer, 2010.
- [3] ŁYSIK G. Równania różniczkowe cząstkowe, skrypt wykładów, Akademia Świętokrzyska w Kielcach Wydział Matematyczno-Przyrodniczy Instytut Matematyki, Kielce, 2007.
- [4] BAKER M., SUTLIEF S., Green's Functions in Physics, Version 1, materiały niepublikowane.
- [5] WÓJS K., LICHOTA J., BECHTOLD Z., LEPSZY M., Matematyczne modelowanie i zastosowania akumulacji odpadowego ciepła z elektrowni w materiałach z przemianą fazową, Rynek Energii. 2011, nr 5, 66-73.
- [6] LICHOTA J., WÓJS K., Phase changing materials – the state of the art, Systems, Journal of Transdisciplinary Systems Science. 2010, Vol. 14, spec. iss., 77–87.

# VIII. NUMERYCZNE BADANIE PRZEPIYU W POMPACH PITOTA Z CZERPAKAMI O WLOTACH OWALNO-KOŁOWYCH

Witold Lorenz, Janusz Plutecki

Zakład Podstaw Konstrukcji i Maszyn Przeplywowych,  
Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wroclawska

W rozdziale przedstawiono modelowanie wybranych elementow przeplywowych w pompie czerpakowej zwanej pompą Pitota. Zaprezentowano symulacje CFD przeplywu plynu w pompie z owalnymi i okraglymi wlotami czerpaka. Celem przeprowadzonych badan bylo, wprowadzenie zmian geometrycznych wlotu oraz geometrii czerpaka, co przyczynia sie do zwiekszenia sprawnosci i wysokosci podnoszenia pompy.

## 1. Wstep

Pierwsze informacje dotyczace koncepcji budowy pomp czerpakowych (nazwa pomp powstala od nazwiska francuskiego inzyniera, konstruktora i wynalazcy rurki Pitota – Henriego Pitota), pojawily sie okolo roku 1900 w Stanach Zjednoczonych Ameryki Polnocnej. Jednakze jednostka ta, posiadajaca bęben o otwartej budowie (bez jednej sciany bocznej) wykazywala ograniczenia w uzyskaniu duzej wysokosci podnoszenia. W latach 20. XX w. zaproponowano jednostke z bębnem calkowicie zamknietym. Od poczatku lat 40. prowadzono badania nad wdrozeniem pomp czerpakowych w lotnictwie i przemyśle raketowym. Prace te jednak czasowo zaniechano z powodu trudnosci w rozwiazaniu problemu gromadzenia sie powietrza w kanalach pompy, utrudniajacego przeplyw czynnika. Dopiero w poznych latach 50. poprawiono konstrukcje wewnetrznych kanalow, co spowodowalo zwiekszenie zainteresowania ze strony przemyslu. W latach 60. zespól Kobe Inc. opatentowal po raz pierwszy konstrukcje pompy, a juz w roku 1972 wyprodukowal i wprowadzil do przemyslu komercyjnego. Do 1979 firma posiadala sześć niezaleznych linii produkcyjnych i zarejestrowala 35 wlasnych patentow. Do obecnego czasu zaledwie kilku producentow i serwisow zaopatruje rynek w pompy czerpakowe. Mimo szybkiego

początkowego rozwoju, pompy czerpakowe nie doczekały się wielu zwolenników, co spowodowało, że są mało znanymi konstrukcjami.

Czynnikiem roboczym mogą być ciecze o niskiej lepkości oraz o różnej gęstości i składzie chemicznym. Ze względu na duże prędkości wirowania cieczy, przetłaczany czynnik musi być pozbawiony zanieczyszczeń mechanicznych, które w znaczny sposób mogą przyspieszyć zużycie czepaka i bębna. Pompy czerpakowe mają zastosowanie w przemyśle chemicznym, procesowym, spożywczym, w aplikacjach wymagających wstrzykiwania małych ilości płynów pod dużym ciśnieniem np. w bojlerach lub kotłach, w przemyśle papierniczym, stalowym, przetwórstwie tworzyw sztucznych. W ostatnim czasie wzrosło również zainteresowanie pompami Pitota w układach chłodniczych mikroturbin pracujących z czynnikami szybko parującymi.

Pompy czerpakowe są jednostkami zaliczanymi do grupy pomp wirowych specjalnych. Dzięki niskiemu  $n_q$ , zawierającemu się w przedziale  $n_q = (2 \div 10)$ , a nawet  $n_q = 1$ , ich pole pracy umieszczone jest na pograniczu pomp krążeniowych, tarczowych z przepływem laminarnym bądź turbulentnym oraz wyporowych. Charakterystyczną cechą tych pomp jest to, iż nie posiadają klasycznego wirnika z łopatkami, natomiast zastąpiony jest on ułopatkowanymi, bocznymi ścianami bębna. Przedstawione rozwiązanie konstrukcyjne jest bardzo korzystne, ponieważ wpływa na zmniejszenie strat objętościowych i strat tarcia tarcz wirujących. Zasada działania pompy oraz równania opisujące uzyskiwane parametry energetyczne jednostki opisano dokładnie w [2, 3].

## 2. Przedmiot i cel badań

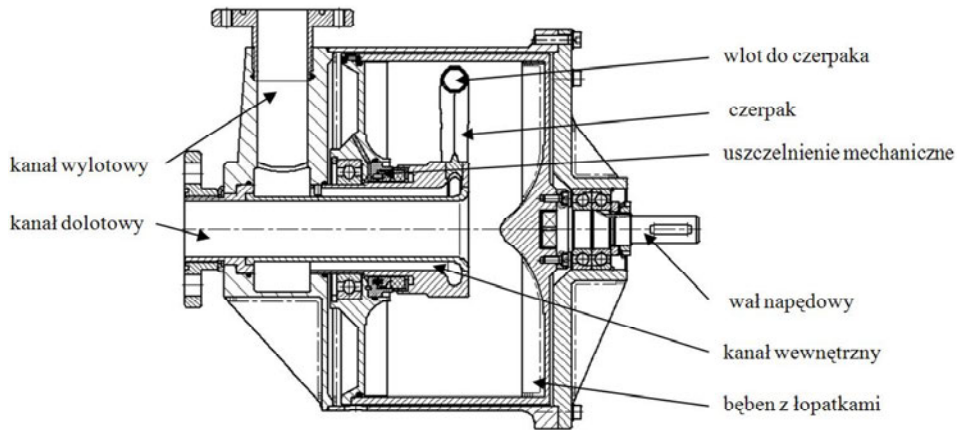
Przedstawiona na rys. 1 pompa, zaprojektowana w Wydziałowym Zakładzie Maszyn Przepływowych (obecnie Zakład Podstaw Konstrukcji i Maszyn Przepływowych, Wydział Mechaniczno-Energetyczny Politechniki Wrocławskiej), a wykonana w Świdnickiej Fabryce Pomp (obecnie Grupa Powen-Wafapomp S.A.), o wydajności  $Q_n = 15 \text{ m}^3/\text{h}$  i wysokości podnoszenia  $H_n = 120 \text{ m}$  przy prędkości obrotowej  $n_n = 2960 \text{ min}^{-1}$ , była przedmiotem przedstawionych w pracy badań numerycznych.

Cechą charakterystyczną dla pomp czerpakowych jest możliwość uzyskania dużych wysokości podnoszenia przy relatywnie małych wydajnościach. Dlatego też, celem przeprowadzonych badań było, na drodze wprowadzania zmian geometrycznych wlotu i geometrii czepaka, zwiększenie tego parametru jednocześnie przyczyniając się do zwiększenia sprawności pompy.

Rozpatrywana pompa, o średnicy bębna  $d_B = 299 \text{ mm}$ , jego szerokości  $B = 160 \text{ mm}$  (rys. 2) miała jeden czepak z wysuniętą krawędzią natarcia, bez żeberka dzielącego przepływ w jego dyfuzorowym kanale wewnętrznym. Wymiary geometryczne wlotu czepaka utwierdzonego w pompie modelowej, tj. od



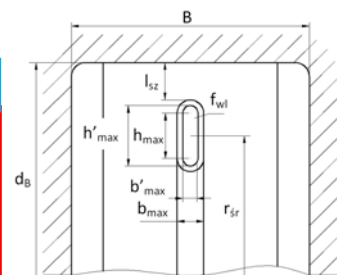
której rozpoczęto badania, przedstawiono w tabeli 1, pozycja 1 (czepak 1 oznaczanego dalej skrótowo jako cz.1). Poszczególne oznaczenia wymiarów przedstawiono na rys. 2. Pozostałe wloty oznaczano w kolejności od 2 do 7 (cz.2÷7).



Rys. 1. Pompa czerpakowa z całkowicie napełnionym bębnem

Tabela 1. Wymiary geometryczne wlotów czerpaków cz.1÷7 oraz zależność  $b_{\max}/B$

L.p.	Oznac. czerpaka	$b'_{\max}$ mm	$h_{\max}$ mm	$h'_{\max}$ mm	$b_{\max}/B$ -
1.	cz.1	11	20	31	0,094
2.	cz.2	12	16,8	28,8	0,100
3.	cz.3	13	14	27	0,106
4.	cz.4	15	11,5	25,5	0,119
5.	cz.5	17	5,15	22,15	0,131
6.	cz.6	19	1,65	20,56	0,144
7.	cz.7	20	0	20	0,150

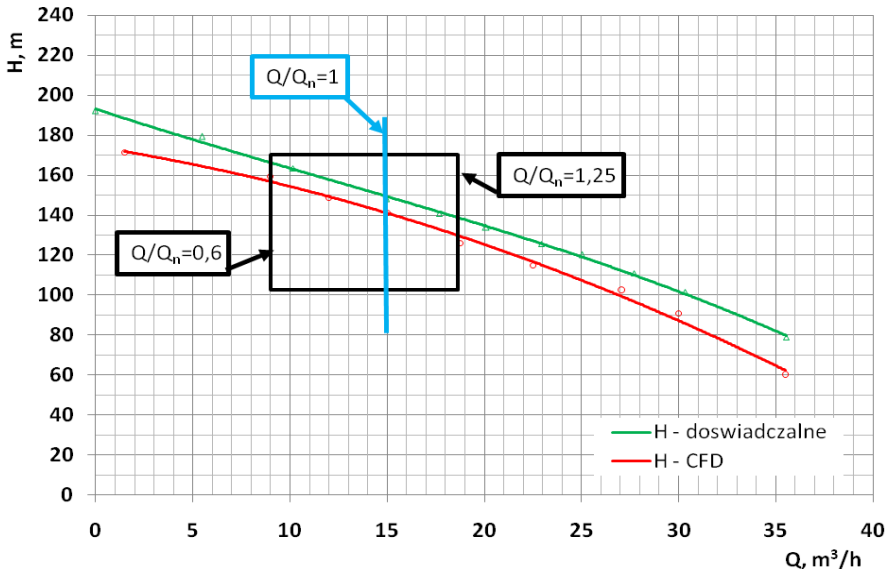


Rys. 2. Główne wymiary wlotu czerpaka i bębna

### 3. Obliczenia numeryczne

Badania numeryczne przeprowadzono wykorzystując komercyjny kod CFD Ansys CFX, a ich realizację podzielono na etapy: pierwszym było zweryfikowanie osiągniętych wyników badań numerycznych z doświadczalnymi przy zastosowaniu czerpaka odniesienia cz.1 (rys. 3), natomiast kolejne ukierunko-

wano głównie na dokładne poznanie zjawisk fizycznych powstałych w przestrzeni wlotowej czepaka pod kątem możliwości uzyskania większej wysokości podnoszenia (cz.2÷7).



Rys. 3. Charakterystyki  $H=f(Q)$  weryfikujące model numeryczny dla cz.1

W zakresie  $Q/Q_n=0,6\div 1,25$  niepewność wyników numerycznych i doświadczalnych nie przekraczała 6%, a w punkcie nominalnym wynosiła 4,7%. W literaturze przedmiotu [1] autor podaje, że dla  $n_s \leq 10$ , analizując charakter uśrednionej krzywej błędów, rozbieżności mogą wynosić nawet 25÷30%.

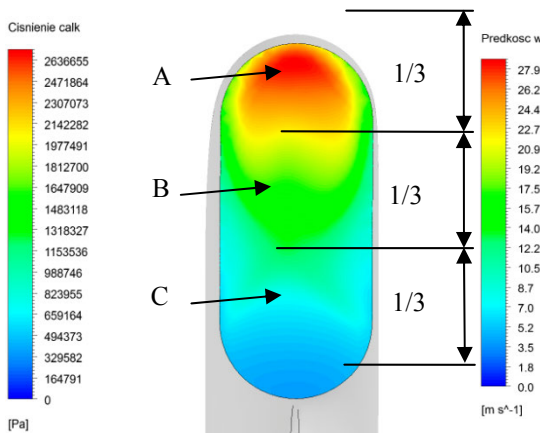
Z uwagi na to, iż badania czepaków były prowadzone w szerokim zakresie kształtów wlotów, prezentację pola ciśnień i prędkości ograniczono do czepaka odniesienia (cz.1) oraz najlepszego pod względem hydraulicznym (cz.7) dla  $Q/Q_n = 1$ . Obliczenia przeprowadzono jako stacjonarne.

W przedstawionym na rys. 4 przekroju wlotowym cz.1, ciśnienie ma zróżnicowane wartości. Z uwagi na charakter przepływu cieczy w tym obszarze zakłada się trójstopniowy podział analizowania zjawiska.

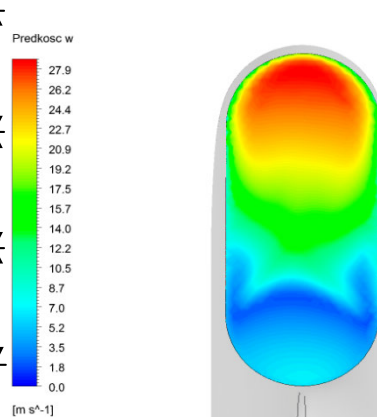
Uzasadnieniem takiego podziału było określenie kierunku przepływu cieczy w poszczególnych częściach wlotu. W górnej, ciecz tylko wpływa do kanału czepaka (obszar A), z dolnego – tylko wypływa (C), natomiast w części środkowej zauważa się przepływy w obu kierunkach (B).

Największe ciśnienie, około  $p_{w1} = 2,3$  MPa, uzyskuje się w obszarze położonym w 1/3 wysokości od grzbietu czepaka. W części środkowej ciśnienie znacznie maleje i średnia jego wartość wynosi  $p_{w1} = 1,4$  MPa. Dolna część gene-

ruje ciśnienie najmniejsze, tj.  $p_{wl} = 0,5$  MPa. Tak duże zróżnicowanie obszarów pola ciśnień wlotu powoduje, że średnia wartość na tej powierzchni wynosi  $p_{wl} = 1,8$  MPa. Uzasadnieniem przedstawionego podziału jest pole prędkości względnej w tym przekroju (rys. 5, 8). Ciecz wpływająca górną częścią wlotu czepaka ma największą energię kinetyczną, zatem generuje największe ciśnienie w tym obszarze. Jednocześnie tłumaczy to występowanie największych prędkości, tak lokalnych (w danym punkcie obszaru wlotu) jak i średnich (w danej części trójstopniowego podziału). W górnej części wlotu lokalna prędkość względna osiąga wartość ok.  $w = 28$  m/s, natomiast średnia wynosi ok.  $w = 25$  m/s. W obszarach środkowym i dolnym średnie prędkości wynoszą odpowiednio  $w = 13$  m/s i  $w = 3,5$  m/s.



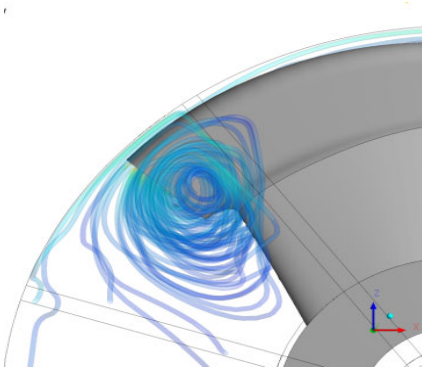
Rys. 4. Pole ciśnień na wlocie do czepaka modelu cz. I



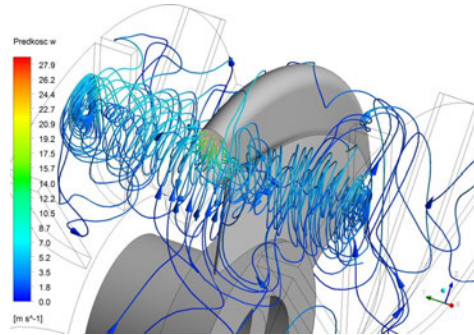
Rys. 5. Pole prędkości względnej na wlocie do czepaka modelu cz. I

W literaturze przedmiotu znajduje się informacje, przedstawiające zasilanie czepaka pełnym przekrojem wlotowym [7]. W wyniku przeprowadzonych badań numerycznych okazało się, iż wlot czepaka zasilany jest w dwojaki sposób. Pierwszym jest spiralny prąd poprzeczny ulokowany w dolnej części wlotu (rys. 6) na całej szerokości bębna (rys. 7), natomiast drugim, zasługującym na większą uwagę, jest fakt występowania przepływu wstecznego cieczy w środkowej i dolnej części wlotu (pole B, C, rys. 8÷9).

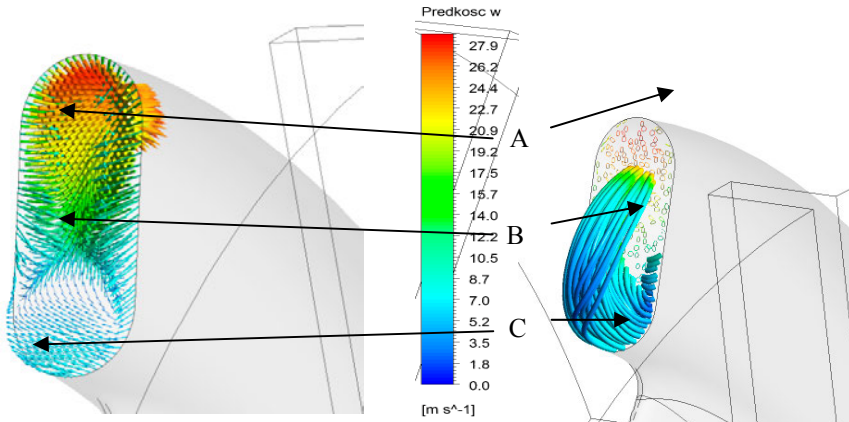
Powstawanie prądu powrotnego przypisuje się bardzo szerokiemu zróżnicowaniu ciśnienia i prędkości w przekroju wlotowym czepaka. Ciecz górną częścią wlotu (A, rys. 4, 8 i 9) wpływa do kanału wewnętrznego czepaka, następnie pewna jej ilość zmienia kierunek i przepływa do środkowej oraz dolnej części wlotu (B, C, rys. 9), po czym ponownie wpływa do przekroju A (rys. 9). Przy  $Q/Q_n = 1$  ciecz wpływa do kanału czepaka powierzchnią, stanowiącą ok. 58 % całości wlotu.



Rys. 6. Zaburzenia przepływu w obszarze wlotu cz.1



Rys. 7. Anomalie przepływu w obszarze wlotu cz.1



Rys. 8. Wektory prędkości na wlocie do czepaka cz.1

Rys. 9. Przepływ wsteczny w przekroju wlotowym cz.1

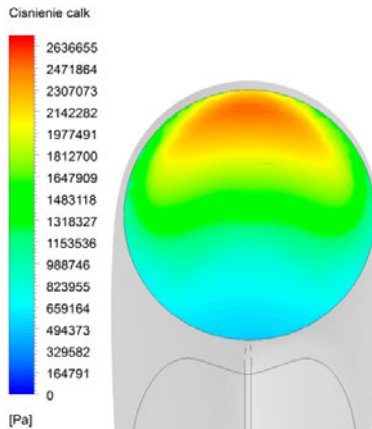
Zjawisko to jest bardzo niekorzystne, ponieważ zaburza przepływ cieczy wokół czepaka i generuje nierównomierność zasilania wlotu.

Przeprowadzone badania wykazały występowanie przepływów powrotnych w strefie wlotowej czepaka. Zjawiska te, mają istotny wpływ na parametry energetyczne pompy.

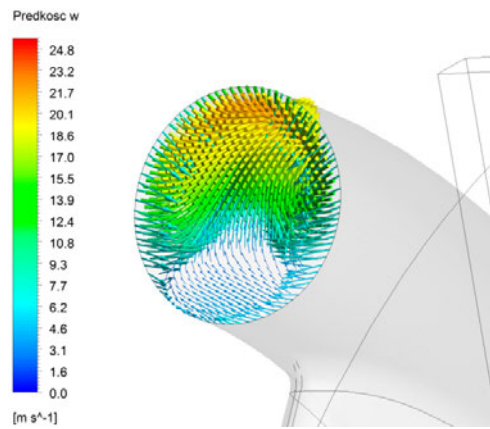
Analizując osiągnięte wyniki pola ciśnienia i prędkości można założyć, iż zmniejszenie wysokości wlotu, przy jednoczesnym zachowaniu jednakowego pola przekroju  $f_{wl}$  i szczeliny  $l_{sz}$  pomiędzy grzbietem czepaka a powierzchnią walcową bębna, spowoduje wzrost wartości średniego promienia położenia wlotu  $r_{sr}$  i w konsekwencji podwyższy średnie ciśnienie na wlocie zmniejszając powstałe anomalie przepływu.

W wyniku zmiany kształtu wlotu z owalnych na okrągłe odnotowano znany z poprzedniego modelu (cz.1) trójstopniowy podział pola ciśnienia. Średnia jego wartość w górnej części wlotu wynosi  $p_{wl} = 2,25$  MPa, natomiast w części

środkowej i dolnej odpowiednio  $p_{wl} = 1,5$  MPa oraz  $p_{wl} = 0,6$  MPa; całkowite ciśnienie uzyskane na wlocie wynosi  $p_{wl} = 1,98$  MPa (wzrost o ok. 10%). W wyniku przeprowadzonych symulacji numerycznych okazało się, że największe ciśnienia uzyskano w górnej części wlotu czepaka.



Rys. 10. Pole ciśnienia na wlocie do czepaka cz.7



Rys. 11. Wektory prędkości na wlocie do czepaka cz.7

W modelu cz. 7 największe prędkości lokalne i średnie występują w górnej strefie czepaka i wynoszą:  $w = 25$  m/s oraz  $w = 23$  m/s. W środkowej i dolnej części uśrednione prędkości są znacznie mniejsze i wynoszą:  $w = 14$  m/s oraz  $w = 2,1$  m/s.

W tym przypadku również występują prądy powrotne i anomalie przepływu cieczy w strefie wlotu, rys. 11, jednakże dolna, źle pracująca część wlotu stanowi tylko 27% całkowitego przekroju, względem 42%, jak miało to miejsce w modelu odniesienia.

## 4. Wnioski

- Wraz ze zmniejszaniem wysokości ( $h'_{max}/b'_{max}$ ) czepaka dla rozpatrywanego zakresu  $Q/Q_n$ , przy jednocześnie stałym polu wlotowym i stałej wartości szczeliny pomiędzy grzbietem czepaka, a powierzchnią walcową bębna, wzrasta wysokość podnoszenia pompy. Powodem tego jest umieszczenie większej części wlotu na większym promieniu średnim.
- Najlepszym kształtem wlotu z rodziny czepaków owalno-kołowych jest wlot okrągły (cz. 7, przyrost ciśnienia o ok. 10%). Uzasadnia to, częste stosowanie wlotów kołowych przez zachodnich producentów pomp czepakowych. Natomiast najgorszym jest zastosowany wlot w jednostce modelowej (cz.1).

- Zmiana kształtu wlotu (przy stałym polu powierzchni), z owalnego na kołowy, zmniejszyła niekorzystnie pracującą dolną strefę wlotu o ok. 35 %, jednakże nie zmieniła znacząco podziału rozkładu prędkości w jego przekroju.
- Wprowadzone modyfikacje, dla wszystkich czerpaków rodziny owalno-kołowych ( $h'_{\max}/b'_{\max} = 1 \div 2,82$ ;  $h_{\max}/B = 0,094 \div 0,15$ ), nie zredukowały spiralnego prądu poprzecznego umieszczonego prostopadle do ścian bocznych czerpaka, nieco poniżej wlotu (rys. 9 i 12).

#### LITERATURA

- [1] GÜLICH J. F., Centrifugal pumps, Berlin, Heidelberg: Springer, 2008.
- [2] LORENZ W., Modelowanie elementów odprowadzenia cieczy pompy czerpakowej, Wrocław, Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Rozprawa doktorska, 2011.
- [3] LORENZ W, PLUTECKI J, Wpływ kształtu wlotu czerpaka na wysokość podnoszenia pompy z wirującym bębniem, Górnictwo Odkrywkowe, Nr 4(35)/2010, 33-39.
- [4] SNASSKIJ K., Novye nasosy dla małych podań i wysokich naporov, Moskva, Mašinostrojenie, 1973
- [5] WILCOX C. David, Turbulence Modeling for CFD, DCW Industries Inc, California, 1994.

# **IX. WYKORZYSTANIE METOD PROBABILISTYCZNYCH DO RACJONALIZACJI GOSPODARKI REMONTOWEJ BLOKÓW ENERGETYCZNYCH**

Andrzej Oziemski

Instytut Elektroenergetyki, Politechnika Łódzka

W rozdziale przedstawiono wyniki analizy niezawodności bloków energetycznych 370 MW opalanych węglem brunatnym zainstalowanych w Elektrowni Bełchatów (Polska). W badaniach zastosowano metodę histogramu wykorzystując określoną liczbę obserwacji. Badanie obejmuje analizę rozkładów prawdopodobieństwa czasów pracy i czasów napraw dla głównych elementów zespołu napędowego. Empiryczne funkcje rozkładu zostały zidentyfikowane i oszacowano ich parametry. Ostateczna prognoza obejmuje oczekiwany czas działania, awarie, średni czas naprawy i przewidywany roczny czas trwania awarii.

## **1. Wstęp**

Współczesny przemysł, oparty na złożonych procesach technologicznych, stawia wysokie wymagania odnośnie jakości i ciągłości dostaw energii elektrycznej. Spełnienie tych wymagań utrudnia wielka złożoność systemów elektroenergetycznych (SEE), a także koncentracja mocy wytwórczych w elektrowniach. Systematycznie rosnąca jednostkowa moc budowanych bloków energetycznych zwiększa ponadto prawdopodobieństwo awaryjnego wyłączenia większych wartości mocy szczytowych, a więc i większych ograniczeń w dostawie energii elektrycznej do odbiorców.

Wielkie awarie systemowe (tzw. black'outy) jakie zaistniały w ostatnich latach w USA, Wielkiej Brytanii i we Włoszech potwierdziły wagę niezawodności SEE. Okazało się, że pozbawienie zasilania w energię elektryczną w całym nowoczesnym technologicznie SEE jest realne i może zaistnieć w każdym kraju. Wobec powyższego nadrzędnym zadaniem każdego SEE powinno być za-

pewnienie wszystkim odbiorcom ciągłości dostaw energii elektrycznej o odpowiedniej jakości i przy możliwie najniższych kosztach jej wytwarzania.

Z praktyki eksploatacyjnej wynika, że awaryjność podstawowych elementów bloków energetycznych jest wielokrotnie większa niż pozostałych elementów SEE (tzn. linii, transformatorów, urządzeń rozdzielczych, układów zabezpieczeń i automatyki itd.). Zużywanie się poszczególnych elementów i konieczność prowadzenia częstych i licznych prac konserwacyjnych urządzeń powodują, że bloki energetyczne muszą być poddawane okresowo remontom i przeglądom planowym. Skutki gospodarcze odstawień bloków do remontów zależą głównie od długości cykli międzyremontowych, czasu trwania poszczególnych remontów oraz terminów rozpoczynania ich realizacji. Bardzo ważnym zagadnieniem jest więc optymalizacja wartości tych wielkości.

Charakterystyczną cechą niezawodności bloku, wynikającą bezpośrednio ze sposobu rozłożenia i rezerwowania urządzeń pomocniczych, jest możliwość występowania w jego obrębie kilku stanów awaryjnych, tzn. blok może posiadać pełną zdolność wytwórczą, pracować z ograniczeniami mocy różnego stopnia, bądź być całkowicie wyłączony z ruchu. Świadczy to jednoznacznie, że pod względem niezawodności jest to urządzenie wielostanowe, a nie dwustanowe (stan zdatności lub uszkodzenia całkowitego), jak zdecydowana większość elementów układów przesyłu i rozdziału energii elektrycznej.

## **2. Matematyczne podstawy oceny niezawodności bloków energetycznych z wykorzystaniem metody histogramu**

Ocena niezawodności procesu wytwarzania energii elektrycznej wymaga znajomości parametrów niezawodnościowych elementów składowych bloku oraz całej jednostki, będącej z kolei elementem składowym elektrowni. Trzeba zaznaczyć, że elementy, z których zbudowane są urządzenia wytwórcze bloków, charakteryzują się dużym zróżnicowaniem pod względem trwałości. Podczas gdy jedne z nich mogą znajdować się w okresie eksploatacji charakteryzującym się maleniem wskaźnika intensywności awarii, czy też stałą jego wartością, to inne mogą już wkraczać w okres starzenia objawiającego się jego wyraźnym wzrostem. Skomplikowane konstrukcyjnie urządzenia energetyczne podlegają bowiem intensywnym procesom starzeniowym (tj. erozja metalu, wilgoć, ciśnienia i temperatury mediów technologicznych), w różnym stopniu oddziaływującym na ich elementy.

Stosowane na ogół analityczne metody oceny niezawodności bloków oparte na procesach Markowa, w których parametry niezawodnościowe dla całej jednostki określa się na podstawie znajomości parametrów niezawodnościowych znaczących układów i elementów bloku, posiadają jeden istotny mankament,



jakim jest brak wystarczająco licznej populacji analizowanych zdarzeń dla większości rozpatrywanych elementów. Dla bloków energetycznych występują ponadto bardzo często przypadki parametrycznych uszkodzeń elementów, które mogą powodować ich wyłączenia lub – w zależności od decyzji personelu ruchu obserwującego rozwój awarii oraz aktualną sytuację w SEE – mogą one pozostawać przez ograniczony czas w stanie pracy.

Od początku eksploatacji elektrowni „Bełchatów” w Instytucie Elektroenergetyki Politechniki Łódzkiej prowadzone są badania nad niezawodnością zainstalowanych w niej bloków 370 MW. Zasadniczym celem tych badań jest określenie wiarygodnych wartości podstawowych wskaźników niezawodnościowych dla głównych urządzeń bloków oraz ich szczególnie awaryjnych elementów (dotyczy to zwłaszcza poszczególnych powierzchni ogrzewalnych kotła BB-1150).

W tym celu szczegółowej weryfikacji poddawane są gromadzone systematycznie zbiory danych statystycznych, pod kątem eliminacji z nich przypadków niewykazujących cech losowych (tzn. podlegających aktywnemu oddziaływaniu personelu ruchu i obsługi). Uwzględniane są także, praktykowane powszechnie w elektrowniach krajowych przypadki tzw. przekwalifikowań, polegających na rejestrowaniu części faktycznie zaistniałych awarii, jako remonty planowe lub postoje w rezerwie – na co pozwala utrzymująca się od kilku lat nadwyżka mocy zainstalowanej w Krajowym Systemie Elektroenergetycznym (KSE).

W oparciu o opracowany schemat niezawodnościowy bloku 370 MW i utworzoną komputerową bazę danych, obejmującą zweryfikowane populacje wszystkich zaistniałych w obrębie dwunastu bloków 370 MW elektrowni „Bełchatów” przypadków zdarzeń awaryjnych, wytypowano szczególnie awaryjne elementy kotłów, turbin, generatorów i urządzeń pomocniczych. Dla tak wybranych elementów wyznaczone zostały empiryczne rozkłady prawdopodobieństwa występowania czasów pracy i czasów awarii, uzyskane w oparciu o metodę empirycznej funkcji gęstości prawdopodobieństwa (histogramu) o założonej liczbie realizacji w klasach.

Niewątpliwą zaletą omawianej metody jest możliwość jej stosowania już dla liczby klas  $r \geq 7$ , co w połączeniu z wymaganą minimalną liczbą realizacji w poszczególnych klasach ( $n_i \geq 5$ ), odpowiada warunkowi  $n \geq 35$ , stosunkowo łatwemu do spełnienia w praktyce eksploatacyjnej.

W opracowanym przez autora module obliczeniowym do identyfikacji użytych modeli probabilistycznych występowania czasów pracy i czasów awarii urządzeń bloków 370 MW wykorzystano tok postępowania, polegający na badaniu zgodności otrzymanego rozkładu empirycznego z grupą wytypowanych rozkładów teoretycznych (tj. wykładniczym, Weibulla, normalnym i logarytm-normalnym), za pomocą statystycznych testów zgodności Pearsona i Kołmogorowa. Obliczenia wykonywane były na standardowym poziomie istotności

$\alpha = 0,05$ . W tabeli 1 zestawione zostały funkcje gęstości prawdopodobieństwa  $f(t)$ , dystrybuanty  $F(t)$  i wartości oczekiwane  $E(T)$  dla wykorzystanych teoretycznych rozkładów statystycznych.

Tabela 1. Funkcje gęstości rozkładu prawdopodobieństwa  $f(t)$ , dystrybuanty  $F(t)$  oraz wartości oczekiwanej  $E(T)$  wykorzystanych rozkładów statystycznych

Rozkład	$f(t)$	$F(t)$	$E(T)$
Wykładni- czy $\lambda > 0$	$\lambda \cdot \exp(-\lambda t)$	$1 - \exp(-\lambda \cdot t)$	$\frac{1}{\lambda}$
Weibulla $a > 0$ $b > 0$	$\frac{b}{a} \cdot \left(\frac{t}{a}\right)^{b-1} \cdot \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right]$	$1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right]$	$a \cdot \Gamma\left(\frac{1}{b} + 1\right)$
Normalny $m \geq 0$ $\sigma > 0$	$\frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \exp\left[-\frac{(t-m)^2}{2 \cdot \sigma^2}\right]$	$0,5 + \Phi\left(\frac{t-m}{\sigma}\right)$	$m$
Logarytmo- normalny $m > 0$ $\sigma > 0$	$\frac{\lg e}{t \cdot \sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \exp\left[-\frac{(\lg t - m)^2}{2 \cdot \sigma^2}\right]$	$0,5 + \Phi\left(\frac{\lg t - m}{\sigma}\right)$	$\exp\left[\frac{m}{\lg e} + \frac{\sigma^2}{2 \cdot (\lg e)^2}\right]$

Objaśnienia:  $\Gamma$  – funkcja gamma,  $\Phi$  – funkcja Laplace’a

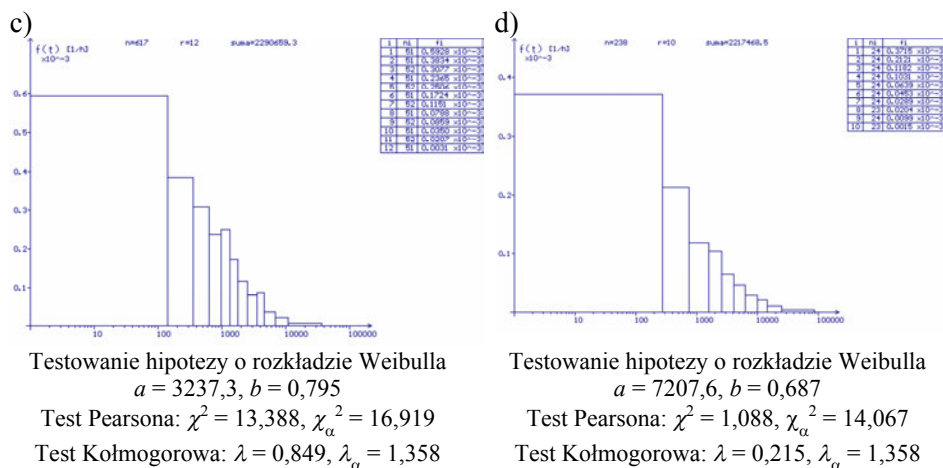
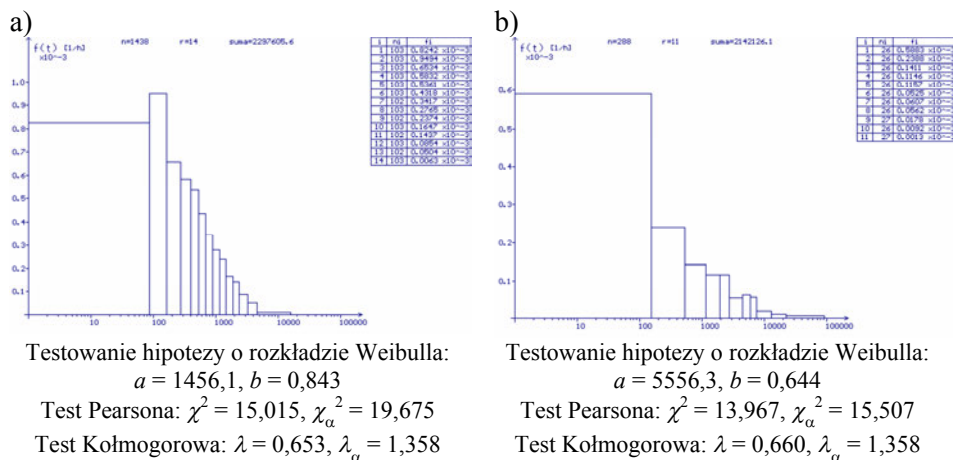
### 3. Histogramy czasów pracy i czasów awarii bloków 370 MW ich głównych urządzeń oraz wybranych elementów kotła BB-1150

W przeprowadzonych badaniach niezawodnościowych bloków 370 MW elektrowni „Bełchatów” wykorzystano koncepcję bloku reprezentatywnego. Takie postępowanie jest uzasadnione jednorodnością konstrukcyjną wszystkich dwunastu bloków elektrowni oraz faktem ich pracy w zbliżonych warunkach eksploatacyjnych. Dzięki temu możliwe było ustalenie odpowiedniej liczby populacji przypadków zdarzeń awaryjnych nie tylko dla całego bloku, ale także jego głównych urządzeń (tzn. kotła, turbiny, generatora itd.) oraz najbardziej awaryjnych elementów kotła.

Przy ustalaniu powyższych populacji pominięto przypadki awarii zaistniałych w początkowym okresie eksploatacji poszczególnych bloków (tzn. pominięto pierwsze trzy lata pracy bloku nr 1, pierwsze dwa lata pracy bloku nr 2

oraz pierwszy rok pracy każdego z pozostałych bloków), gdyż uznano, że awarie te wynikały w głównej mierze z uchybień projektowych i konstrukcyjnych oraz błędów montażowych urządzeń, czyli przyczyn charakterystycznych dla tzw. okresu oswojania bloków.

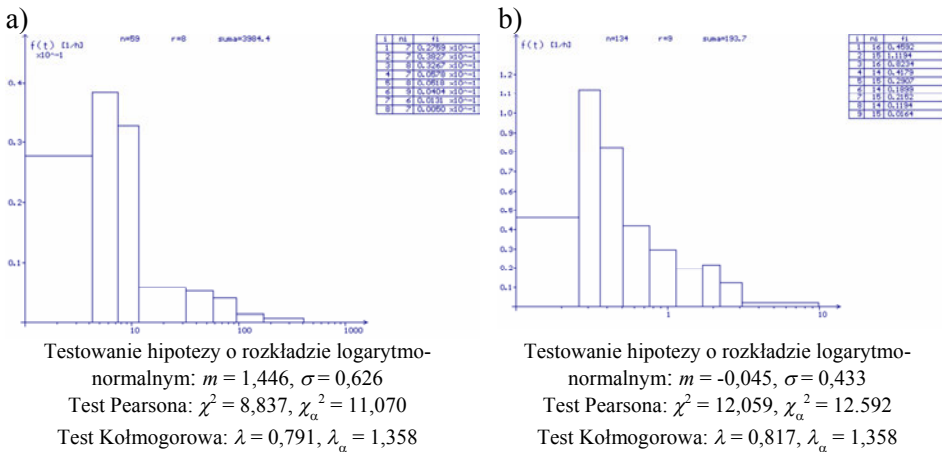
Badane rozkłady czasów pracy zidentyfikowane zostały jako rozkłady Weibulla z parametrem  $b < 1$  (rys. 1).



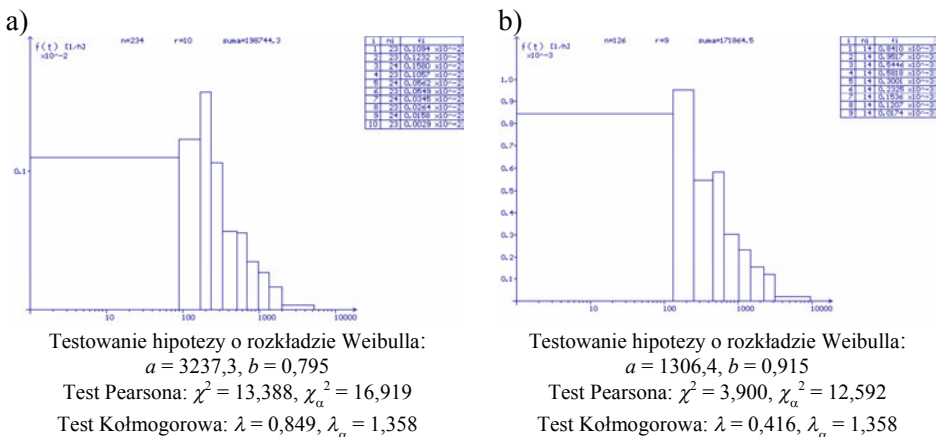
Rys. 1. Funkcje gęstości prawdopodobieństwa czasów międzyawaryjnych zidentyfikowane jako rozkłady Weibulla: a) kocioł BB-1150, b) turbina 18K360, c) parownik, d) przegrzewacz konwekcyjny PIB

W stanach awaryjnych stwierdzono natomiast silną zależność czasu likwidacji uszkodzenia (w obrębie tego samego urządzenia) od przyczyny jego powstania. Ustalono, że średnie czasy awarii wynikających z trwałego uszkodzenia danego urządzenia są wyraźnie dłuższe od wartości czasów awarii wyzna-

czonych łącznie dla pozostałych przyczyn wyłączeń (wynikających przede wszystkim z zakłóceń w pracy aparatury kontrolno-pomiarowej i automatyki oraz układów zabezpieczeń i blokad technologicznych, a także błędów personelu eksploatacyjnego). Przykładowe wartości tych czasów wynoszą odpowiednio: dla kotła 40,7 h i 1,78 h, dla turbiny – 61,5 h i 1,25 h, dla generatora – 84,0 h i 1,47 h, dla układu pompy wody zasilającej – 52,0 h i 1,91 h. Wniosko- wać stąd należy o przynależności czasów awarii do dwóch statystycznie róż- nych populacji i wynikającej stąd celowości odrębnego badania ich rozkładów. Ogólnie można jednak stwierdzić, że rozkłady czasów awarii są rozkładami logarytmo-normalnymi (rys. 2).



Rys. 2. Funkcje gęstości prawdopodobieństwa czasów awaryjnych zidentyfikowane jako rozkłady logarytmo-normalne: a) generator GTHW-370 (awarie trwałe), b) generator GTHW-370 (awarie pozostałe)



Rys. 3. Funkcje gęstości prawdopodobieństwa czasów międzyawaryjnych zidentyfikowane jako rozkłady Weibulla: a) blok nr 1, b) blok nr 12

Dla kotła i jego poszczególnych powierzchni ogrzewalnych rozkłady prawdopodobieństwa występowania czasów awarii trwałych mają dość złożoną postać. Cechą charakterystyczną tych rozkładów jest występowanie dwóch przedziałów czasowych o wysokim prawdopodobieństwie ich zaistnienia. Pierwszą grupę stanowią awarie o czasach trwania ok. (20÷30) h, natomiast drugą awarie o czasach rzędu (40÷60) h. Przynależność do pierwszej lub drugiej grupy awarii związana jest z zakresem występujących w praktyce nieszczelności kotła. Można zatem postawić hipotezę, że awarie o innych czasach trwania zaistniałe w obrębie kotła nie mają bezpośredniego związku z uszkodzeniami powierzchni ogrzewalnych, bądź też zachodzą wówczas procesy superpozycji uszkodzeń kilku jego elementów. Wyznaczone zostały również empiryczne rozkłady czasów pracy (rys. 3) i czasów awarii dla poszczególnych bloków elektrowni „Bełchatów”.

#### 4. Ocena parametrów niezawodnościowych bloków 370 MW i ich głównych urządzeń

W wyniku estymacji parametrów zidentyfikowanych empirycznych rozkładów prawdopodobieństwa występowania czasów pracy i czasów awarii rozpatrywanych urządzeń bloku 370 MW, wyznaczono dla nich podstawowe niezawodnościowe wskaźniki eksploatacyjne, tj.: oczekiwaną intensywność awarii, oczekiwany średni czas wyłączenia, oczekiwany łączny czas wyłączeń w ciągu roku i oczekiwany czas pracy bezawaryjnej. W tabeli 2 zestawiono uzyskane wyniki dla reprezentatywnego bloku 370 MW i jego głównych urządzeń.

Tabela 2. Wskaźniki niezawodnościowe dla podstawowych urządzeń bloku 370 MW

Miejsce awarii	Oczekiwana intensywność awarii, [1/a]	Średni czas wyłączenia, [h]	Łączny czas wyłączeń, [h/a]	Średni czas pomiędzy awariami, [h]
Kocioł	4,12	37,9	156,0	1590
Turbina	0,86	13,3	11,4	7670
Generator	0,66	25,2	16,7	9870
Układ pomp wody zasilającej	0,32	11,77	3,79	20350
Układ pomp wody chłodzącej	0,18	9,28	1,66	36660
Grupa wyłączeń innych	0,55	8,63	4,78	11840
Blok energetyczny	5,99	30,9	185,2	1090

Natomiast w tabeli 3 dla wybranych powierzchni ogrzewalnych kotła BB-1150 – tzn. dla podgrzewacza wody, parownika, rur wieszakowych we-

wewnętrznych P1A, przegrzewacza konwekcyjnego P1B, przegrzewacza wylotowego PIV, przegrzewaczy wtórnych M1 i M2 oraz dla wszystkich przegrzewaczy traktowanych łącznie.

Tabela 3. Wskaźniki niezawodnościowe dla najbardziej zawodnych elementów kotła BB-1150

Miejsce awarii	Oczekiwana intensywność awarii, [1/a]	Średni czas wyłączenia, [h]	Łączny czas wyłączeń, [h/a]	Średni czas pomiędzy awariami, [h]
Podgrzewacz wody	0,53	37,5	19,7	12500
Parownik	1,78	41,1	73,2	3680
Rury wieszakowe wewnętrzne P1A	0,41	40,5	16,7	15920
Przegrzewacz konwekcyjny P1B	0,71	44,0	31,1	9290
Przegrzewacz wylotowy PIV	0,26	50,7	13,1	25450
Przegrzewacze wtórny wlotowy M1	0,38	39,8	15,0	17400
Przegrzewacze wtórny wylotowy M2	0,20	44,7	9,0	32630
Przegrzewacze (łącznie)	1,62	43,2	69,8	4060

W tabeli 4 zamieszczono z kolei wartości oczekiwane parametrów niezawodnościowych dla poszczególnych bloków elektrowni.

Uzyskane wyniki badań dowodzą, że decydujący wpływ na dyspozycyjność czasową elektrowni „Bełchatów” ma awaryjność kotłów BB-1150, które stanowią tzw. słabe ogniwa niezawodnościowe układów technologicznych bloków 370 MW. Dlatego celowym jest, aby w obrębie kotła poszukiwać możliwości zmniejszenia liczby wyłączeń, przede wszystkim poprzez odpowiednie sterowanie gospodarką remontową, co w konsekwencji powinno doprowadzić do wzrostu trwałości eksploatacyjnej jego najbardziej zawodnych elementów. Wykazano ponadto, że najbardziej awaryjnym elementem w układzie technologicznym bloku 370 MW jest parownik. Średni czas trwania awarii wynosi dla niego ok. 41 h, co przy przewidywanej liczbie awarii w ciągu roku 1,78 daje łączny czas trwania wyłączeń awaryjnych ok. 73 h. Przewidywany czas międzyawaryjny jest dla parownika najkrótszy ze wszystkich badanych elementów kotła i wynosi tylko ok. 3680 h.

Tabela 4. Wskaźniki niezawodnościowe dla poszczególnych bloków elektrowni „Bełchatów”

Miejsce awarii	Oczekiwana intensywność awarii, [1/a]	Średni czas wyłączenia, [h]	Łączny czas wyłączeń w ciągu roku, [h/a]	Średni czas pomiędzy awariami, [h]
Blok nr 1	7,78	30,5	236,9	840
Blok nr 2	7,87	29,4	224,4	830
Blok nr 3	4,65	31,6	146,9	1410
Blok nr 4	5,54	30,0	166,1	1180
Blok nr 5	6,38	29,6	188,7	1030
Blok nr 6	5,85	28,4	166,3	1120
Blok nr 7	6,65	33,7	224,4	990
Blok nr 8	6,35	28,1	178,6	1030
Blok nr 9	5,24	30,2	158,0	1250
Blok nr 10	5,21	23,8	123,8	1260
Blok nr 11	4,32	28,4	122,7	1520
Blok nr 12	4,82	33,0	158,8	1360

Projekt został sfinansowany ze środków Narodowego Centrum Nauki.

#### LITERATURA

- [1] OZIEMSKI A., SIKORA R., Modelowanie niezawodności bloków 370 MW zainstalowanych w BOT Elektrownia Bełchatów. Wiadomości Elektrotechniczne 2006, nr 12, 34-38.
- [2] KECECIOGLU D., Reliability Engineering Handbook, DEStech Publ., 2002.





# X. ROZWÓJ PĘKNIĘĆ W RURACH W WARUNKACH PEŁZANIA

Andrzej Rusin, Michał Bieniek

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, Politechnika Śląska

Elementy ciśnieniowe bloków energetycznych pracujące z czynnikiem o wysokich parametrach narażone są na szereg procesów zużycia, a występowanie pęknięć w ściankach takich elementów znacznie ogranicza ich trwałość. W pracy przedstawiono metodę oceny tempa propagacji pęknięcia w elementach ciśnieniowych pracujących w warunkach pełzania. Uwzględniono losowy charakter niektórych zmiennych mających wpływ na rozwój pęknięcia. Zastosowanie opracowanej metody oceny rozwoju pęknięcia przedstawiono na przykładzie oceny trwałości rurociągu parowego wykonanego ze stali P91.

## 1. Wstęp

Elementy kotłów i rurociągi pracujące powyżej temperatury granicznej tj. rury i komory zbiorcze przegrzewaczy pary, rurociągi pary świeżej i wtórnie przegrzanej oraz schładzacz pary narażone są na zużycie spowodowane głównie przez dwa procesy: pełzanie oraz zmęczenie. W momencie, gdy w ściance elementu pojawi się pęknięcie trwałość elementu znacznie spada. Problem niszczenia wspomnianych elementów bloku energetycznego jest istotnym problemem eksploatacyjnym i jest tematem szeregu analiz oraz publikacji m.in. [5,8,11,14,16,17]. Zauważono, że pęknięcia najczęściej pojawiają się w obszarach o podwyższonym poziomie naprężeń. Do najbardziej zagrożonych obszarów zaliczono kolana, trójniki, zwężki, okolice króćców komór zbiorczych oraz okolice spoin.

W pracy [17] opisane są typowe przypadki awarii elementów rurociągów, komór zbiorczych przegrzewaczy pary oraz węzownic przegrzewaczy pary wykonanych ze stali P91. Opisy awarii podzielono na trzy grupy, ze względu na przyczynę ich wystąpienia.

Główną przyczyną pierwszej grupy awarii jest proces pęknięcia pełzaniowego. Cechą charakterystyczną opisywanych pęknięć jest ich lokalizacja w strefie wpływu ciepła w obszarze występowania dużych ziaren. Powstawanie tych pęknięć jest spowodowane przede wszystkim przez charakterystyczne dla stali

9Cr obniżenie właściwości mechanicznych złączy spawanych (nawet do 50%) względem właściwości materiału rodzimego. Opisano dziewięć przypadków awarii. Pierwsze trzy awarie miały miejsce w USA w trzech podobnych układach gazowo-parowych, gdzie po około rocznej eksploatacji pojawiło się pęknięcie złącza spawanego na 2/3 obwodu spoiny pomiędzy głównym rurociągim parowym (wykonanym ze stali P91) a zaworem odcinającym. Znaczne skrócenie czasu eksploatacji było spowodowane dodatkowo występowaniem nadmiernych naprężeń wywołanym nieprawidłowym ustawieniem zamocowań oraz sposobem eksploatacji zakładającym częste uruchomienia układu.

Kolejne sześć przypadków awarii miało miejsce w jednej z brytyjskich elektrowni. Cztery przypadki dotyczyły pęknięć spoin łączących zwężki z rurami przegrzewacza pary. Pierwsza awaria miała miejsce po około 20000 h eksploatacji, a kolejne dwa przypadki dotyczyły pęknięć spoin pomiędzy pokrywą a płaszczem komory zbiorczej przegrzewacza pary po 36000 h eksploatacji. Ponadto podczas remontu kotła znaleziono ponad 100 uszkodzonych spoin króćców komory wylotowej przegrzewacza pary świeżej. Elementy miały przepracowane 58000 h.

Drugą przyczynę awarii jest pęknięcie spowodowane zarówno pelzaniem jak i zmęczeniem. Przykładem jest pojawienie się pęknięć w mostkach pomiędzy otworami w komorze zbiorczej przegrzewacza pary.

Ostatnia grupa awarii dotyczy przede wszystkim elementów cienkościennych i jest spowodowana przegrzaniem na skutek osadzania się warstewek tlenkowych wewnątrz rur. Podobny przypadek został opisany również w [11].

Opisane przypadki pęknięć i zniszczenia elementów ciśnieniowych wskazują, że zasadniczymi działaniami pozwalającymi uniknąć tego typu awarii jest wczesne wykrycie nieciągłości w materiale oraz wiarygodna ocena zachowania się takiej nieciągłości.

W kolejnych punktach rozdziału opisano sposób szacowania tempa propagacji pęknięć i innych nieciągłości, które mogą znajdować się w elemencie ciśnieniowym pracującym z czynnikiem o wysokich parametrach tzn. pracującym w warunkach pelzania.

W opracowanym modelu przyjęto, że niektóre stałe równań opisujących zjawisko propagacji mają charakter wielkości losowych.

## 2. Algorytm wyznaczania propagacji pęknięcia pelzaniowego

Do opisu propagacji szczelin spowodowanej pelzaniem wykorzystuje się zależność [4]:

$$\frac{da}{dt} = C_2 (C^*)^q, \quad (1)$$

gdzie  $C_2$  i  $q$  – to stałe materiałowe, a parametr  $C^*$  to szybkość zmiany całki  $J$ , który określa szybkość zmiany energii w obrębie pęknięcia [15]. W praktyce inżynierskiej do estymacji wartości  $C^*$  wygodna jest zależność zaproponowana m.in. w [1,2,4,7,12]

$$C^* = \sigma_{\text{ref}} \dot{\varepsilon}_{\text{ref}} \left( \frac{K_I}{\sigma_{\text{ref}}} \right)^2. \quad (2)$$

gdzie:

$K_I$  – współczynnik intensywności naprężeń,

$\sigma_{\text{ref}}$  – naprężenia odniesienia,

$\dot{\varepsilon}_{\text{ref}}$  – szybkość odkształcenia pełzaniowego, którą można wyznaczyć korzystając z równania Nortona:

$$\dot{\varepsilon}_{\text{ref}} = C_1 (\sigma_{\text{ref}})^m, \quad (3)$$

gdzie:  $C_1$ ,  $m$  – stałe.

Naprężenia odniesienia można wyznaczać w dwojaki sposób. Norma [4] zaleca wyznaczanie  $\sigma_{\text{ref}}$  w oparciu o linearyzację naprężeń. Podane są przy tym zależności do wyznaczania naprężeń odniesienia dla wielu postaci geometrycznych elementów oraz szczelin. W drugiej metodzie, zalecanej przez [3], wykorzystuje się metodę obciążeń granicznych opartą na zależności:

$$\sigma_{\text{ref}} = \frac{LR_e}{L_L}, \quad (4)$$

gdzie:

$L$  – ogólnie pojęte obciążenie działające na element (np. siła, moment, ciśnienie czynnika),

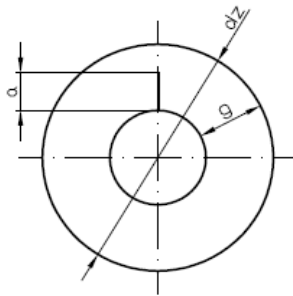
$L_L$  – ogólnie pojęte obciążenie graniczne powodujące uplastycznienie elementu,

$R_e$  – granica plastyczności.

W [3,10] zebrane jest szereg zależności służących do wyznaczania stosunku  $\frac{L_L}{R_e}$  dla różnych elementów i różnych defektów. W przypadku elementów o złożonym kształcie do wyznaczania obciążenia granicznego  $L_L$  można wykorzystywać modelowanie numeryczne [9]. Przeprowadza się wtedy szereg analiz dla różnych poziomów obciążenia, poszukując obciążenia, które spowoduje uplastycznienie określonego obszaru materiału. W przypadku rozwiązania lokalnego, uplastycznienie występuje jedynie w tzw. wiązaniu. W rozwiązaniu globalnym wymagane jest uplastycznienie całego elementu. W tego typu obliczeniach wykorzystuje się sprężysto-idealnie plastyczny model materiału.

### 3. Ocena osiowego pęknięcia rury w oparciu o metody probabilistyczne

Obiektem analizy jest rura wykonana ze stali P91 zawierająca wewnętrzne, osiowo zorientowane pęknięcie (rys. 1), zlokalizowane w strefie wpływu ciepła. Wartości średnie oraz odchylenia standardowe wymiarów geometrycznych, obciążeń, właściwości materiału oraz współczynników występujących w równaniu Nortona (3) oraz w równaniu propagacji pęknięcia pełzaniowego (1) zestawiono w tabelach 1, 2 i 3. Wartości odchylenia standardowego stałych materiałowych przyjmowano na podstawie [13], a wartości odchyłeń standardowych wymiarów geometrycznych na podstawie dokładności stosowanych przyrządów pomiarowych.



Rys. 1. Analizowana wada

Stałe  $C_1$  i  $m$  pozwalają na wyznaczanie szybkości odkształcenia pełzaniowego w 1/h jeżeli naprężenia do równania Nortona (3) wprowadza się w MPa, a wartości stałych  $C_2$  i  $q$  przystosowane są do wyznaczania szybkości wzrostu pęknięcia wyrażonego w mm/h jeżeli wartość parametru  $C^*$  występującego w równaniu propagacji (1) będzie wyrażona w N/(mm h).

Tabela 1. Wymiary geometryczne oraz obciążenie elementu

	Średnica zewnętrzna $d_z$ [mm]	Grubość ścianki $g$ [mm]	Początkowa głębokość wady $a_0$ [mm]	Ciśnienie wewnętrzne $p$ [MPa]
Wartość średnia	457	45	2	18,4
Odchylenie standardowe	0,2	0,2	0,2	0,2

Tabela 2. Stałe materiałowe zdeterminowane [6]

$R_e$ [MPa]	$R_m$ [MPa]	$E$ [GPa]	$m$	$q$
320	333	155	14,35	0,7467

Tabela 3. Stałe materiałowe losowe [6]

	$C_1$	$C_2$	$K_{Ic}$ [MPa m <sup>0.5</sup> ]
Wartość średnia	$7,16 \cdot 10^{-35}$	0,0578	100
Odchylenie standardowe	$0,86 \cdot 10^{-35}$	0,0170	10

Modelowanie propagacji pęknięcia przeprowadzono w środowisku Ansys wykorzystując język APDL. Występujący w zależności (2) współczynnik intensywności naprężeń wyznaczano za pomocą metody „interaction integral method”, t.j. obliczania parametru pęknięcia na zadanych konturach. Do wyznaczania naprężeń odniesienia stosowano zależność (4) wykorzystując do wyznaczania stosunku  $\frac{p_L}{R_e}$  zależność wyprowadzoną za pomocą symulacji numerycznych zaproponowaną w [10]:

$$\frac{p_L}{R_e} = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{r_w + a}{r^*} \ln\left(\frac{r_z}{r_w + a}\right) + \left[ \sqrt{\left(1 + \frac{a}{r^*}\right) + 0,5\left(\frac{a}{r^*}\right)^2} - \left(1 + \frac{a}{2r^*}\right) \right], \quad (5)$$

gdzie:

$p_L$  - ciśnienie graniczne,

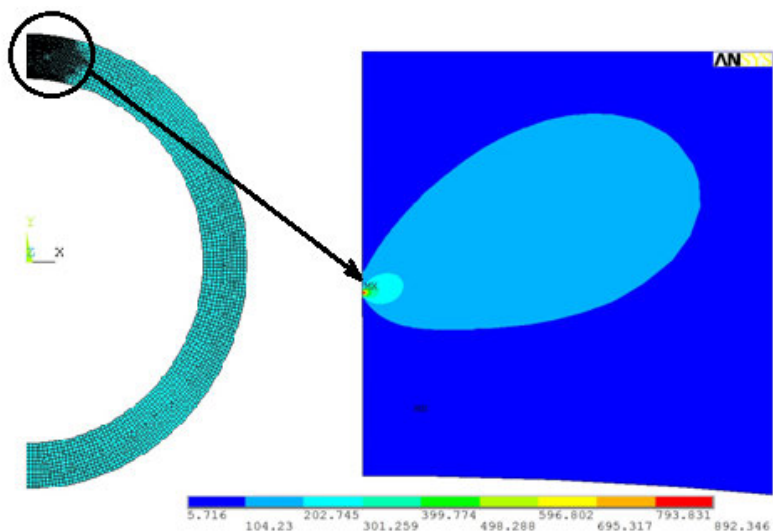
$r^* = r_w$  - dla powierzchni szczeliny nie obciążonej ciśnieniem,

$r^* = r_w + 0,5a$  - dla powierzchni szczeliny obciążonej ciśnieniem.

W obliczeniach uwzględniano obciążenie powierzchni pęknięcia ciśnieniem. Ze względu na symetrię zagadnienia modelowano jedynie połowę przekroju rury. Założono płaski stan odkształcenia. Model numeryczny był zbudowany z ośmiowęzłowych elementów czworokątnych. Dążono aby w okolicy wierzchołka pęknięcia siatka była złożona z elementów regularnych.

Pojedynczy krok analizy składał się z dwóch etapów: obliczeń metodą elementów skończonych współczynnika intensywności naprężeń oraz wyznaczeniu kolejnych wielkości występujących w równaniu (2), a następnie rozwiązaniu równania (1). Na rysunkach 2 przedstawiono przykładową siatkę dyskretyzacji oraz rozkład naprężeń zredukowanych w okolicy wady.

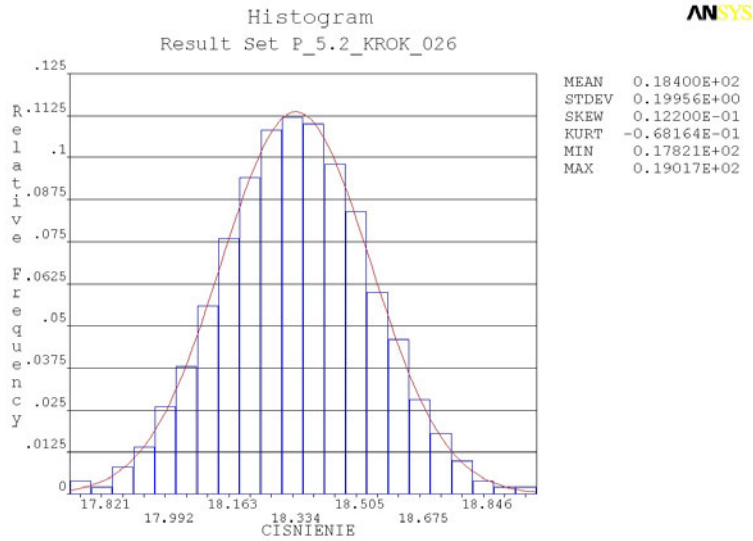
Wstępne obliczenia przeprowadzono nie uwzględniając losowego zachowania parametrów wejściowych algorytmu. Został założony stały przyrost głębokości pęknięcia w pojedynczym kroku obliczeniowym wynoszący  $\Delta a = 0,1$  mm. Miało to na celu wyznaczenie długości poszczególnych kroków obliczeniowych dla potrzeb analizy probabilistycznej, pozwalających na zachowanie dokładności rozwiązania. Równanie propagacji pęknięcia (1) rozwiązywano metodą różnicową. Weryfikację metodologii obliczeń przeprowadzono za pomocą zależności współczynnika intensywności naprężeń od głębokości wady  $K_I(a)$  wyznaczonej na podstawie wartości  $K_I$  obliczonych numerycznie dla różnych głębokości wady oraz zależności (5) wykorzystując do rozwiązania równania (1) metodę Rungego-Kutty czwartego rzędu.



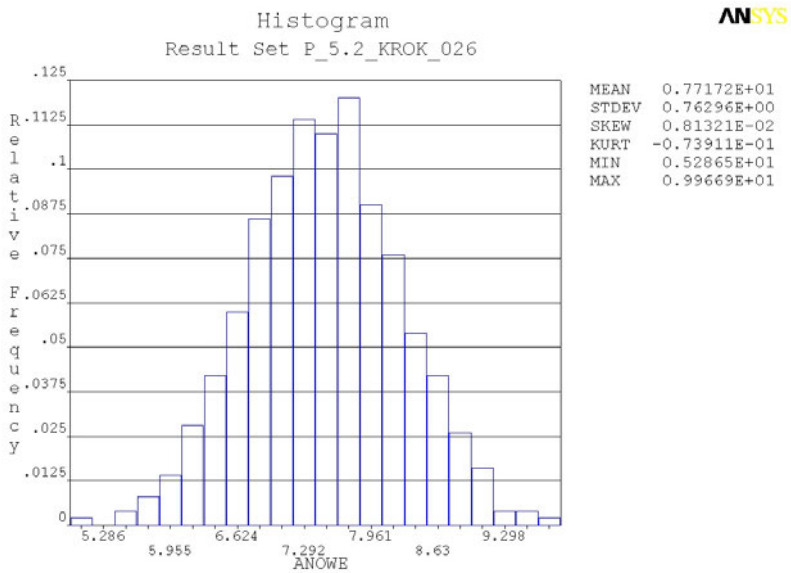
Rys. 2. Przykładowy rozkład naprężeń w pobliżu wierzchołka szczeliny

Uwzględnienie w obliczeniach losowego charakteru parametrów wejściowych do algorytmu tj. wymiarów geometrycznych, wymiarów wady, ciśnienia oraz stałych materiałowych pozwoliło wyznaczać na podstawie założonego rozrzutu tych wielkości wartość średnią oraz odchylenie standardowe głębokości wady po zadanym okresie czasu. Wartość średnią głębokości wady oraz jej odchylenie standardowe wyznaczone w danym kroku obliczeniowym przyjmowano jako dane w kolejnym kroku. Przyjęto, że wartość graniczna odchylenia standardowego wynosi 0,85 mm i uznano, że po przekroczeniu tej wartości należy przerwać proces symulacji wzrostu pęknięcia i wykonać pomiary głębokości pęknięcia. W dalszych obliczeniach zakładano, że zmierzona wartość głębokości pęknięcia jest równa średniej wartości głębokości wady wynikającej z symulacji. Wartość tą zaokrąglano do wartości wynikającej z dokładności przyrządu pomiarowego. Przyjmowano wartość odchylenia standardowego głębokości pęknięcia taką jak w pierwszym kroku obliczeniowym (tabela 1). Przyjęto, że wielkości wejściowe opisuje rozkład normalny, z tym że do opisu początkowej głębokości pęknięcia wykorzystywano obcięty rozkład normalny aby zabezpieczyć model obliczeniowy przed wprowadzeniem głębokości wady o wartości ujemnej lub większej niż grubość ścianki rury.

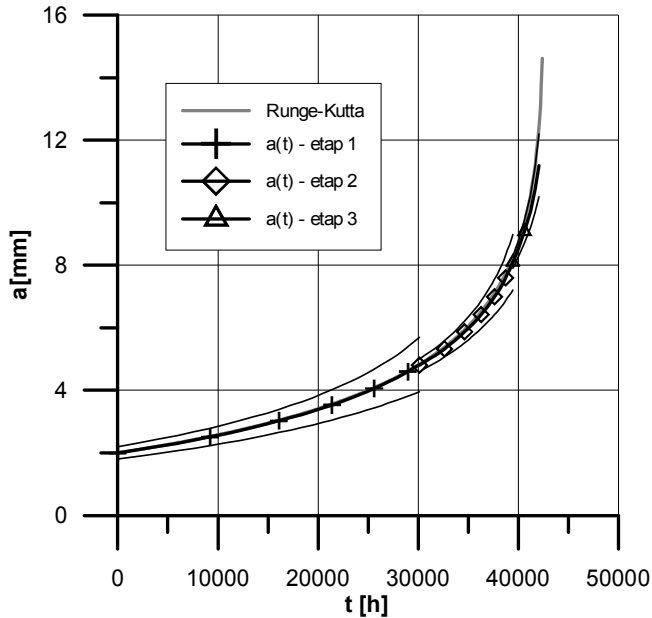
W obliczeniach probabilistycznych wykorzystywano symulację metodą Monte-Carlo. Ze względu na dużą liczbę zmiennych losowych, dla potrzeb pojedynczego kroku obliczeniowego wykonywano 500 symulacji. Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono przykładowy rozkład gęstości prawdopodobieństwa jednej z wielkości wejściowych oraz wielkości wyjściowej z algorytmu. Wyniki probabilistycznej symulacji wzrostu pęknięcia przedstawiono na rys. 5.



Rys. 3. Rozkład gęstości prawdopodobieństwa ciśnienia



Rys. 4. Rozkład gęstości prawdopodobieństwa głębokości pęknięcia po przyroście



Rys. 5. Propagacja pęknięcia z uwzględnionym odchyleniem

Ocenę zagrożenia zniszczeniem przeprowadzono za pomocą diagramu zniszczenia przedstawionego w [2,3,4,15]. Krzywa FAD na diagramie zniszczenia oddziela obszar bezpieczny od niebezpiecznego uwzględniając dwa kryteria –  $K_r$  i  $L_r$ :

$$K_r = \frac{K_I}{K_{Ic}}, \quad L_r = \frac{\sigma_{ref}}{R_e}, \quad (7)$$

gdzie:  $K_{Ic}$  – krytyczna wartość współczynnika intensywności naprężeń

Pierwsze z nich związane jest ze zjawiskiem kruchego pęknięcia, a drugie ze zniszczeniem plastycznym.

Wykorzystywano uniwersalną krzywą FAD [3,4] opisaną zależnością:

$$K_r = (1 - 0,14L_r^2) [0,3 + 0,7 \exp(-0,65L_r^6)]. \quad (8)$$

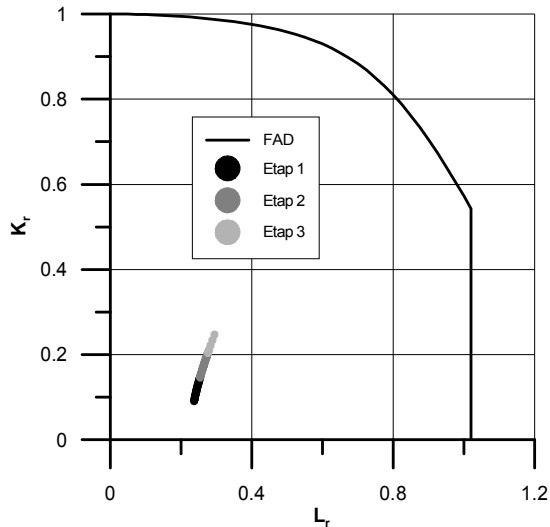
Krzywa jest ograniczona ze względu na zniszczenie plastyczne wielkością  $L_{rmax}$  i dla  $L_r > L_{rmax}$   $K_r = 0$ .  $L_{rmax}$  wyznacza się z zależności:

$$L_{rmax} = \frac{0,5(R_e + R_m)}{R_e}, \quad (9)$$

gdzie:  $R_m$  – wytrzymałość materiału na rozciąganie.



Wzrost zagrożenia zniszczeniem na diagramie zniszczenia dla poszczególnych kroków analizy zobrazowano na rysunku 6. Na rysunku 5 widać, że po przepracowaniu przez element około 40000 h (t.j. dla trzeciego etapu obliczeń) przyrost głębokości wady jest bardzo szybki pomimo tego, na diagramie zniszczenia wada ta znajduje się w obszarze bezpiecznym. Osiągnięcie przez wadę wymiarów lokujących ją w obszarze niebezpiecznym nastąpi po kilkuset godzinach eksploatacji. Z tego względu przy ocenie zagrożenia zniszczeniem należy zwracać uwagę na szybkość wzrostu głębokości pęknięcia.



Rys. 6. Położenie wady na diagramie zniszczenia

## 4. Podsumowanie

Przedstawiona metoda oceny tempa propagacji pęknięć w elementach ciśnieniowych pracujących w warunkach pełzania może być stosowana zarówno do oceny trwałości rurociągów jak i rur wymienników ciepła w kotle. Uwzględnienie w modelu niektórych stałych jako wielkości losowych pozwala uwzględnić ważny rzeczywisty aspekt tego typu analiz, w których właściwości materiałowe opisujące zachowanie się pęknięć nie mogą być wyznaczone w sposób ściśle deterministyczny.

Należy również zaznaczyć, że tego typu analizy można przeprowadzić zarówno dla elementów, w których wykryto pęknięcia lub wady ale także w odniesieniu do elementów w których takich nieciągłości nie stwierdzono. Należy wówczas założyć istnienie takiej wady o wymiarach odpowiadających czułości aparatury pomiarowej, którą wykorzystywano do badań danego elementu.

**LITERATURA**

- [1] BIGLARI F., NIKBIN K. M., GOODALL I. W., WEBSTER G. A. Determination of fracture mechanics parameters  $J$  and  $C^*$  by finite element and reference stress methods for a semi-elliptical flaw in a plate. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 2003;80:565-71.
- [2] British Energy Generation Ltd. R5: Assessment procedure for the high temperature responses of structures. British Energy Generation Ltd. UK, Issue 3; 2003.
- [3] British Energy Generation Ltd. R6: Assessment of the integrity of structures containing defects. British Energy Generation Ltd. UK, Revision 4; 2009.
- [4] BS 7910:2005 Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures.
- [5] CIECERO S., GUTIÉRREZ-SOLANA, ÁLVAREZ J.A., Structural integrity assessment of different components of a power plant, *Engineering Failure Analysis* 2007;14:301-9.
- [6] DOĞAN B., PETROVSKI B. Creep crack growth of high temperature weldments. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 2001;78:795-805.
- [7] GOODALL I. W., WEBSTER G. A., Theoretical determination of reference stress for partially penetrating flaws in plates. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 2001;78:687-95.
- [8] HERNAS A., DOBRZAŃSKI J., Trwałość i niszczenie elementów kotłów i turbin parowych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2007.
- [9] KIM YUN-JAE, SHIM DO-JUN, HUH NAM-SU, KIM YOUNG-JIN. Plastic limit pressures for cracked pipes using finite element limit analyses. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 2002;79:321-30.
- [10] LEI Y.: A review of limit load solutions for cylinder with axial cracks and development of new solutions, *International Journal of Pressure vessels and Piping* 2008;85:825-850.
- [11] NAM-HYUCK LEE, SIN KIM, BYUNG-HAK CHOE, KEE-BONG YOON, DONG-IL KWON, Failure analysis of a boiler tube in USC coal power plant, *Engineering Failure Analysis* 2009;16:2031-35.
- [12] NEIMITZ A., DZIOBA I., GRABA M., OKRAJNI J.: Ocena wytrzymałości, trwałości i bezpieczeństwa pracy elementów konstrukcyjnych zawierających defekty, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2008.
- [13] NIKBIN K.M., YATOMI M., WASMER K., WEBSTER G.A.: Probabilistic analysis of creep crack initiation and growth in pipe components. *Int J Pressure Vessels Piping* 2003;80:585-595.
- [14] NIU X.-C., GONG J.-M., JIANG Y., BAO J.-T., Creep damage prediction of the steam pipelines with high temperature and high pressure, *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 2009;86:593-98.
- [15] RUSIN A.: Awaryjność, niezawodność i ryzyko techniczne w energetyce cieplnej, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2008.
- [16] SALONEN J., AUERKARI P., LEHTINEN O., PIHKAKOSKI M., Experience on in-service damage power plant components, *Engineering Failure Analysis* 2007;14:970-77.
- [17] SHIBLI A., STARR F., Some aspects of plant and research experience In the use of New high strength martensitic steel P91, *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 2007;84:114-22.

# XI. MODELOWANIE I OPTYMALIZACJA PARAMETRÓW PRACY DUŻEJ POMPY DIAGONALNEJ

Janusz Skrzypacz

Instytut Inżynierii Lotniczej, Procesowej i Maszyn Energetycznych,  
Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wroclawska

W publikacji opisano proces modelowania przepływu w dużej pompie diagonalnej, stosowanej w chłodniach kominowych elektrowni. Przedstawiono podstawy matematyczne oraz podstawowe zasady budowy modeli numerycznych przepływu. Szczegółowo opisano proces weryfikacji wyników obliczeń oraz zaprezentowano użycie zweryfikowanego modelu numerycznego jako wirtualnego laboratorium do testowania różnych wariantów elementów hydraulicznych pompy.

## Wykaz oznaczeń

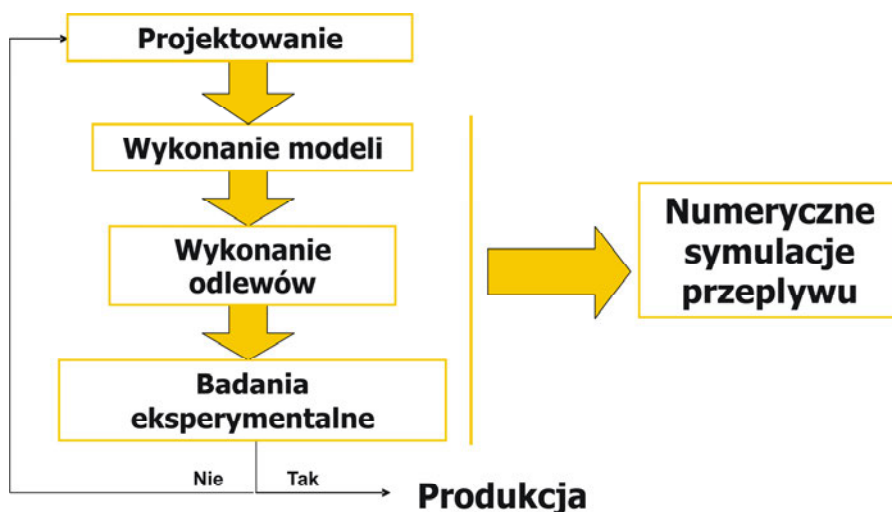
$Q$ [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]	– wydajność,
$p_{cin}$ [Pa]	– ciśnienie całkowite na wlocie modelu,
$p_{cout}$ [Pa]	– ciśnienie całkowite na wylocie,
$p_{lmin}$ [Pa]	– najniższe ciśnienia statyczne na stronie ssawnej łopatki,
$p_{in}$ [Pa]	– średnie ciśnienie statyczne na powierzchni wlotu modelu,
$M$ [Nm]	– całkowity moment na łopatkach wirnika,
$\omega$ [rad/s]	– prędkość kątowna,
$H$ [m]	– wysokość podnoszenia,
$NPSH_i$ [m]	– nadwyżka kawitacyjna,
$P_{hw}$ [W]	– moc hydrauliczna wirnika,
$P_w$ [W]	– moc na wale,
$\gamma$ [ $\text{kg}/\text{m}^3\text{s}^2$ ]	– ciężar właściwy,
$\eta$ [-]	– sprawność hydrauliczna wirnika.

## 1. Wprowadzenie

W dzisiejszym świecie trudno wyobrazić sobie życie bez pomp. Znajdują one zastosowanie niemal w każdej dziedzinie życia, poczynając od mało odpowiedzialnych konstrukcji stosowanych np w układach spryskiwaczy samochodu, po duże, kluczowe konstrukcje stosowane w np obiegach elektrowni atomowych. Pompy stały się maszynami tak powszechnymi, że konsumują niemal

30% całej energii zużywanej w przemyśle. Z tego względu niezmiernie istotne jest takie projektowanie elementów przepływowych tych maszyn, aby osiągały możliwie najwyższą sprawność, przy spełnieniu pozostałych kryteriów konstrukcyjnych (np anykawitacyjnych).

Z punktu widzenia konstrukcji mechanicznych, pompy są maszynami relatywnie prostymi, nienastręczającymi problemów konstrukcyjnych, jednak z punktu widzenia fizyki przepływu płynu, są to maszyny niezwykle skomplikowane. Często się zdarza, iż aby uzyskać spełnienie wszystkich kryteriów konstrukcyjnych na zadawalającym lub ponad przeciętnym poziomie sprawności, należy wykonać wiele iteracji procesu konstrukcji elementów przepływowych. Wzorcową ścieżkę projektową przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Wzorcową ścieżką projektową elementów przepływowych pomp wirowych

Pierwszy etap, to projektowanie z wykorzystaniem głównie wiedzy i doświadczenia konstruktora. Bazując na projekcie należy wykonać prototyp, używając dostępnych technologii. W przypadku małych elementów można wykorzystać techniki Rapid Prototyping, czyli wydruki 3D. W przypadku dużych elementów należy rozpatrzyć technologię odlewania, która wymaga wykonania niezbędnych modeli. W przypadku jednostek największych, których moce przekraczają możliwości badawcze stanowisk testowych, należy rozpatrzyć projekt i budowę pompy modelowej w odpowiedniej skali.

Mając prototyp można przetestować go na stanowisku badawczym, oceniając osiągane parametry pracy. Jeśli wyniki pomiarów są niezadawalające, konieczny jest powrót do etapu projektu i cały proces należy powtórzyć tyle razy, aż osiągnie się założony wynik. Jak widać powyższe podejście jest kosztowne, czasochłonne i nie do przyjęcia w dzisiejszej gospodarce, gdzie klient wymaga

krótkiego czasu dostawy pompy, często „szytej dla niego na miarę”. Pewnym rozwiązaniem powyższych problemów może być wykorzystanie numerycznych metod modelowania przepływu (CAD+CFD), dzięki którym można etapy: budowy prototypu oraz jego testy można przeprowadzić w wirtualnym środowisku (wirtualnym laboratorium), ograniczając czas oraz koszty.

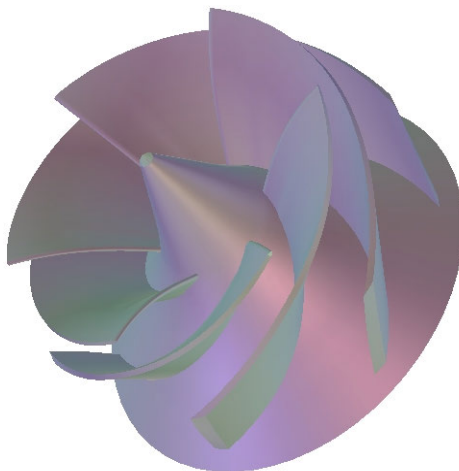
W publikacji przedstawiono proces modelowania przepływu w dużej pompie diagonalnej (moc powyżej 1,5 MW), stosowanej w chłodniach kominowych elektrowni. Zweryfikowany model numeryczny wykorzystano do optymalizacji parametrów pracy pompy z punktu widzenia własności antykawitacyjnych.

## 2. Obiekt badań

Obiekt badań stanowiła pompa diagonalna, produkowana przez jednego z polskich producentów, charakteryzująca się następującymi parametrami pracy:

- wydajność nominalna  $Q = 20000 \text{ m}^3/\text{h}$ ,
- wysokość podnoszenia  $H = 23 \text{ m}$ ,
- prędkość obrotowa  $n = 370 \text{ obr}/\text{min}$ .

Rozpatrywana pompa jest jednostką jednostopniową, pracującą w układzie pionowym. Układ przepływowy składa się z leja wlotowego z prostownicą, wirnika oraz kierownicy wylotowej. Wirnik będący przedmiotem analizy został przedstawiony na rys. 2. Jest to wirnik bez tarczy przedniej (otwarty). Średnica zewnętrzna wirnika wynosi  $d_2=1,5 \text{ m}$ . Szczegóły odnośnie pozostałych parametrów wirnika można znaleźć w [1,2].



Rys. 2. Obiekt badań – wirnik badanej pompy

### 3. Model numeryczny

#### 3.1. Podstawowe równania

Z fizykalnego punktu widzenia, ruch płynów nieściśliwych (bez wymiany ciepła) jest opisany w sposób jednoznaczny równaniami zachowania masy i pędu. Poniżej przedstawiono powyższe równania dla cieczy lepkiej [3].

- Równanie zachowania masy (równanie ciągłości)

$$\frac{\partial \bar{C}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{C}_y}{\partial y} + \frac{\partial \bar{C}_z}{\partial z} = 0. \quad (1)$$

- Równanie zachowania pędu (równanie Naviera i Stokesa)

$$\frac{d\bar{c}}{dt} = F - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta \bar{c}. \quad (2)$$

Opisując ruch płynu na poziomie turbulencji, rozwiązuje się równania zachowania masy i pędu w postaci uśrednionych równań, nazywanych równaniami Reynoldsa [3]:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{div} \bar{c} &= 0 \\ \frac{d\bar{c}}{dt} &= \bar{F} - \frac{1}{\rho} \nabla \bar{p} + \nu \Delta \bar{c} + \operatorname{div} R \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

gdzie:

$\bar{c}$ ,  $\bar{p}$ ,  $\bar{F}$  - wartości uśrednione,

$R$  – tensor naprężeń turbulentnych Reynoldsa – składowe zawierają uśrednione iloczyny fluktuacji prędkości

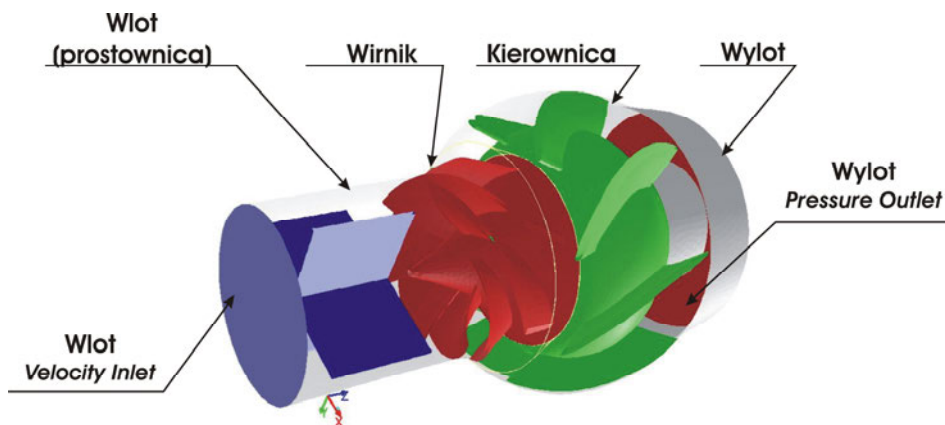
$$R = \begin{bmatrix} -\overline{\rho C_x C_x} & -\overline{\rho C_x C_y} & -\overline{\rho C_x C_z} \\ -\overline{\rho C_y C_x} & -\overline{\rho C_y C_y} & -\overline{\rho C_y C_z} \\ -\overline{\rho C_z C_x} & -\overline{\rho C_z C_y} & -\overline{\rho C_z C_z} \end{bmatrix}. \quad (4)$$

W przeciwieństwie do układu równań (1-2) układ równań Reynoldsa (3) jest nie zamknięty, gdyż sześć niezależnych składowych tensora  $R$  (4) jest nieznanymi. Ze względu na konieczność zamknięcia układu równań (3), powstały hipotezy zamykające nazywane „teoriami” bądź „modelami” turbulencji, mające charakter analogiczny do równań konstytutywnych. Modele turbulencji zostały omówione w [4].

### 3.2. Model numeryczny pompy

Model geometryczny pompy składał się z trzech elementów: prostownicy wlotowej, wirnika oraz kierownicy, odwzorowanych na bazie dokumentacji technicznej producenta. Dodatkowo, w celu stabilizacji procesu obliczeń, do modelu dodano dodatkową objętość wylotową (rys. 3).

Model zdyskretyzowano w przestrzeni 3D, generując siatkę obliczeniową bazującą na elementach typu tetra (czworościany), zagęszczonych w obszarach sąsiadujących z powierzchniami łopatek wirnika. Całkowita liczba elementów siatki wynosiła 2560 000 (rys. 4).



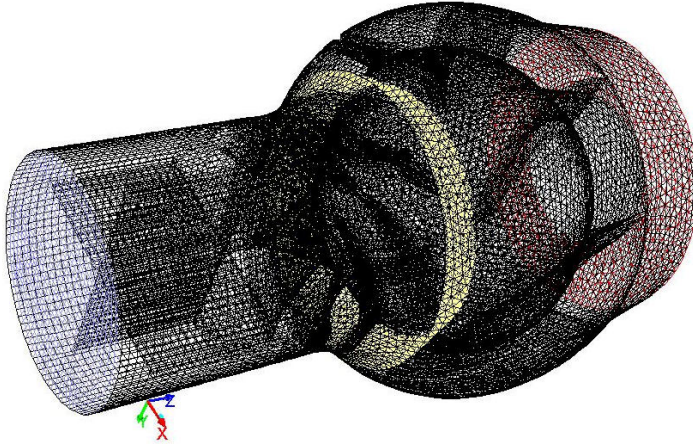
Rys. 3. Model pompy z opisem objętości składowych oraz warunków brzegowych

Obliczenia wykonano przy użyciu komercyjnego programu Ansys Fluent, bazującego na metodzie objętości skończonych. W obliczeniach zastosowano model turbulencji Realizable k-e, który zapewnia wysoką dokładność obliczeń, szczególnie w przypadku maszyn przepływowych, przy przepływach z małymi liczbami Reynoldsa [5]. Dla wszystkich równań zastosowano schematy dyskretyzacji drugiego rzędu (Second Order Discretisation Schem) oraz kryterium zbieżności  $\varepsilon=0,001$ .

Warunki brzegowe obliczeń, zdefiniowano zgodnie z rys. 3, podając:

- Przekrój wlotowy - prędkość, odpowiadającą założonej wydajności oraz intensywność turbulencji  $I=2\%$  i średnicę hydrauliczną  $= 0,5$  m.
  - Przekrój wylotowy - ciśnienie statyczne  $p=200000$  Pa.
- Wyniki opracowano zgodnie z formułami (5-9), przedstawionymi poniżej:
- Wysokość podnoszenia

$$H = \frac{P_{count} - P_{cin}}{\gamma} . \quad (5)$$



Rys. 4. Siatka obliczeniowa badanej pompy

Nadwyżka antykawitacyjna, odpowiadająca punktowi pojawienia się pierwszych pęcherzyków par. Szczegóły i założenia metody kalkulacji przedstawiono w [6]

$$NPSH_i = \frac{P_{in} - P_{lmin}}{\rho g} . \quad (6)$$

- Moc hydrauliczna pompy

$$P_{hw} = \rho g Q H . \quad (7)$$

- Moc na łopatkach

$$P_w = M \omega . \quad (8)$$

- Sprawność hydrauliczna

$$\eta = \frac{P_{hw}}{P_w} . \quad (9)$$

### 3.3. Weryfikacja modelu numerycznego

Metody numeryczne z założenia generują wyniki przybliżone, obarczone pewnym błędem obliczeń. W przypadku obliczeń z zakresu przepływu płynów, główne źródła błędów można zdefiniować jako [7].

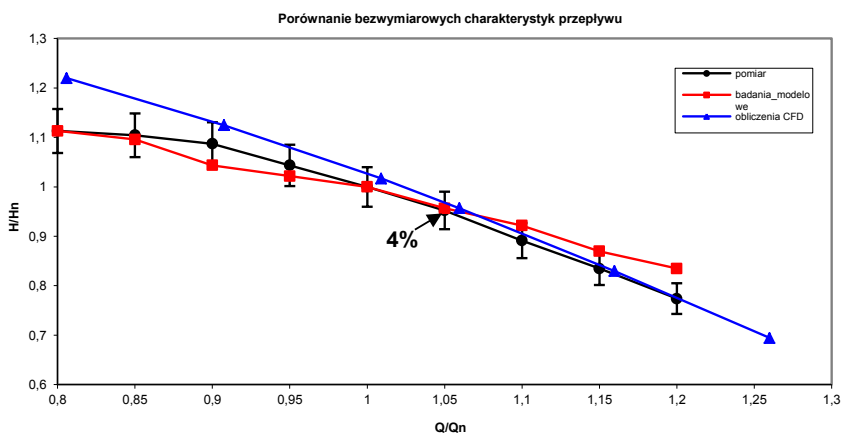
- Błędy modelu – błędy związane ze zbyt dużym uproszczeniem modelu, mającym miejsce, gdy np. przepływ lepki rozwiązywany jest jako nielepki czy turbulentny rozwiązywany jest jako laminarny, itp.



- Błędy numeryczne – wynikające z samego procesu rozwiązywania równań. Na wielkość tych błędów mają wpływ takie czynniki jak: wielkość i jakość siatki obliczeniowej, schematy dyskretyzacji, numeryczna dyfuzja, itp.
- Błąd zbieżności – wynika z iteracyjnego charakteru obliczeń. Aby ten błąd był mały, różnica pomiędzy rozwiązaniami uzyskanymi w dwóch sąsiednich iteracjach musi być mniejsza od zdefiniowanego kryterium zbieżności.
- Błąd zaokrąglenia – wynika z faktu reprezentowania w pamięci komputera liczby rzeczywistej ze skończoną liczbą miejsc po przecinku.
- Błędy aplikacyjne – wynikające z braku kompletnych informacji odnośnie modelowanej geometrii oraz warunków brzegowych.
- Błędy użytkownika.
- Błędy w kodzie obliczeniowym.

Biorąc pod uwagę mnogość czynników mających wpływ na dokładność obliczeń oraz ich różnorodny charakter, wydaje się, że jedyną wiarygodną metodą oceny dokładności wyników obliczeń numerycznych jest ich porównanie z danymi doświadczalnymi. W projekcie dysponowano charakterystykami energetycznymi, uzyskanymi na pompie modelowej (na etapie projektowania) oraz na jednostce rzeczywistej, zmierzonymi w miejscu jej zainstalowania w trakcie czynności odbiorczych.

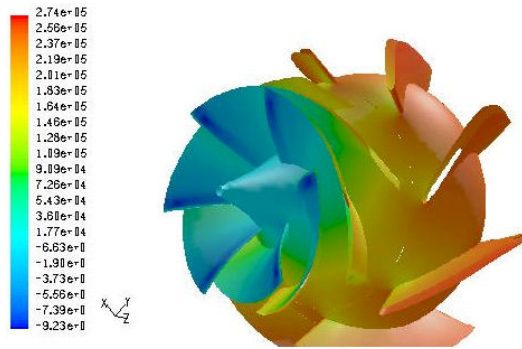
Dane doświadczalne zestawiono z charakterystyką uzyskaną z obliczeń numerycznych i przedstawiono na rys. 5.



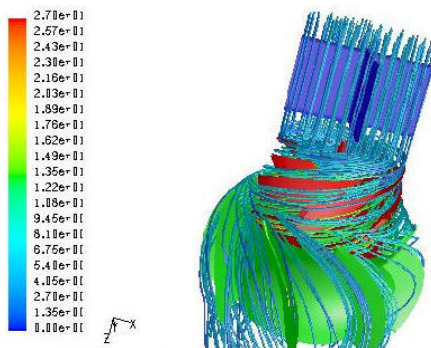
Rys. 5. Weryfikacja modelu numerycznego - porównanie charakterystyk przepływu

Na rys. 5. słupkami pionowymi zaznaczono poziom niepewności odpowiadający wartości 4% wielkości mierzonej. W zakresie wydajności odpowiadającemu sąsiedztwu optymalnemu punktowi pracy, błąd obliczeń jest mniejszy niż 4%, co wydaje się wynikiem bardzo dokładnym. Ponadto dla wydajności większych od optymalnych, błąd obliczeń jest poniżej 1% i obliczenia numeryczne są dokładniejsze od badań wykonanych na pompie modelowej. Przykładowe

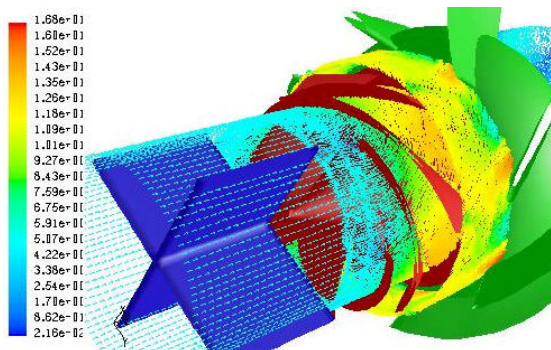
wyniki obliczeń w formie graficznej, reprezentujące rozkłady prędkości i ciśnienia przedstawiono na rys. 6-8.



Rys. 6. Rozkład ciśnienia statycznego, z widoczną depresją dynamiczną na części ssawnej krawędzi wlotowej łopatki



Rys. 7. Linie wysnute, reprezentujące trajektorie ruchu płynu. Kolory odzwierciedlają wartości prędkości



Rys. 8. Rozkłady prędkości wewnątrz pompy

## 4. Badania numeryczne

Bazując na zweryfikowanym modelu numerycznym, wykonano badanie wpływu cech geometrycznych wirnika, na jego sprawność oraz własności antykawitacyjne. Głównym celem badań było zoptymalizowanie własności antykawitacyjnych, przy zachowaniu pozostałych parametrów pracy.

### 4.1. Wpływ kąta natarcia

W celu stwierdzenia rzeczywistego wpływu kąta natarcia na własności energetyczne i ssawne wirnika pompy, wykonano obliczenia dla czterech wariantów, o kątach natarcia na poszczególnych liniach prądu przedstawionych w tabeli 1. Jako ograniczenie przyjęto, aby konstrukcyjny kąt łopatki  $\beta'_1 = \beta_1 + \delta$  zawierał się w granicach od 15 do 40°. Wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 2.

Na podstawie obliczeń można sformułować następujące wnioski:

- Ze wzrostem kąta natarcia maleje sprawność i rośnie wymagana nadwyżka antykawitacyjna.
- Zmniejszenie kąta natarcia powoduje wzrost wysokości podnoszenia pompy. Jest to zjawisko odwrotne w stosunku do pomp odśrodkowych [8].
- Zastosowanie nierównomiernego rozkładu kątów natarcia (linie prądu bliżej tarczy A-A – małe kąty, linie prądu bliżej piasty E-E – duże kąty), jak w wariantcie 4, powoduje wzrost sprawności oraz nadwyżki antykawitacyjnej.

Tabela 1. Kąty natarcia na poszczególnych liniach prądu

$\delta$	A-A	B-B	C-C	D-D	E-E
Wirnik fabryczny	4,61	5,97	7,39	7,63	5,52
Wariant 0	8,61	10,97	14,39	9,63	8,42
Wariant 1	4,11	4,97	4,39	6,63	4,42
Wariant 2	3,61	3,97	3,39	5,63	3,42
Wariant 3	2,61	2,97	2,39	4,63	2,42
Wariant 4	3,61	3,97	2,39	5,63	5,52

Tabela 2. Wpływ kąta natarcia na parametry pracy wirnika

	$\delta$	$H$	$P_{hw}$	$P_w$	$NPSH_i$	$\eta$
	na C-C	m	MW	MW	m	%
Fabryczny	7,39	24,8	1,346	1,473	14,5	91,40
Wariant 0	14,39	23,3	1,269	1,419	17,67	89,40
Wariant 1	4,39	25,4	1,382	1,502	10,9	91,99
Wariant 2	3,39	25,8	1,404	1,524	8,94	92,08
Wariant 3	2,39	25,95	1,408	1,530	7,93	92,08
Wariant 4	2,39	25,93	1,410	1,530	8,64	92,18

#### 4.2. Wpływ długości łopatki

W celu stwierdzenia rzeczywistego wpływu długości kątovej łopatki na własności energetyczne i ssawne wirnika pompy, wykonano obliczenia dla dwóch wariantów:

- Wariant 5 – kątovej długość łopatki na środkowej linii prądu C-C wynosi  $\theta = 108^\circ$ , pozostałe wymiary pozostały bez zmian.
- Wariant 6 – kątovej długość łopatki na środkowej linii prądu C-C wynosi  $\theta = 126^\circ$ , pozostałe wymiary pozostały bez zmian.

Pompa osiąga maksimum sprawności przy pewnej określonej wartości stosunku kątovej długości łopatki do podziałki ( $\theta/t$ ), będącego funkcją wyróżnika szybkoobrotowości, średnicy zewnętrznej oraz liczby łopatek [9]. Brak jest jednak precyzyjnych wytycznych doboru tego parametru w szerokim zakresie wyróżników szybkoobrotowości.

Obliczenia pokazały, że zmniejszenie kątovej długości łopatki powoduje wzrost sprawności. Można przypuszczać, że dalsze skracanie łopatki będzie powodować wzrost sprawności aż do osiągnięcia maksimum, jednak ze względu na wzrost również  $NPSH_i$ , nie wykonywano obliczeń dla krótszych łopatek.

Tabela 3. Wpływ kątovej długości łopatki na parametry pracy wirnika

	$\theta$	$\theta/t$	$H$	$P_{hw}$	$P_w$	$NPSH_i$	$\eta$
	na C-C	na C-C	m	MW	MW	m	%
Fabryczny	120	2	24,8	1,346	1,473	14,5	91,40
Wariant 5	108	1,8	27,8	1,513	1,647	15,7	91,82
Wariant 6	126	2,1	23,9	1,300	1,423	12,5	91,37

### 4.3. Wpływ liczby łopatek

W celu stwierdzenia rzeczywistego wpływu liczby łopatek na własności energetyczne i ssawne wirnika pompy, wykonano obliczenia dla dwóch wariantów:

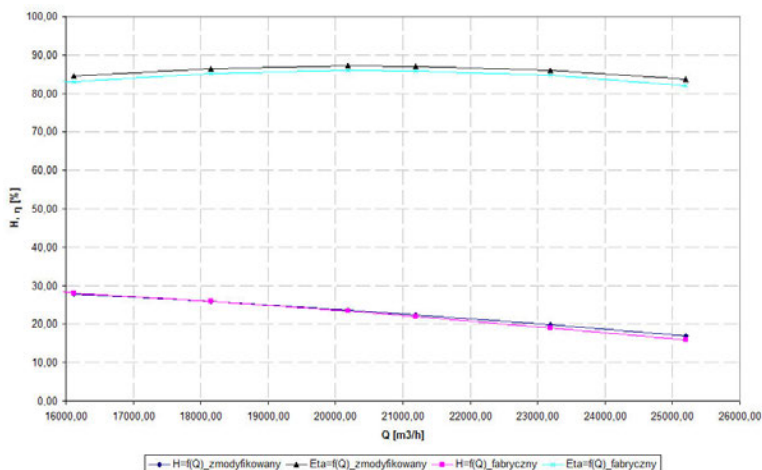
- Wariant 7 – liczba łopatek  $z=7$ , pozostałe wymiary pozostały bez zmian.
- Wariant 8 – liczba łopatek  $z=5$ , pozostałe wymiary pozostały bez zmian.

Tabela 4 Wpływ liczby łopatek na parametry pracy wirnika

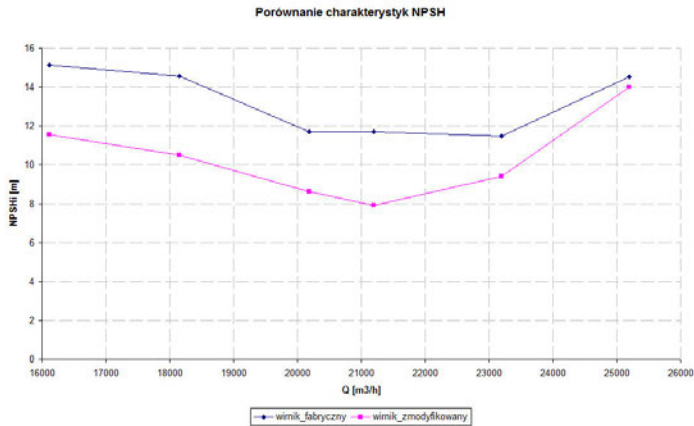
	$z$	$H$	$P_{hw}$	$P_w$	$NPSH_i$	$\eta$
		m	MW	MW	m	%
Fabryczny	6	24,8	1,346	1,473	14,5	91,40
Wariant 7	7	25,7	1,397	1,531	11,7	91,24
Wariant 8	5	22,8	1,241	1,358	14,58	91,38

Zgodnie z danymi prezentowanymi w literaturze [10-12], dla pomp o wysokim wyróżniku szybkoobrotowości, zwiększenie liczby łopatek poprawia własności kawitacyjne. Należy jednak pamiętać, że zwiększenie lub zmniejszenie liczby łopatek, bez korekty pozostałych parametrów spowoduje zmianę wysokości podnoszenia i przesunięcie punktu pracy.

Bazując na powyższych wynikach obliczeń, zaprojektowano zmodyfikowany wirnik (5 łopatek, kąty wlotowe jak w wariacie 4, długość kątowna łopatki skrócona o 3°), którego charakterystyki energetyczne i kawitacyjne przedstawiono na rysunkach 9 i 10.



Rys. 9. Porównanie charakterystyk przepływu i sprawności dla wirnika fabrycznego i po modyfikacji



Rys. 10. Porównanie charakterystyk kawitacyjnych dla wirnika fabrycznego i po modyfikacji

## 5. Podsumowanie

Powyższa praca pokazała praktyczną przydatność programów CFD w codziennej pracy inżynierskiej. Dzięki wielowariantowym obliczeniom numerycznym opracowano wariant wirnika pompy, o znacznie lepszych własnościach kawitacyjnych (rys. 10), przy niemal niezmienionych pozostałych parametrach pracy (rys. 9). W trakcie obliczeń udało się zweryfikować niektóre sprzeczne poglądy prezentowane w literaturze np odnośnie wpływu kąta wlotowego na własności kawitacyjne pompy diagonalnej.

## LITERATURA

- [1] PLUTECKI J., SKOWROŃSKI M., SKRZYPACZ J., Analiza numeryczna własności hydraulicznych elementów pompy 160D30 – ETAP I, Raport nr S 01/2003, Politechnika Wroclawska, Wrocław 2003.
- [2] PLUTECKI J., SKOWROŃSKI M., SKRZYPACZ J., Analiza numeryczna własności hydraulicznych elementów pompy 160D30 – ETAP II, Raport nr S 01/2003, Politechnika Wroclawska, Wrocław 2003.
- [3] PROSNAK W.J., Równania mechaniki płynów i ich formy uproszczone, Zeszyt Naukowy Instytut Maszyn Przepływowych PAN 111/1037/81, Gdańsk 1981.
- [4] WILCOX, D.C., Turbulence modelling for CFD, DCW Industries, Inc. 1998.
- [5] SHIH T., ZHU J., A Realizable Reynolds Stress Algebraic Equation Model, NASA Technical Memorandum 105993, ICOMP-92-27, 1993.
- [6] MISIEWICZ A., SKRZYPACZ J., Cavitation Behaviours of Low Specific Speed Pump Impellers Designed According to The ‘Tight Inlet’ Rule, Central European Journal of Engineering, Volume 1, Issue 2, 195-201, 2011.

- [7] CASEY M., WINTERGERSTE T., EROCFAC – Best Practice Guidelines, Sulzer Innotec, 2000.
- [8] MISIEWICZ A., SKRZYPACZ J., Analiza numeryczna pracy pomp wolnobieżnych z wirnikami o dużych kątach wlotowych, Conference TRANSCOMP (December, 2003 Zakopane Poland), University Press, 2003 (in Polish).
- [9] MICHAŁOW A., MALJUSZENKO W.W., Łopastnyjenasosy. Teorja i konstruowanie, Maszynostrojnie 1977.
- [10] TROSKOLAŃSKI A.T., ŁAZARKIEWICZ S., Pompy wirowe, WNT, Warszawa 1973.
- [11] TROSKOLAŃSKI A.T., ŁAZARKIEWICZ S., Nowoczesne kierunki w konstrukcji pomp wirowych, WNT, Warszawa 1966.
- [12] VAN OS M.J., OP DE WOERD J.G., JONKER J.B., A Parametric study of the cavitation inception behavior of a mixed-flow pump impeller using a three-dimensional potential flow model, ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting June 22-26, 1997.





# **XII. BILANSOWY MODEL PRZECIWPRAĐOWEGO, KONDENSACYJNEGO WYMIENNIKA CIEPŁA Z POZIOMYM UKŁADEM RUR CHŁODZĄCYCH**

Piotr Szulc, Tomasz Tietze, Kazimierz Wójs

Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów,  
Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wrocławska

Jednym z najważniejszych i wciąż aktualnych problemów energetyki jest potrzeba podwyższenia sprawności pracy bloków. Z tego względu podejmowane są prace, których celem jest zmniejszanie lub eliminowanie strat wpływających na obniżenie sprawności siłowni parowej. Jak wiadomo do największych strat należy strata wylotowa i związany z tym problem tzw. „zimnego końca”, który dotyczy głównie starszych elektrowni pracujących z klasycznym kominem [6]. Problem ten polega na tym, że nie można obniżyć temperatury spalin poniżej punktu rosy, ponieważ wykrapłająca się wilgoć wpływa na powstawanie korozji. Z tego względu spaliny przed kominem podgrzewane są do temperatury ok. 10–20 °C powyżej punktu rosy. Proces ten przeprowadza się przez podgrzewanie oczyszczonych w IOS spalin gorącym powietrzem pobieranym z obrotowych podgrzewaczy powietrza lub budowane są w tym celu specjalne wymienniki ciepła. W przeponowych wymiennikach oczyszczone spaliny podgrzewane są przez gorące nieoczyszczone spaliny lub gorącą wodę. Inaczej jest w nowo budowanych elektrowniach, gdzie od razu instalowane są wymienniki ciepła obniżające temperaturę spalin przed IOS, a po oczyszczeniu spaliny trafiają bezpośrednio do chłodni kominowej. Odzyskiwane przed IOS ciepło odpadowe jest zwykle wykorzystywane do podgrzewu powietrza wlotowego, wody zasilającej lub jest kierowane do układów ciepłowniczych [5].

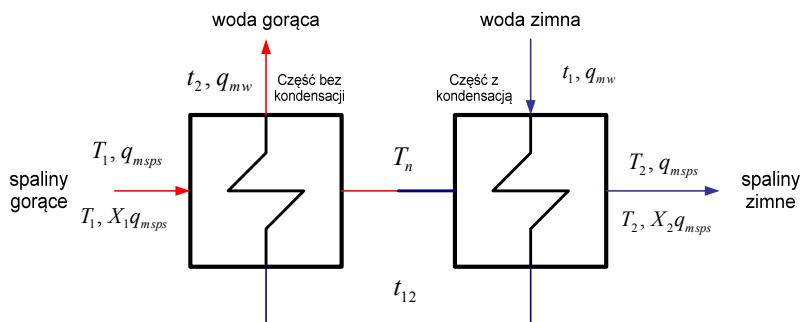
## **1. Wstęp**

Większość układów, jakie funkcjonują w elektrowniach opiera się na odzysku ciepła wykorzystując bez kondensacyjne wymienniki ciepła. Stopień schłodzenia spalin wylotowych jest wówczas niewielki, a odzyskanie ciepła odpadowego ze spalin nie jest głównym celem układów. W związku z tym w pracy przedstawiono projekt oryginalnego kondensacyjnego wymiennika ciepła, któ-

regu głównym celem jest zmaksymalizowanie strumienia ciepła odzyskiwanego ze spalin. Cel ten osiągnięto poprzez uwzględnienie procesu kondensacji pary wodnej zawartej w spalinach wylotowych. Tak postawione zadanie jest trudne do rozwiązania ze względu na skomplikowany model opisujący wymianę ciepła w obecności gazów inertych, małego stężenia pary wodnej, zjawiska kondensacji oraz ograniczenia wynikającego z dużego strumienia ciepła i wymiarów wymiennika ciepła. Dodatkowo kondensacyjny układ odzysku ciepła będzie redukował emisję zanieczyszczeń oraz odzyskiwał kondensat ze spalin. W przypadku kierowania spalin do chłodni kominowej nie będzie istniał problem związany z erozją siarkową i spaliny mogą być praktycznie ochładzane do dowolnie niskiej temperatury.

## 2. Modelowanie wymiennika ciepła

W celu określenia podstawowych parametrów cieplno-przepływowych oraz gabarytów wymiennika ciepła przeprowadzono obliczenia bilansowe. Wymiennik ciepła podzielono na część bez kondensacyjną oraz część kondensacyjną, a jego schemat blokowy przedstawiono na rys. 1. Założono, że z jednej strony do wymiennika wpływają oczyszczone w elektrofiltrze spaliny wilgotne o zadanej temperaturze  $T_1$  składające się z gazu inertycznego o strumieniu  $q_{msps}$  i pary wodnej o strumieniu  $X_1 q_{msps}$ . W wymienniku ciepła spaliny ulegają schłodzeniu do temperatury  $T_2$  i płyną dalej do instalacji odsiarczania spalin. Jeżeli temperatura spalin  $T_2$  jest wyższa od temperatury nasycenia to strumienie obu gazów nie ulegają zmianie.



Rys. 1. Schemat wymiennika ciepła z kondensacją pary wodnej zawartej w spalinach

Natomiast w przypadku, gdy temperatura spalin  $T_2$  jest niższa od temperatury nasycenia, zaczyna się proces kondensacji pary. Na skutek wykrapalania się wody ze spalin zmianie ulega ciśnienie parcjale pary, co pociąga za sobą zmianę strumienia pary wodnej do wartości  $X_2 q_{msps}$ . Ciepło odpadowe przeka-

zywane jest do wody, która o strumieniu masy  $q_{mw}$  i temperaturze  $t_1$  wpływa do wymiennika, tam podgrzewa się do temperatury  $t_2$  i wypływa z wymiennika. Temperatura  $t_2$  jest ważnym parametrem decydującym o możliwości wykorzystania wody do podgrzewu powietrza wlotowego, układu regeneracji, czy sieci ciepłowniczej.

Na podstawie rys. 1 wymiennika ciepła otrzymano równanie bilansowe w następującej postaci:

$$i_{w1}q_{mw} + i_{sps1}q_{msps} + i_{p1}X_1q_{msps} = i_{w2}q_{mw} + i_{sps2}q_{msps} + i_{p2}X_2q_{msps}, \quad (1)$$

w którym:

$i_w = c_{pw}t$  to entalpia wody chłodzącej

$i_{sps} = c_{sps}T$  to entalpia spalin suchych obliczona na podstawie składu spalin,

$i_p$  to entalpia pary wodnej wyznaczona dla temperatury spalin, a po uporządkowaniu powyższe równanie przyjmuje postać:

$$q_{mw}(i_{w2} - i_{w1}) = q_{msps} \left[ (i_{sps1} - i_{sps2}) + (i_{p1}X_1 - i_{p2}X_2) \right]. \quad (2)$$

Lewa strona równania (2) to strumień ciepła jaki zostaje odebrany przez wodę chłodzącą, natomiast prawa strona równania to strumień ciepła odpadowego odzyskiwanego ze spalin.

Po przekształceniu równania (2) otrzymano strumień masy wody chłodzącej wymiennik ciepła (3)

$$q_{mw} = \frac{q_{msps} \left[ (i_{sps1} - i_{sps2}) + (X_1 i_{p1} - X_2 i_{p2}) \right]}{i_{w2} - i_{w1}}. \quad (3)$$

Natomiast strumień masy kondensatu wyraża równanie (4)

$$q_{mk} = q_{msps} (X_1 - X_2). \quad (4)$$

Otrzymano także równanie na entalpię wody w miejscu, w którym spaliny osiągną temperaturę nasycenia:

$$i_{w12} = \frac{i_{w2}q_{mw} - q_{msps} \left[ (i_{sps1} - i_{sps2}) + (X_1 i_{p1} - X_2 i_{p2}) \right]}{q_{mw}}, \quad (5)$$

natomiast z równania (6) otrzymano temperaturę wody chłodzącej w tym miejscu

$$t_{12} = \frac{i_{w12}}{c_{pw}}. \quad (6)$$

Jak wiadomo proces kondensacji rozpoczyna się zawsze w temperaturze nasycenia  $T_{nsp}$  zależnej od ciśnienia parcjalnego pary wodnej zawartej w spalinach

i trwa do temperatury  $T_2$  jaką osiągają spaliny na wylocie z wymiennika. W związku z powyższym w części kondensacyjnej wymiennika woda chłodząca podgrzewa się zawsze do temperatury niższej od temperatury  $T_{nsp}$ , niezależnie od wielkości strumienia ciepła odzyskanego ze spalin. W związku z tym temperatura  $t_{12}$  jest w obliczeniach parametrem kontrolnym, sprawdzającym czy proces przekazywania ciepła przebiega wyłącznie w kierunku od spalin do wody chłodzącej. Na podstawie temperatury  $t_{12}$  obliczono minimalną wartość temperatury spalin  $T_2$ , do której mogą zostać ochłodzone.

W części kondensacyjnej wymiennika istotna jest wartość ciepła utajonego  $Q_L$  jakie wydzielane jest w czasie procesu kondensacji pary wodnej:

$$Q_L = q_{mk} r, \quad (7)$$

w którym  $r$  jest ciepłem parowania.

W przypadku części bez kondensacyjnej transport ciepła odbywa się na drodze konwekcji pomiędzy płynami a ścianką rozdzielającą oraz na drodze przewodzenia ciepła przez ściankę. Całkowity współczynnik przewodzenia ciepła określony jest zależnością

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + R_w + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (8)$$

w której  $\alpha_1$  i  $\alpha_2$  są współczynnikami wnikania ciepła, a  $R_w$  – opornością cieplną ścianki. W zależności (8) mogą wystąpić dodatkowe oporności cieplne związane np. z warstwą osadów na ścianie. Oporność cieplna ścianki zależy od jej grubości oraz przewodności cieplnej materiału ścianki.

Konwekcyjna wymiana ciepła pomiędzy płynem a ścianką uzależniona jest przede wszystkim od charakteru przepływu płynu oraz rodzaju płynu [4]. W tym przypadku do obliczenia współczynnika wnikania ciepła po stronie wody dla przepływów przejściowych wykorzystano liczbę Nusselta obliczoną, jako superpozycję liczb Nusselta otrzymanych z formuł dla przepływu laminarnego i turbulenta [3]

$$Nu_{\text{tran}} = (1 - \gamma)Nu_{\text{lam}} + \gamma Nu_{\text{turb}}, \quad (9)$$

gdzie  $\gamma$  zależne jest od liczby  $Re$  i dane jest równaniem (10)

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300}. \quad (10)$$

Konwekcja po stronie spalin opisana jest również zależnościami pomiędzy tymi samymi liczbami podobieństwa, jednak określenie właściwej formuły oraz współczynników występujących w niej jest znacznie trudniejsze z uwagi na skład spalin oraz przekrój przepływowy kanału spalin z wymiennikiem ciepła. Spośród opisanych w literaturze formuł wyznaczonych na podstawie ekspery-

mentów do obliczenia konwekcji po stronie spalin wybrano formułę opracowaną przez Kozlova [2] w postaci

$$Nu = 0,0032 \left( \frac{s}{d} \right)^{0,6} Re^{0,777} Pr^{0,4}. \quad (11)$$

Formuła ta wyznaczona została dla pęku rur poziomych opływanych przez powietrze i obowiązuje w zakresie liczb Reynoldsa  $4\,000 < Re < 50\,000$ . W równaniu (11)  $s$  jest podziałką pomiędzy rurami zależną od układu rur, natomiast  $d$  jest średnicą zewnętrzną rury. W liczbach Reynoldsa i Nusselta jako wymiar charakterystyczny przyjęto zastępczą średnicę hydrauliczną wyznaczoną w oparciu o pole przekroju przepływowego oraz obwód zwilżony.

Jednak w przypadku kondensacyjnego wymiennika ciepła transport ciepła spowodowany jest działaniem dwóch mechanizmów konwekcji oraz transportu masy. Istnieją zatem dwie siły napędowe wymuszające przepływ ciepła, jedna to różnica temperatur, a druga to różnica stężeń pary wodnej przekładająca się na różnicę jej ciśnień parcjalnych. W przypadku kondensacji pary wodnej w spalinach bardzo duże znaczenie ma obecność gazów inertnych, która powoduje, że sam proces kondensacji nie przebiega w stałej, lecz zmiennej temperaturze. Sama obecność gazu inertnego w parze bardzo silnie pogarsza współczynnik wnikania ciepła w stosunku do kondensacji czystej pary wodnej. Liczne badania pokazały, że udział masowy powietrza już na poziomie 4% powoduje zmniejszenie współczynnika wnikania ciepła o ok. 80% w stosunku do kondensacji czystej pary wodnej [1].

W rozważanym przypadku udział masowy gazu inertnego wynosi aż 75%, co powoduje, że dominującym mechanizmem przekazywania ciepła jest dyfuzja cząsteczek pary przez warstwę gazu inertnego. Dodatkowo stężenie gazu inertnego jest największe na końcu wymiennika ciepła, tam gdzie spaliny mają najniższą temperaturę. W tym miejscu występuje także największe ciśnienie parcjalne gazu inertnego. Warstwa tego gazu stawia opór dyfuzyjny wnikającej parze.

W związku z powyższym przyjęto, że strumień ciepła przekazywany od spalin do ścianki określony jest następującym równaniem [1]

$$Q = A(\alpha_{sp}\Delta T + r\beta_{sp}\Delta\pi), \quad (12)$$

gdzie  $r$  jest ciepłem kondensacji wody,  $\beta_{sp}$  współczynnikiem wnikania masy,  $\Delta\pi$  bezwymiarowym modułem napędowym zależnym od stosunku ciśnień parcjalnych gazu inertnego przy warstwie kondensatu  $p_{ik}$  i w rdzeniu  $p_{ir}$ .

$$\Delta\pi = \ln \frac{p_{ik}}{p_{ir}}. \quad (13)$$

Zakładając, że kondensacja zachodzi tylko przy ściankach przewodu, moduł napędowy  $\Delta\pi$  można wyrazić jako stosunek ciśnień parcjalnych pary oraz stopni zawilżenia spalin w sposób następujący

$$\Delta\pi = \ln \frac{X_1 p_{pk}}{X_2 p_{pr}}, \quad (14)$$

w którym  $X_1$  jest początkowym, a  $X_2$  końcowym stopniem zawilżenia spalin, natomiast  $p_{pk}$  i  $p_{pr}$  to ciśnienia parcjalne pary odpowiednio przy warstwie kondensatu oraz w rdzeniu.

Do wyznaczenia współczynnika wnikania masy  $\beta_{sp}$  posłużono się analogią pomiędzy transportem masy a konwekcją wymuszoną. Zakładając te same warunki przepływu równania opisujące oba zjawiska można zapisać w postaci:

$$Nu = C \cdot Re^a \cdot Pr^b, \quad (15)$$

$$Sh = C \cdot Re^a \cdot Sc^b, \quad (16)$$

gdzie  $Sh$  – jest liczbą Sherwooda, a  $Sc$  – liczbą Schmidta. Po podstawianiu wzorów definicyjnych liczb podobieństwa do równań (15 i 16) i podzieleniu ich stronami otrzymano stosunek współczynnika wnikania ciepła  $\alpha_{sp}$  oraz wnikania masy  $\beta_{sp}$  zdefiniowany nową zmienną, która zależy od liczb podobieństwa związanych z właściwościami płynów Prandtla i Schmidta.

$$\varphi = \frac{\alpha_{sp}}{\beta_{sp}} = \frac{\lambda_{sp}}{\delta_{spp}} \left( \frac{Pr}{Sc} \right)^b \quad (17)$$

Dla mieszaniny pary i powietrza stosunek ten w niewielkim stopniu zależy od temperatury. Dodatkowo ze względu na rozdzielanie obu procesów przekazywania ciepła otrzymane wyniki będą tym dokładniejsze im mniejsza zostanie przyjęta wartość  $\Delta T$ .

### 3. Wyniki obliczeń przeciwprądowego kondensacyjnego wymiennika ciepła i ich analiza

Obliczenia bilansowe wymiennika ciepła przeprowadzono dla spalin z węgla brunatnego, a do obliczeń przyjęto dane przedstawione w tabeli 1.

Temperaturę wody chłodzącej założono na wlocie do wymiennika ciepła  $t_1 = 25$  °C, a na jego wylocie  $t_2 = 90$  °C. Wartości temperatury wody chłodzącej

na wlocie przyjęto tak, aby mogła być ona pobierana z chłodni kominowej. Natomiast temperatura wody na wylocie musi być możliwie wysoka. Większa wartość temperatury wody na wylocie z wymiennika daje większe możliwości zagospodarowania ciepła odpadowego.

Tabela 1. Założone dane do obliczeń

Wielkość	Jednostka	Wartość
Strumień masy spalin mokrych	kg/s	1090,2
Strumień masy spalin suchych	kg/s	820,3
Temperatura spalin przed wymiennikiem	°C	170
Temperatura spalin za wymiennikiem	°C	60
Wartość współczynnika zawilżenia X	-	0,258
Ciśnienia parcjale pary wodnej	kPa	25
Temperatura nasycenia	°C	65,0

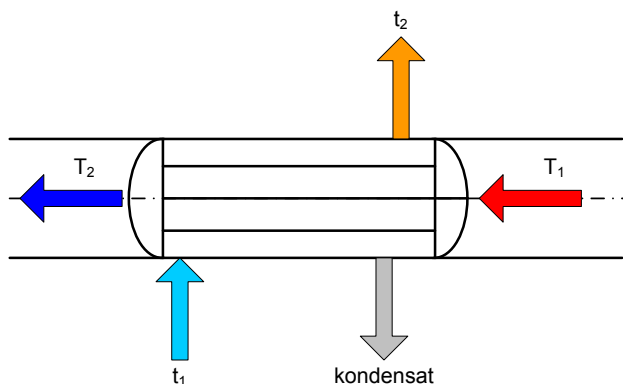
W tabeli 2 przedstawiono obliczone wartości strumienia masy wody chłodzącej, kondensatu oraz ciepła jawnego i utajonego w części bez kondensacyjnej i kondensacyjnej obliczone na podstawie równań bilansowych.

Jak wynika z obliczeń ciepło jawne oraz ciepło utajone są zbliżone wartościami do siebie. Otrzymane z rozwiązania równań bilansowych wyniki posłużyły do przeprowadzenia obliczeń przeciwprądowego wymiennika ciepła z poziomym układem rur. Tego typu wymiennik charakteryzuje się równością średniej efektywnej różnicy temperatur oraz średniej logarytmicznej różnicy temperatur. Dodatkowo prosta konstrukcja wymiennika umożliwia łatwe czyszczenie powierzchni wymiany ciepła oraz serwisowania wymiennika ciepła, a poziomy układ rur sprzyja ich montowaniu wzdłuż kanału spalin, przez co rury mogą mieć większą długość niż w przypadku krzyżowego wymiennika ciepła. Na rys. 2 przedstawiono uproszczony schemat tego typu wymiennika ciepła. Założono, że spaliny będą schładzane do temperatury poniżej temperatury nasycenia pary wodnej przy jej ciśnieniu parcjalnym, czyli dla węgla brunatnego  $T_2 = 60$  °C. Wymiennik ciepła podzielono na dwie części bez kondensacyjną i kondensacyjną.

W części bez kondensacyjnej schładzanie spalin odbywa się do temperatury nasycenia pary wodnej dla danego ciśnienia parcjalnego. Dla węgla brunatnego jest to  $T_2 \approx 65$  °C. W tabeli 3 przedstawiono otrzymane wyniki obliczeń oraz geometrię kondensacyjnego wymiennika ciepła dla spalin pochodzących z węgla brunatnego.

Tabela 2. Strumień masy wody chłodzącej, kondensatu oraz strumienie ciepła jawnego i utajonego w części bez kondensacyjnej i kondensacyjnej

Wielkość	Jednostka	Wartość
Strumień masy wody chłodzącej	kg/s	1053
Strumień masy kondensatu	kg/s	53,5
Strumień ciepła jawnego (część bez kondensacyjna)	MW	142
Strumień ciepła jawnego (część kondensacyjna)	MW	20
Strumień ciepła utajonego	MW	126
Moc cieplna wymiennika ciepła	MW	288



Rys. 2. Przeciwnieprądowy wymiennik ciepła z poziomym układem rur

Ze względu na duży strumień masy spalin oraz duży strumień wody chłodzącej otrzymano przepływ wody chłodzącej z zakresu przejściowego. Dalsze zwiększenie liczby Reynoldsa wody chłodzącej możliwe jest tylko poprzez jej zawrócenie, co z kolei wiąże się z koniecznością zawracania spalin.

Możliwe jest także zmniejszenie średnicy przewodu jednak zaniechano tej możliwości ze względu na brak na rynku standardowych rur stalowych o średnicach mniejszych niż 10 mm. Dodatkowo przy mniejszych średnicach przewodu istniałoby większe prawdopodobieństwo ich zatkania lub zmniejszenia pola przekroju przepływowego w wyniku tworzenia się osadów. Dobrano wymiar kanału spalin tak, aby prędkość spalin zbliżona była do wartości 15 m/s stosowanej przy projektowaniu kanałów spalin.

Jak wynika z tabeli 3 przekazywanie ciepła w procesie kondensacji poprzez transport masy jest ponad pięciokrotnie większe niż przez konwekcję. Pole



wymiany ciepła dla części kondensacyjnej jest 4 razy mniejsze od pola wymiany ciepła dla części bez kondensacyjnej, natomiast strumienie przekazywanego ciepła są takie same.

Tabela 3. Wyniki obliczeń przeciwprądowego kondensacyjnego wymiennika ciepła z poziomym układem rur.

<b>Wielkość</b>	<b>Jedn.</b>	<b>Wartość</b>
Średnica rur	mm	13,5
Liczba rur	-	22 500
Liczba rur w rzędzie	-	150
Podziałka	mm	53,9
Całkowita długość rury	m	28,0
Długość rury (część bez kondensacyjna)	m	22,3
Długość rury (część kondensacyjna)	m	5,7
Wymiar kanału spalin	m	8
Wymiar kanału spalin z wymiennikiem ciepła	m	8,2
Całkowite pole wymiany ciepła	m <sup>2</sup>	26 690
Pole wymiany ciepła (część bez kondensacyjna)	m <sup>2</sup>	21 273
Pole wymiany ciepła (część kondensacyjna)	m <sup>2</sup>	5 417
Strumień ciepła przekazywany na drodze konwekcji (część kondensacyjna)	MW	22,61
Strumień ciepła przekazywany na drodze transportu masy (część kondensacyjna)	MW	123,5
Stosunek mechanizmu transportu masy do konwekcji	-	5,461
Liczba $Re_{wody}$	-	11 499
Prędkość wody chłodzącej	m/s	0,335
Prędkość spalin	m/s	13,6

W sytuacjach awaryjnych gdyby zaszła konieczność wyłączenia z użytkowania kanału spalin lub też samego wymiennika ciepła powinna istnieć możli-

wość przekierowania spalin. Możliwe są dwa rozwiązania, pierwsze polega na przekierowaniu spalin do kanału spalin innego bloku energetycznego, drugie na podziale kanału spalin na dwie równoległe nitki z możliwością odcięcia jednej z nich. Rozważono, możliwość podziału strugi spalin na dwa jednakowe strumienie masy. W takiej sytuacji w każdej z równoległych nitek kanałów spalin należy zainstalować taki sam wymiennik ciepła.

## 4. Podsumowanie

Jak opisano we wstępie większość układów odzysku ciepła odpadowego ze spalin, jakie funkcjonują w elektrowniach opiera się na wykorzystaniu bez kondensacyjnych wymienników ciepła. Stopień schłodzenia spalin wylotowych jest wówczas niewielki, a odzyskanie ciepła odpadowego ze spalin nie jest zwykle głównym celem układu.

W pracy opracowano oryginalny przeciwpądowy kondensacyjny wymiennik ciepła, którego głównym celem jest zmaksymalizowanie strumienia ciepła odzyskiwanego ze spalin. Cel ten osiągnięto poprzez kondensację pary wodnej zawartej w spalinach wylotowych. Z tego względu opracowano równania bilansowe procesu wymiany ciepła w obecności gazów inertnych z kondensacją pary wodnej. Założono, że spaliny z węgla brunatnego schłodzone zostaną do temperatury 60 °C. Z równań bilansowych wyznaczono strumień masy wody chłodzącej wymiennik ciepła 1053 kg/s, strumień masy kondensatu 53,5 kg/s oraz strumienie ciepła jawnego 162 MW i utajonego 126 MW. Stwierdzono, że w tym przypadku strumień ciepła utajonego powstały w wyniku kondensacji pary wodnej ze spalin z węgla brunatnego jest porównywalny ze strumieniem ciepła jawnego. Ustalano także istnienie dodatkowego ograniczenia związanego z temperaturą wody chłodzącej uniemożliwiające schłodzenie spalin wylotowych poniżej określonej temperatury. Ograniczenie to powoduje, że dla temperatury końcowej wody chłodzącej równej 90 °C schłodzenie spalin wylotowych jest możliwe tylko kilka stopni poniżej temperatury nasycenia dla zadanego ciśnienia parcjalnego pary wodnej.

Na podstawie równań opisujących proces wymiany ciepła z kondensacją pary wodnej obliczono geometrię wymiennika. Z obliczeń wynika, że całkowite pole wymiany ciepła wynosi 26 690 m<sup>2</sup>, a całkowita długość rury w wymienniku to 28 m, z czego 5,7 m dotyczy części kondensacyjnej. Dla kanału spalin o wymiarach 8 × 8 m wymiar wymiennika to 8,2 × 8,2 m.

Przedstawione w pracy 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.

**LITERATURA**

- [1] HOBLER T., Ruch ciepła i wymienniki, WNT, 1971.
- [2] KALININ E. K., DREITSER G. A., KOZLOV A. K., Heat Transfer in Paralel-Flow Stagerred of Tubes with Various relative spacing, *Inzhenerno-Fizicheskii Zhurnal*, January, 1969, Vol. 16, No. 1, 47-53.
- [3] VDI Heat Atlas, Second Edition, Springer, 2010.
- [4] WIŚNIEWSKI ST. WIŚNIEWSKI T. S., Wymiana ciepła, WNT 2000.
- [5] WÓJS K., LICHOTA J., RĄCZKA P., SZULC P., TIETZE T. Analiza metod odzysku i akumulacji ciepła niskotemperaturowego z bloków energetycznych, *Zaawansowane technologie pozyskiwania energii: Opracowanie technologii dla wysokosprawnych "zero-emisyjnych" bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO<sub>2</sub> ze spalin. Sprawozdanie merytoryczne za okres 1.05.2010-30.04.2011.*
- [6] WÓJS K., SZULC P., TIETZE T., SITKA A. Concept of a system for waste heat recovery from flue gases in a coal-fired power plant, *Journal of Energy Science* Vol. 1, no.1, 2010.



# **XIII. ONE-DIMENSIONAL MATHEMATICAL MODEL OF A FLUE GAS/WATER CONDENSING HEAT EXCHANGER WITH STEAM CONDENSATION FOR A 900 MW BROWN COAL FIRED POWER UNIT**

Piotr Szulc, Tomasz Tietze, Kazimierz Wójs,  
Henryk Kudela, Tomasz Kozłowski

Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów,  
Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wroclawska

This paper proposes increasing the thermal power of heat exchangers for recovery of waste heat from flue gases by making use of the phenomenon of condensation of steam contained in flue gases. The condensing heat exchanger was designed using a one-dimensional, non-stationary mathematical model, which was extended by terms responsible for the condensation process. In this case, the process of heat transfer in the presence of an inert gas was put under consideration. The mathematical model of the heat exchanger with steam condensation in the presence of inert gases is more complex than the model for condensation of pure steam. Partial differential equations were reduced to a system of algebraic equations with a tridiagonal matrix. They were solved using the Thomas algorithm. The time derivative was approximated using a first-order implicit scheme. An advantage of an implicit formulation is a lack of the time step restrictions resulting from the Courant condition. Thermal calculations were performed and provided a basis for designing the overall dimensions and the thermal power of the heat exchanger.

## **1. Introduction**

One of the most important and still current problems in power engineering is a need to increase the efficiency of power units. For this reason, efforts were made to reduce or eliminate losses that decrease the efficiency of steam power plants. The efficiency can be increased, inter alia, by lowering the temperature of flue gases. However this is practically impossible in the case of older power plants operating with a classic stack. There occurs a problem of so-called „cold end”. The problem consists in the fact that the flue gas temperature cannot be

lowered below the dew point. Condensing moisture causes corrosion of the material of the flue gas duct and the stack. To prevent condensation of steam, allocation of flue gas heat is used, which consists in cooling the flue gases before they enter the flue-gas desulfurization system, and then heating them to a temperature of approximately 10–20 °C above the dew point before they enter the stack. On the other hand, the problem of „cold end” does not occur in newly designed and constructed power plants, because flue gases get to the outlet duct in the cooling tower. In such a case, the flue gas outlet temperature can be at any low level and the recovered heat is usually used for heating the inlet air and feed water or is directed to a heating system [12]. Unfortunately, currently installed heat exchangers are characterized by a low thermal power [11]. Therefore, the authors of this paper proposed to increase the thermal power of exchangers by using the process of condensation of steam contained in flue gases. This is particularly reasonable in brown coal-fired power units. In this case, it would be necessary to examine the process of heat transfer in the presence of an inert gas, which is a very complex problem. In turn, the mathematical model of the heat exchanger with steam condensation in the presence of inert gases is more complex than the model for condensation of pure steam. On this basis, an attempt was made to design a condensing heat exchanger with the use of a one-dimensional, non-stationary mathematical model, which takes into account the steam condensation phenomenon. Partial differential equations were reduced to a system of algebraic equations with a tridiagonal matrix. They were solved using the Thomas algorithm. The time derivative was approximated using a first-order implicit scheme. An advantage of an implicit formulation is a lack of the time step restrictions resulting from the Courant condition.

## 2. Mechanism of the condensation process

The heat transferred to cooling water during condensation of steam from flue gases is the latent heat generated as a result of the mass transfer (of steam particles) from flue gases, through the condensate layer, to the wall of the heat exchanger. The interface, on which the condensation process takes place, is permeable only to particles of condensing steam, while flue gases form a layer that hinders the access of steam to the interface. The intensity of the condensation process is determined by the rate of transfer of steam particles from the main flow of the flue gas mass to the surface, on which steam condensation will occur, and by the discharge rate of the heat released during condensation by the condensate layer.

Inflow of steam particles to the cooling surface depends on the difference in concentration or, in other words, on the difference in partial pressures of steam in the main core of the flue gas flow and on the interface  $\Delta p_v = p_{vm} - p_{vf}$ . As

a result of condensation, the partial pressure of steam decreases in the direction of the condensation surface. On the other hand, the pressure and concentration of dry flue gas particles will increase in the steady state, because the pressure of the mixture is then constant. Hence, at the presence of condensation of steam from flue gases, particles of dry flue gases will concentrate near the wall surface. A high concentration of dry flue gas particles near the cooling surface forms a diffusion layer, which hinders the heat transfer process as well as the transfer of steam particles to the condensation surface [4]. The steam temperature decreases accordingly near the condensation surface.

Heat transfer from the condensation surface, through the condensate layer, to the outer surface of the pipe with cooling water takes place as a result of the heat conduction of the condensate layer. The difference in temperatures is a driving force for the heat transfer through the condensate.

Schematic presentation of the layers involved in the flue gas condensation process for the cross section of the cooling pipe is shown in Figure 1.

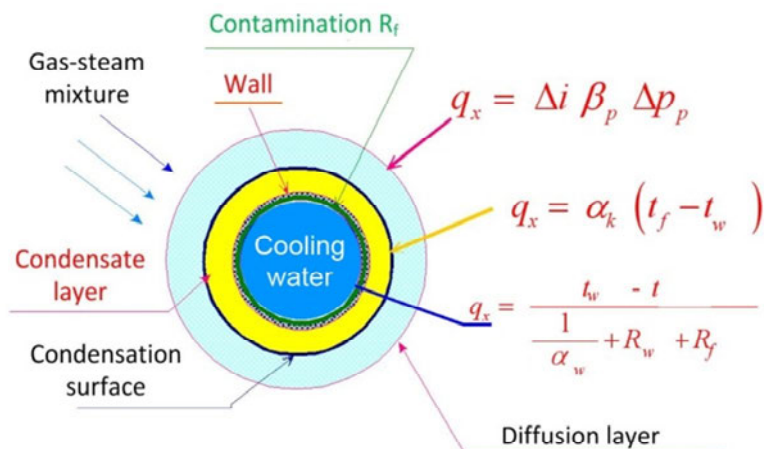


Fig. 1. Schematic presentation of the layers involved in the steam condensation process in the pipe cross section. The figure includes also a layer of the contamination on the wall

A mechanical interaction, caused primarily by friction, occurs between the moving flue gases and the condensate layer. This results in an increase of the velocity in the condensate layer, a decrease of the thickness of the layer, as well as in local turbulence stimulation. This has also an influence on an increase of the condensate layer heat transfer coefficient. Hence it appears that the heat transfer coefficient will change along with the penetration of steam into the bundle of cooling water pipes, because its velocity will be decreasing. Therefore, the heat transfer coefficient for the moving steam will always be greater than that for the stationary steam.

The heat flux towards the surface of the pipe of the heat exchanger is expressed by Fourier's law

$$q = -\lambda_k \frac{\partial T}{\partial y} \approx \frac{\lambda}{\delta} \theta, \quad (1)$$

or

$$q = \alpha_k (t_f - t_s) = \alpha_k \theta_f. \quad (2)$$

However, the mass flux according to the Fick's law is expressed by the formula

$$d_k = -D_c \frac{dC}{dy}. \quad (3)$$

where  $D_c$  is a diffusion coefficient, or [2, 3]

$$d_k = \beta_r (p_v - p_f) = \beta_r \Delta p_v. \quad (4)$$

In this equation,  $\beta_r$  is the mass transfer coefficient. The heat flux associated with mass transfer is

$$q = d_k \Delta i = \beta_r \Delta p_v \Delta i. \quad (5)$$

Since all the heat emitted in the process of condensation of steam from flue gases is transferred through the condensate layer to the wall of the cooling water pipe, the following equality is obtained

$$q = \beta_r (p_v - p_f) \Delta i = \alpha_k (t_v - t_s), \quad (6)$$

or

$$q = \beta_r \Delta p_v \Delta i = \alpha_k \theta_f. \quad (7)$$

The equality between the flux of the heat generated by condensation of steam particles and the heat transferred through the condensate layer is dependent on the pressure  $p_f$ , the temperature  $t_f$  on the interface, and the difference  $\theta_f$ . In order to determine the value of the coefficient  $\beta_r$ , the following relationship was proposed [5]

$$Nu_D = \frac{\beta_r d_0}{D_p} = C_1 \left( \frac{\Delta p_v}{p_m} \right)^{-1/3} \varepsilon_0^{-x}. \quad (8)$$

where for  $Re > 350$ : the value of the constant  $C_1 = 0.82$  and the exponent  $x = 0.6$ , while for  $Re < 350$ : the value of  $C_1 = 0.52$  and  $x = 0.7$ ;  $Nu_D$  is the diffusion Nusselt number. The symbol  $\varepsilon_0$  denotes the mass fraction of dry flue gases in



wet flue gases. The diffusion coefficient  $D_p$  is determined by the Rossi's formula [1, 3]

$$D_p = \frac{6.27 \cdot 10^{-6}}{p_m} C_1 \left( \frac{T_m}{273} \right)^{0.8}, \quad (9)$$

where  $T_m$  – absolute temperature of the mixture of steam and flue gases,  $p_m$  – absolute pressure of the mixture in bars. Reynolds number is defined in relation to flue gas parameters. By substituting the coefficient  $\beta_r$  with  $D_p$  in the criteria expression, the following is obtained

$$\beta_r = \frac{C_2}{p_m \varepsilon_0^x d_0 10^6} \left( \frac{T_m}{273} \right)^{0.8} \text{Re}^{0.5} \left( \frac{\Delta p_v}{p_m} \right)^{-1/3}, \quad (10)$$

where:  $C_2 = 5.15$ ,  $x = 0.6$  for  $Re > 350$  and  $C_2 = 3.26$ ,  $x = 0.7$ , for  $Re < 350$ .

### 3. Mathematical model of a condensing heat exchanger

The mathematical model of a condensing heat exchanger proposed in this paper is a non-stationary, one-dimensional model, in which independent variables are: the length  $x$ , and the time  $t$ . The model is based on differential equations of heat transfer and allows determining instantaneous distributions the temperature of water, flue gases and the pipe along the heat exchanger. Modeling of transient heat transfer processes becomes particularly important, when condensation occurs. As it is known, the process of condensation of steam from flue gases is a complex process, which is affected by a large number of parameters, including the saturation temperature for flue gases, the flue gas heat transfer coefficient, the thickness of the layer of inert gases that hinder the heat flow, contamination on walls, and the thickness of the condensate layer on the pipe. It was assumed under this study that the process of heat transfer between water and flue gases takes place in accordance with the diagram shown in Figure 2 [10].

A counterflow heat exchanger, in which flue gases with the temperature  $T$  move with the velocity  $c$ , water with the temperature  $T_h$  flows with the velocity  $v$ , and  $T_w$  is the temperature of the wall, was adopted for the calculations. The heat exchanger was replaced with a single pipe, which is brushed by flue gases. The pipe was then divided into calculation cells with the length  $dx = L/n$ , where  $L$  is the length of the pipe, and  $n$  – the number of parts it was divided into. The calculations were performed for each cell with the length  $dx$ , Fig. 3. The index  $j$  denotes the  $j$ -th cell;  $j = 0, 1, 2, \dots, n$ . Each cell contains a certain mass of water  $m_w$ , mass of the pipe  $m_m$ , and mass of flue gases  $m_{sp}$ .

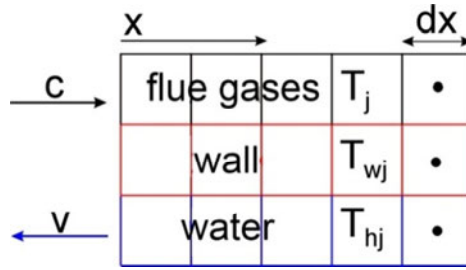


Fig. 2. Model of a heat exchanger

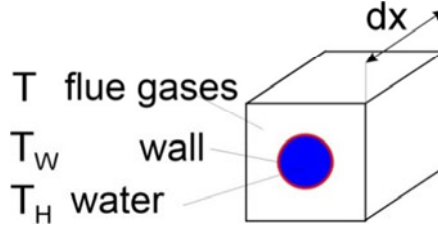


Fig. 3. Calculation cell

The equations describing the process of heat transfer between flue gases, the wall, and water are presented in the following form

$$c_{sp}m_{sp} \frac{\partial T}{\partial t} + c_{sp}m_{sp} \left( c \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \alpha_{sp}F_z(T_W - T) + \gamma Q_k, \quad (11)$$

$$c_m m_m \frac{\partial T_W}{\partial t} = \alpha_{sp}F_{sp}(T - T_W) + \alpha_W F_w(T_H - T_W) + \gamma Q_k, \quad (12)$$

$$c_w m_w \frac{\partial T_H}{\partial t} + c_w m_w \left( v \frac{\partial T_H}{\partial x} \right) = \alpha_W F_w(T_W - T_H) + \gamma Q_k. \quad (13)$$

The left side of the equation (11) describes transfer of heat with the velocity  $c$  along the variable  $x$ , while the right side expresses the penetration of heat from the wall to flue gases and the condensation heat  $Q_k$ . The second equation describes a change in the temperature of the wall as a result of heat flow from flue gases, the transfer of heat to water, and the additional flow of heat from steam condensing in flue gases. The equation (13) is a heat transfer equation for water. Heat is carried with the velocity  $v$ , and the source term in the equation is the heat received from the wall and the heat of condensation. A pipe wall with a small thickness was adopted for the calculations, and therefore its thermal resistance was omitted. The flow of heat  $Q_k$  resulting from condensation of steam in flue gases is included in the equation (11) as an additional internal heat source of wet flue gases.

The system of equations (11-13) was solved by approximating the temperature derivative along the direction  $x$  using a second-order backward scheme. The time derivative was approximated using a first-order implicit scheme, which can be expressed in the following form

$$T^{k+1} = T^k + f(T^{k+1})\Delta t, \quad (14)$$

where  $k$  denotes a subsequent time layer, while  $\Delta t$  – the time step. Thanks to the use of the implicit scheme, partial differential equations were reduced to a system of algebraic equations with a tridiagonal matrix, which were solved using the Thomas algorithm [7]. An advantage of an implicit formulation is a lack of the time step restrictions resulting from the Courant condition [7, 8, 9].

The flow of heat  $Q_k$  resulting from condensation of steam in flue gases was added when the temperature of flue gases in the cell dropped below the saturation temperature for steam in flue gases  $T < T_n$ . The symbol  $\gamma$  denotes a parameter that takes the value 0, when  $T > T_n$ , and the value 1, when  $T < T_n$ . The heat of condensation was determined on the basis of the following equation

$$Q_k = q_{mk} \cdot r, \quad (15)$$

where  $r$  denotes the condensation heat calculated on the basis of the differences between the enthalpy of steam in the saturated state and the enthalpy of water after condensation.

An assumption was made that the process of condensation of steam from flue gases will run like the process of isobaric cooling of moist air. Hence, the mass of the condensate was calculated on the basis of the equation (16)

$$q_{mk} = (X_1 - X_2)q_{msps}, \quad (16)$$

where  $q_{msps}$  is the flow of dry flue gases, while the coefficient of moistening  $X$  was calculated with the use of the equation (17)

$$X = \frac{p_p}{p_{sp} - p_p} \frac{M_{H20}}{M_{sps}}. \quad (17)$$

In this equation,  $p_p$  is the partial pressure of steam in flue gases,  $p_{sp}$  denotes the pressure of flue gases,  $M_{H20}$  and  $M_{sps}$ : respectively the molar mass of water and the molar mass of dry flue gases. The balance for the water/flue gas condensing heat exchanger was expressed in the following form

$$Q_w = q_{mw}c_w(t_{w2} - t_{w1}) = q_{msp}c_{sp}(t_{sp1} - t_{sp2}) + m_k r, \quad (18)$$

where  $q_{mw}$  is the cooling water mass flow,  $c_w$  - specific heat of water,  $t_{w1,2}$  - respectively: the temperature of water at the inlet and at the outlet of the heat ex-

changer,  $t_{sp1,2}$  - respectively: the temperature of flue gases at the inlet and at outlet of the heat exchanger.

The heat transfer coefficient for water  $\alpha_w$  was calculated on the basis of the Nusselt number, under the assumption of a turbulent flow

$$Nu = \frac{\alpha_w d}{\lambda} \quad \text{and} \quad Nu = C Re^A Pr^B. \quad (19)$$

The layout of pipes of the heat exchanger was taken into account through selection of the parameters  $A$  and  $B$  in the formula (19). For the flow occurring around 10 rows of pipes arranged in a chequered pattern and the Reynolds number  $Re > 2000$ , there were adopted the following coefficients:  $A = 0.6$ ,  $B = 0.33$  and  $C = 0.33$ . Since the Prandtl number for water depends on the temperature, the coefficient  $\alpha_w$  will change along the length of the pipe. In the given range of water temperatures, the change in the value of the heat transfer coefficient is significant and must be taken into account. In the case of the laminar flow, the Nusselt number was calculated using the Sieder and Tate equation, which was expressed in the following form

$$Nu = 1.86 \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} Re^{1/3} Pr^{1/3} \left( \frac{d}{L} \right)^{1/3}. \quad (20)$$

where  $\mu$  denotes the coefficient of dynamic viscosity for the mean temperature of the fluid, and  $\mu_s$  is the coefficient of viscosity for the mean temperature of the wall.

## 4. Results of the calculations

A counterflow heat exchanger with copper pipes arranged in a chequered pattern was adopted for the calculations. The value of the pipe diameter was assumed to be equal to 13.5 mm, and the value of the wall thickness was assumed to be equal to 2 mm. The calculations were performed for brown coal flue gases.

Temperature distributions along the heat exchanger were obtained on the basis of the proposed mathematical model, as shown in Figure 4. The thermal power of the heat exchanger was calculated using the formula

$$Q_w = q_{mw} c_w (T_{w2} - T_{w1}). \quad (21)$$

The calculations had been performed until the time when the heat transfer process stabilized and stationary distributions of temperatures along pipes of the heat exchanger were obtained. Stationary distributions were obtained for the time  $t > 170$  s. The length of the pipe of the heat exchanger was assumed to be

$L = 28$  m and was divided into  $n = 50$  cells of equal length. For brown coal with the given characteristics, the condensation of steam contained in flue gases takes place in the temperature  $T_n = 64.97$  °C. The flow rate of heat transferred by flue gases by the time of condensation is  $Q = 153.53$  MW. Cooling the flue gases to a temperature lower than the saturation temperature results in an additional latent heat flow  $Q_{kond} = 124,83$  MW. Condensation of steam contained in flue gases takes place near the outlet of the heat exchanger, on the last 5.8 meters of the heat exchanger pipes. The length of the non-condensing part of the heat exchanger is  $L_{bk} = 22.2$  m. Detailed results of the calculations for the condensing heat exchanger are shown in Table 1.

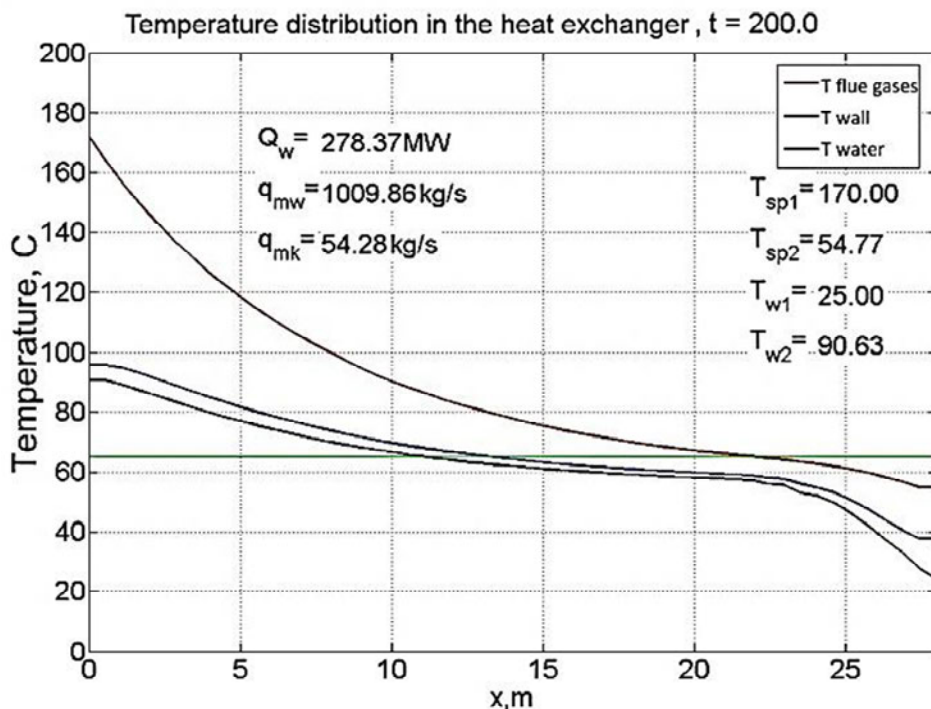


Fig. 4. Distribution of the flue gas and water temperatures along the heat exchanger, at the flow rate of flue gases from the burning of brown coal  $q_{msp} = 1090.2$  kg/s.

$Q_w$  is the power of the heat exchanger,  $q_{mw}$  – cooling water mass flow rate,  $q_{mk}$  – condensate mass flow rate,  $T_{sp1,2}$  – respectively: the temperature of flue gases at the inlet and at the outlet of the heat exchanger,  $T_{w1,2}$  – respectively: the temperature of water at the inlet and at outlet of the heat exchanger. Green colour indicates the saturation temperature for steam contained in flue gases,  $T_n = 64.97$  °C

Figure 5 shows the instantaneous distribution of temperatures along the heat exchanger, immediately after the initiation of the condensation process.

Table 1. Results of calculations obtained for brown coal flue gases

Flue gas mass flow rate	1090.2 kg/s
Size of the flue gas duct	8.08 m × 8.08 m
Number of pipes	22425
Pipe diameter	13.5 mm
Pipe thickness	2 mm
Pipe length	29.4 m
Pipe material	copper
Pitch	53.9 mm
Velocity of water in pipes	0.31 m/s
Velocity of flue gas	13.68 m/s
Heat exchange area	34717 m <sup>2</sup>
Cooling water mass flow rate	1009 kg/s
Condensate mass flow rate	54.28 kg/s
Power of the non-condensing part	153 MW
Power of the condensing part	125 MW
Power of the heat exchanger	278 MW

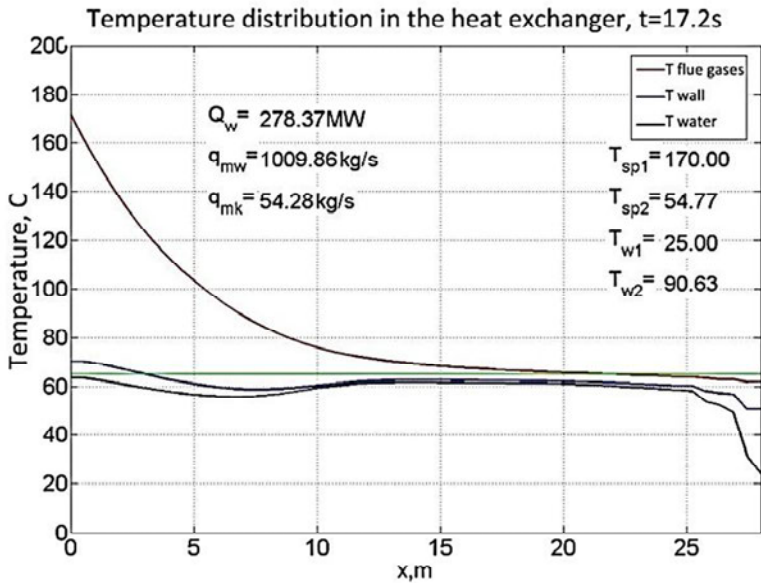


Fig. 5. Distribution of the flue gas and water temperatures along the heat exchanger, immediately after the initiation of the condensation process at the flue gas flow rate  $q_{msp} = 1090.2 \text{ kg/s}$

The process of condensation of steam in flue gases generates an additional heat flow, which is carried in the direction of the velocity of water. The appearance of an additional heat flow causes locally a significant increase in the water temperature and a decrease in the temperature differences between water and flue gases.

## 5. Summary

This paper proposes increasing the thermal power of heat exchangers for recovery of waste heat from flue gases by making use of the phenomenon of condensation of the steam contained in flue gases. The condensing heat exchanger was designed using a one-dimensional, non-stationary mathematical model, which was extended by terms responsible for the condensation process. Partial differential equations were reduced to a system of algebraic equations with a tridiagonal matrix. They were solved using the Thomas algorithm. The time derivative was approximated using a first-order implicit scheme. An advantage of an implicit formulation is a lack of the time step restrictions resulting from the Courant condition. Thermal calculations were performed and provided a basis for designing the overall dimensions and the thermal power of the heat exchanger. A chequered arrangement of pipes was proposed. In this case, the pipes were made of copper. As it appears from the calculations, the thermal power of the heat exchanger increased by approximately 82% as compared with the heat exchanger operating without a phase transition, due to the inclusion of the steam condensation process. The flue gas temperature was reduced by over 120°C. Changes in the temperatures of the pipe wall, cooling water and flue gases can be seen on the temperature distribution characteristics. These characteristics allow determining the time, after which the steam condensation process occurs, as well as the place in the heat exchanger, in which this process takes place. From the description of the condensation process presented in this paper it appears that this problem is very complex, however for the purpose of calculations the problem was simplified to one dimension. As it results from the temperature distribution characteristics, the proposed one-dimensional, non-stationary mathematical model reflects well the condensation process and its development over time.

The results presented in this paper were obtained from research work co-financed by the National Centre of Research and Development in the framework of Contract SP/E/1/67484/10 – Strategic Research Programme – Advanced technologies for obtaining energy: Development of a technology for highly efficient zero-emission coal-fired power units integrated with CO<sub>2</sub> capture.

## REFERENCES

- [1] BERMAN L. D., Kinženernomu teplovomu rasciotu kondensatorov parovykh turbin, *Tieploenergetika*, 22(10), 1975, 34-39.
- [2] BERMAN L. D., Razvitije konstrukcij kondensatorov parovykh turbin, *Tieploenergetika*, 9, 1961, 78-84.

- [3] BERMAN L. D. FUKS S.N., Massoobmen w kondensatorach z gorzontalnymi trubami pri sodierzanii v parie vozducha, *Tieploenergetika*, 5 (8), 1958, 66-74.
- [4] CHISHOLM D., Modern developments in marine condensators: non-condensable gases: an overview Marto P. J. Nunn R. H.: Power condenser heat transfer technology, computer modeling, design, fouling, Hemisphere Publishing Corporation, 1981, 95-142.
- [5] FUKS S. N., Teplotdaca pri kondensacii dvizuscegosja para v gorzontalnom trubnom puckie, *Tieploenergetika*, 4(2), 1957, 35-38.
- [6] ISACEENKO W. P., Tieploobmen pri kondensacii, *Energia* 1977
- [7] KINCAID, D. CHENEY W., Analiza numeryczna. WNT, 2006.
- [8] THOMAS J. W., Numerical Partial Differential Equations: Finite Difference Methods. Springer, New York, 1995.
- [9] THOMAS P. J., Simulation of Industrial Processes for Control Engineers, Elsevier Science & Technology Books 1999.
- [10] WIŚNIEWSKI ST. WIŚNIEWSKI T. S., Wymiana ciepła, WNT 2000.
- [11] WÓJS K., LICHOTA J., RĄCZKA P., SZULC P., TIETZE T., Analiza metod odzysku i akumulacji ciepła niskotemperaturowego z bloków energetycznych, Zaawansowane technologie pozyskiwania energii: Opracowanie technologii dla wysokosprawnych "zero-emisyjnych" bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO<sub>2</sub> ze spalin. Sprawozdanie merytoryczne za okres 1.05.2010-30.04.2011.
- [12] WÓJS K., SZULC P., TIETZE T., SITKA A., Concept of a system for waste heat recovery from flue gases in a coal-fired power plant, *Journal of Energy Science*, Vol. 1, no.1, 2010.



# **XIV. WPŁYW TEMPERATURY GAZU NA WŁAŚCIWOŚCI SEPARACYJNE MEMBRAN POLIMEROWYCH PRZY SEPARACJI CO<sub>2</sub> ZE SPALIN – WYBRANE ZAGADNIENIA**

Daniel Węcel, Grzegorz Wiciak

Institut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, Politechnika Śląska

W rozdziale przedstawiono problem separacji membranowej CO<sub>2</sub> z gazów spalinowych. Jest to jedna z wielu metod, rozważana do aktualnego zastosowania w skali przemysłowej. Jednym z rodzajów membran stosowanych do separacji gazu zawierającego CO<sub>2</sub> są membrany polimerowe. W pracy rozpatrywano moduł zawierający tego typu membranę. Główną siłą napędową dla separacji gazu przez membranę jest częściowa różnica ciśnień poszczególnych składników gazu. Jest to spowodowane różnicą ciśnień na membranie oraz różnią stężeń oddzielonych składników gazu. Jednym z wielu czynników mających wpływ na przepuszczalność membrany jest temperatura gazu wpływającego do niej. Przedstawiono wybrane aspekty dotyczące wpływu temperatury gazu wydzielonego na parametry efektywności separacji CO<sub>2</sub>, takich jak: rzeczywisty współczynnik selektywności  $\alpha$  i przepuszczalność  $P_{CO_2}$ .

## **1. Wprowadzenie**

Usuwanie CO<sub>2</sub> z gazów spalinowych które zawierają 10–20% CO<sub>2</sub> jest bardzo ważnym zagadnieniem w związku z globalnym ociepleniem. Separacja membranowa jest jedną z potencjalnych metod usuwania CO<sub>2</sub> z gazów spalinowych [3, 13, 14]. Skuteczna separacja gazów przy minimalnych kosztach inwestycyjnych i eksploatacyjnych wymaga zastosowania odpowiednich membran oraz takiego prowadzenia procesu, aby ograniczyć zapotrzebowanie energetyczne i niekorzystne obniżanie sprawności całego procesu produkcji energii elektrycznej i ciepła.

Transport gazów przez membranę zależy od wielu czynników. Siła napędowa przemieszczająca cząsteczki gazu przez membranę w zdecydowanym

stopniu jest wywoływana przez różnicę ciśnień cząstkowych poszczególnych składników gazu. Różnica ta jest wywoływana przez różnicę stężeń i różnicę ciśnień składnikowych mieszanin gazów po obu stronach membrany. Wielkościami, które dodatkowo wpływają na przenikalność poszczególnych gazów przez membranę są: wielkość cząsteczek gazu, kształt cząstki i temperatura pracy membrany [6].

Przy rozpatrywaniu separacji CO<sub>2</sub> ze spalin należy brać pod uwagę przede wszystkim rozdzielanie mieszaniny CO<sub>2</sub> i N<sub>2</sub>. Teoretycznie ilość tlenu zawartego w spalinach jest na tyle mała (około 4%), że nie istnieje konieczność rozpatrywania go oddzielnie.

Własności transportowe membran określa przepuszczalność (przenikalność)  $P$ , która wyrażana jest w Barrerach (jest to strumień gazu przenikający przez membranę w zależności od stężenia gazów po obu stronach membrany, ruchliwości cząstek i siły napędowej - cm<sup>3</sup>(STP)·cm/(cm<sup>2</sup>·s·cmHg)). Natomiast selektywność jest definiowana, jako stosunek przepuszczalności poszczególnych składników mieszaniny przez membranę  $Z$  równania Ficka zapisanego dla dwóch składników gazowych np. CO<sub>2</sub> i N<sub>2</sub> można otrzymać zależność określającą stosunek elementarnych strumieni przenikających przez membranę. Określony idealny współczynnik selektywności jest proporcjonalny do stosunku wartości współczynników przenikalności gazów  $P_{CO_2}/P_{N_2}$  i wyrażony jest równaniem:

$$\alpha^* = \frac{P_{CO_2}}{P_{N_2}}. \quad (1)$$

Selektywność membran do separacji gazów zależy przede wszystkim od właściwości materiału membrany. Pod tym względem rozróżnia się membrany syntetyczne i naturalne, natomiast ze względu na strukturę można wyróżnić membrany porowate, nieporowate i ciekłe [3, 15, 19]. W zależności od rodzaju materiału membrany różny jest mechanizm separacji poszczególnych składników mieszaniny. W separacji membranowej wykorzystywane są różnice pomiędzy własnościami fizycznymi i chemicznymi poszczególnych składników mieszaniny gazowej, a membraną separacyjną, co przyczynia się do przenikania składników gazu przez materiał membrany z różnymi prędkościami. W przypadku separacji gazów, ze względu na bardzo małe rozmiary cząstek, stosuje się przede wszystkim membrany nieporowate homogeniczne, w których decydujące znaczenie przy transporcie gazów (przepuszczalności) przez membranę odgrywa rozpuszczalność w materiale membrany i szybkość dyfuzji przez membranę. Desorpcja gazu po stronie odbierającej (permeatu) jest procesem na tyle szybkim, że nie wpływa na ogólną separację i transport.

Wśród membran stosowanych do separacji gazów (w tym CO<sub>2</sub>) często wykorzystuje się membrany polimerowe, a jednym z materiałów wykorzystywanych do ich budowy są poliimidy. Poliimidy należą do grupy polimerów szklistych z dobrą stabilnością termiczną i chemiczną [12]. Przenikalność  $P_{CO_2}$  tych

membran nie jest dużą ale może osiągać wartość 400 Barrer przy 50 °C [7, 9]. Natomiast idealny współczynnik selektywności tych membran  $\alpha^*$  zwykle nie przekracza wartość 70 przy 25 °C [7].

Badania laboratoryjne wykonywane w celu wyznaczenia powyższych parametrów zwykle przeprowadza się w temperaturach 20–35 °C. W rzeczywistości membrany polimerowe mogą pracować w zupełnie innych temperaturach. W specyficznych przypadkach temperatura gazu doprowadzonego do membrany może osiągać temperatury w zakresie -40 do ponad 100 °C. Z tego powodu istotne jest określenie wpływu temperatury na parametry pracy membran poliimidowych [1].

## 2. Zależności teoretyczne

Separacja membranowa wykorzystuje selektywne przenikanie gazu. Kiedy mieszanina gazu zostanie doprowadzona do membrany, składnik gazu rozpuszcza się w membranie i dyfunduje przez materiał membrany. Rozpuszczalność i dyfuzja jest różna dla składników gazu. Dwutlenek węgla, para wodna i siarko-wodór łatwo przenikają, natomiast metan, etan i inne węglowodory przenikają bardzo wolno [5, 10].

Przyjmuje się, że wpływ temperatury na współczynnik przenikalności w nieporowatych membranach opisuje równanie Arrheniusa (2). Wskazuje ono, że temperatura ma wpływ na przenikalność [12] zgodnie z zależnością:

$$P = P_o \cdot e^{\left(\frac{-E_p}{RT}\right)}, \quad \left[ \frac{\text{cm}^3 (\text{STP}) \times \text{cm}}{\text{cm}^2 \times \text{s} \times \text{cmHg}} \right] \quad (2)$$

gdzie:  $E_p$  – energia aktywacji (mniej więcej taka sama dla różnych gazów w polietylenie – 35–45 kJ/mol),  $R$  – stała gazowa,  $T$  – temperatura.

Ze względu na wpływ rozpuszczalności i dyfuzji na przenikalność, oba parametry muszą być uwzględnione przy analizie wpływu temperatury na własności transportowe membran. Rozpuszczalność opisuje równanie (3) opierające się na równaniu Arrheniusa:

$$S = S_o \cdot e^{\left(\frac{-\Delta H_s}{RT}\right)}, \quad \left[ \frac{\text{cm}^3 (\text{STP})}{\text{cm}^2 \times \text{cmHg}} \right] \quad (3)$$

gdzie:  $\Delta H_s$  – ciepło rozpuszczania (sorpcji) [kJ/mol],  $S_o$  – stała (niezależna od temperatury).

Podobny efekt, wpływu temperatury na dyfuzję gazów, opisuje równanie podobne do równania Arrheniusa (4).

$$D = D_o \cdot e^{\left(\frac{-E_d}{RT}\right)}, \quad \left[ \frac{\text{cm}^2}{\text{s}} \right] \quad (4)$$

gdzie:  $E_d$  – energia aktywacji [kJ/mol],  $D_o$  – stała (niezależna od temperatury).

Energia aktywacji  $E_d$  dla membran polimidowych zwiększa się wraz ze wzrostem temperatury [16].

Łącząc powyższe wzory uzyskuje się:

$$P = D_o \cdot S_o \cdot e^{-\left(\frac{\Delta H_r + E_d}{RT}\right)} = P_o \cdot e^{-\left(\frac{-E_p}{RT}\right)}. \quad (5)$$

Dla gazów mało interaktywnych (takich jak: azot, hel, metan oraz wodór) przy zmianie temperatury, większy wpływ na zmianę przenikalności odgrywa dyfuzja niż rozpuszczalność. Więc można powiedzieć, że w tym przypadku przenikalność i dyfuzyjność jest prawie taka sama. Dla większych cząsteczek sprawa jest bardziej skomplikowana, bo dyfuzyjność i rozpuszczalność są przeciwstawne do siebie. Dodatkowo są zależne od koncentracji składników w mieszaninie gazów.

Przy oddzielaniu  $\text{CO}_2$  od  $\text{N}_2$  w membranach decydującą rolę odgrywa rozpuszczalność wymienionych gazów. Rozpuszczalność  $\text{CO}_2$  jest znacznie większa w porównaniu z rozpuszczalnością  $\text{N}_2$  (duża wartość selektywności rozpuszczalności  $S_{\text{CO}_2}/S_{\text{N}_2}$ ) natomiast dyfuzyjność  $\text{CO}_2$  względem  $\text{N}_2$  jest porównywalna (wartość selektywności dyfuzji  $D_{\text{CO}_2}/D_{\text{N}_2}$  jest bliska jedności - dla różnych wartości temperatury) stąd niewielki wpływ na przenikalność  $\text{CO}_2$  przez membranę [7, 13]. Przy zmianie temperatury w zakresie 5–70 °C, dla analizowanych w literaturze membran polimerowych, wzrost temperatury powoduje podobny przyrost wartości przenikalności jak i współczynnika dyfuzji dla  $\text{CO}_2$  oraz  $\text{N}_2$ . Natomiast zaobserwowano spadek współczynnika rozpuszczalności dla dwutlenku węgla  $S_{\text{CO}_2}$  i wzrost dla azotu  $S_{\text{N}_2}$  przy podwyższaniu temperatury [7]. W związku z tym wzrost temperatury powoduje wyraźne zmniejszanie idealnego współczynnika selektywności  $P_{\text{CO}_2}/P_{\text{N}_2}$ , na co ma wpływ przede wszystkim zmniejszenie  $S_{\text{CO}_2}/S_{\text{N}_2}$ .

Teoretyczne rozważania nt. wpływu temperatury na właściwości separacyjne membran polimerowych przy rozdziale różnych mieszanin gazów przedstawiono w [1]. Na podstawie teoretycznego równania na przenikalność membrany określono górne zakresy separacyjności opisane zależnością pomiędzy selektywnością idealną, a przenikalnością przy różnych temperaturach. Dla mieszaniny  $\text{CO}_2/\text{N}_2$  zauważono silną zależność temperatury na separacyjność membran.

Generalnie można również zauważyć, że zwiększenie przenikalności  $P_{\text{CO}_2}$ , powoduje spadek selektywności  $P_{\text{CO}_2}/P_{\text{N}_2}$ . Górna granica zależności pomiędzy przenikalnością i selektywnością membran polimerowych dla mieszanin dwuskładnikowych można zapisać zależnością:

$$\alpha_{A/B} = \frac{\beta_{A/B}}{P_A^{\lambda_{A/B}}} \cdot \left[ \frac{\text{cm}^2}{\text{s}} \right] \quad (6)$$

gdzie:  $\alpha_{A/B}$  – selektywność,  $P_A$  – przenikalność,  $\beta_{A/B}$ ,  $\lambda_{A/B}$  – stałe empiryczne zależne od analizowanych gazów [1,13].

Powyższa zależność (6) obowiązuje dla wielu typów membran polimerowych. We wzorze tylko stała  $\beta_{A/B}$  jest zależna od temperatury, i maleje wraz ze wzrostem temperatury. Powoduje to podnoszenie się górnej granicy zależności pomiędzy przenikalnością i selektywnością membran przy spadku temperatury [1]. Sugeruje to na możliwość poprawy własności separacyjnych membran przy pracy w niższych temperaturach.

Badania membran poliimidowych pracujących w różnych temperaturach [16] wskazują na malejącą rozpuszczalność przy wzroście temperatury. Jednocześnie obserwuje się znacznie większą zmianę rozpuszczalności w funkcji temperatury dla CO<sub>2</sub>, w porównaniu ze zmianą rozpuszczalności dla N<sub>2</sub>. Wpływa to w istotny sposób na zmniejszenie selektywności membrany przy wzroście temperatury. W niektórych przypadkach jest zauważalna nieco inna tendencja [4], lecz w tym przypadku badania były wykonywane na innych mieszkankach gazów.

### 3. Membrany poliimidowe z pustymi włóknami (hollow fiber)

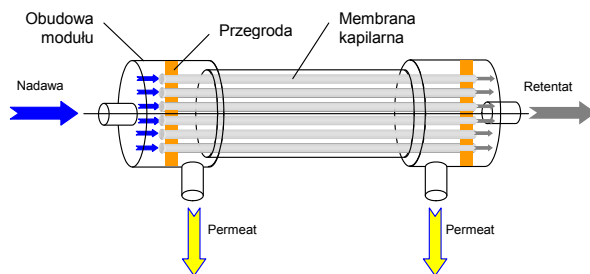
Wśród membran polimerowych stosowanych do separacji gazów powszechnie stosuje się moduły z włóknami pustymi (hollow fiber). Wewnątrz modułu znajdują się bardzo gęsto upakowane włókna membranowe o średnicy  $d_w = 40\text{--}500 \mu\text{m}$ . W zależności od wykonania i przeznaczenia puste włókna mogą być zasilane substancją rozdzielaną zarówno wewnątrz, jak i z zewnątrz. W drugim przypadku membrany charakteryzują się wysoką odpornością na ciśnienie. Membrany wykonane z pustych włókien mają stosunkowo korzystne jednostkowe koszty produkcji i są zazwyczaj stosowane do separacji gazów i odwróconej osmozy. Zasadniczymi wadami tych membran jest wrażliwość na zanieczyszczenia oraz w niektórych przypadkach wysokie straty ciśnienia.



Rys. 1. Zdjęcie modułu membranowego UBE

Po przeanalizowaniu możliwości zastosowania membran o małych wydajnościach, które można stosować w warunkach laboratoryjnych lub instalacjach w skali ułamkowo technicznej i dostępnych na rynku, wybrano moduł membranowy firmy UBE Industries. Wybrano model UMS-A2, który dedykowany jest do osuszania powietrza rys.1.

Moduły te zawierają włókniste membrany z poliimidu szklanego, które znajdują się wewnątrz modułu jako wiązka włókien pustych (schemat na rys. 2). Ogólnie zasada działania membran UBE opiera się na zjawisku swobodnego przenikania gazów takich jak:  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  i  $\text{H}_2\text{S}$ , z mieszaniny gazów doprowadzonej do wewnętrznej strony membrany pod ciśnieniem. Z drugiej strony membrany musi być utrzymywane niższe ciśnienie. Składniki mieszaniny, które nie przeniknęły są zatrzymywane po wewnętrznej stronie membrany.



Rys. 2. Schemat modułu membranowego

Wybrana membrana jest stosunkowo małych rozmiarów i ma odpowiednio niskie wydajności [18]. Taki model w zupełności wystarcza do badań laboratoryjnych i w skali ułamkowo technicznej. Materiały, z których wykonana jest membrana pozwala na przebadanie jej w przy różnych temperaturach i ciśnieniach mieszaniny wlotowej.

#### 4. Opis układu do podgrzewania i stabilizacji temperatury gazu

Wszystkie badania eksperymentalne prowadzone w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych na modułach membranowych firmy UBE były wykonywane przy temperaturze gazu nadawy i otoczenia około  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  [17, 18]. Skutkowało to tym, że temperatura pracy membrany była zbliżona do temperatury otoczenia. Z drugiej strony obliczenia numeryczne wykonywano przy innej wartości temperatury równej  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  – do takiej temperatury są schładzane spaliny przed procesem separacji membranowej. [8, 11]. W związku z tym konieczne jest przeprowadzenie badań właściwości membran przy pracy w wyższych

temperaturach. Założono, że standardowa temperatura pracy membran powinna wynosić 40 °C. W celu określenia wpływu temperatury na właściwości membran, zaprojektowano układ podgrzewania pozwalający uzyskać nawet 60 °C – jest to maksymalną temperaturą pracy membran.

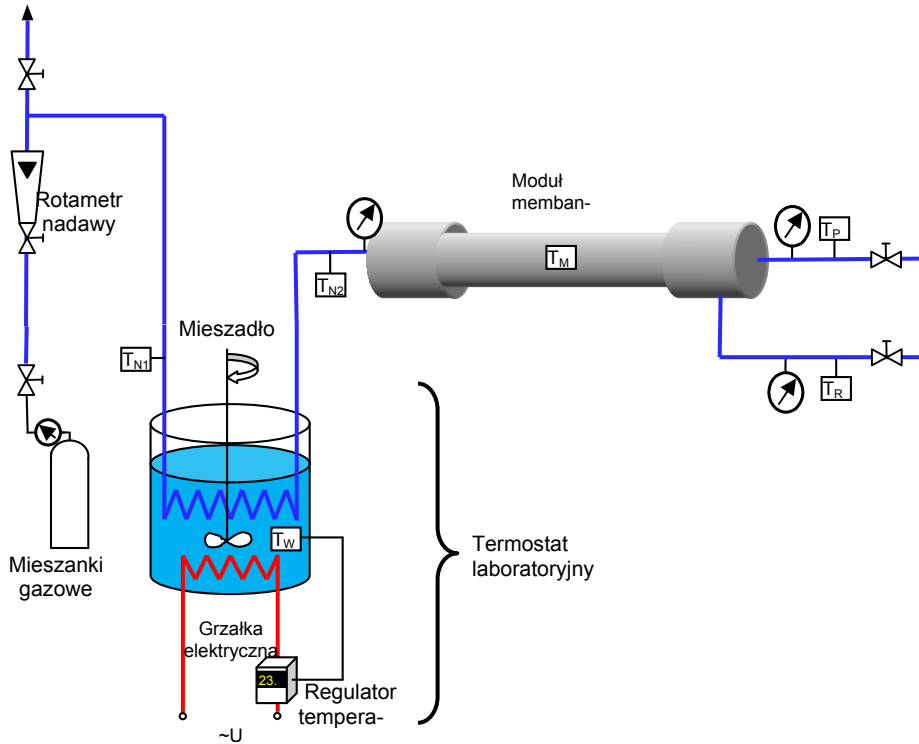
Układ do podgrzewania i stabilizacji temperatury gazu jest jednym z elementów stanowiska do badania polimerowych membran do separacji CO<sub>2</sub>. Całe stanowisko badawcze rozbudowano o dodatkowe czujniki temperatury. Badania komercyjnych modułów z włóknistymi membranami poliimidowymi zaplanowano między innymi ze względu na brak danych technicznych od producenta oraz informacji dotyczących wpływu temperatury na parametry pracy modułu.

Badany moduł wykonany jest jako wiązka włókien kapilarnych umieszczonych w metalowej obudowie (rys. 2.). Takie wykonanie powoduje słaby przepływ ciepła od obudowy do włókien, nierównomierny rozkład temperatur w poszczególnych miejscach membrany oraz bardzo długi czas nagrzewania całego modułu, co wyklucza podgrzewanie modułu z zewnątrz. Dodatkowo każda zmiana strumienia nadawy powodowałaby zmiany rozkładu temperatury wewnątrz modułu i właściwie niemożliwą do zrealizowania płynną regulację temperatury. Bardzo duża gęstość upakowania kapilar wewnątrz modułu uniemożliwia umieszczenie termometru pomiędzy rurkami kapilarnymi, który umożliwiłby kontrolę temperatury membrany.

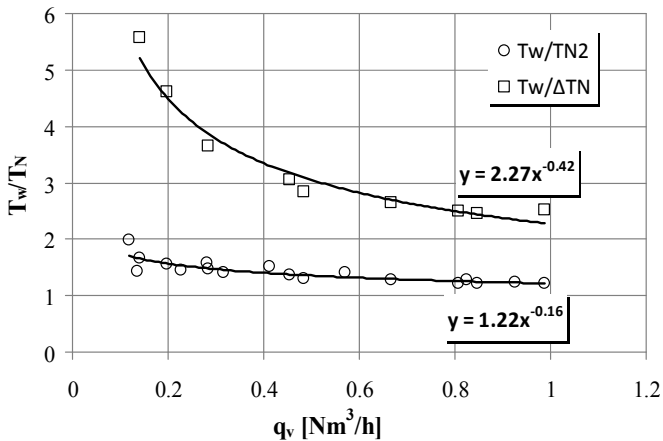
W związku z powyższym postanowiono podgrzewać gaz doprowadzany do modułu. Gaz o ustalonej temperaturze umożliwi równomiernie ogrzanie całego modułu i poszczególnych membran kapilarnych. Ze względu na stosunkowo małe wielkości strumienia mieszaniny gazów na dolocie do membrany oraz stosunkowo wysokie ciśnienie (do 6 bar) zaprojektowano nagrzewnicę przedstawioną na rys. 3, składającą się z: termostatu laboratoryjnego wypełnionego wodą, miedzianej wężownicy do podgrzewania gazu i zestawu termometrów do kontroli temperatury gazu oraz modułu membranowego. Zastosowanie termostatu z grzałkami elektrycznymi, regulatorem temperatury i mieszadłem pozwala na utrzymanie temperatury z dokładnością 2 °C w całej objętości wody. Taka stabilizacja jest już wystarczająca, aby ustalić temperaturę gazu nadawy przy stałym strumieniu.

Strumień ciepła jaki należy doprowadzić do różnych mieszanin gazów (zawierających: N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>), w celu podniesienia ich temperatury do maksymalnej wartości 60 °C, nie przekracza 10 W. Badania przewiduje się przeprowadzać dla zakresów strumieni mieszaniny gazów 0,02–1,5 Nm<sup>3</sup>/h.

W wyniku przeprowadzonych testów zauważono, że zbudowany układ do podgrzewania mieszanin gazów ustala temperaturę gazu  $T_{N_2}$  w ciągu kilku minut. Ustalenie temperatury całego modułu membranowego będzie jednak wymagało dłuższych przedziałów czasowych. Minimalna różnica między ustawioną temperaturą wody, a temperaturą gazu za nagrzewnicą wyniosła ok. 10 °C, i zwiększa się przy zmniejszaniu strumienia objętości gazu  $q_v$ .



Rys. 3. Schemat układu podgrzewania gazu



Rys. 4. Stosunek temperatur wody i gazu w funkcji strumienia objętości gazu

Ustawiona temperatura wody  $T_w$  w termostacie musi być funkcją strumienia objętości gazu oraz żądanej temperatury gazu nadawcy. Dodatkowo przy zmiennej



temperaturze na wlocie do nagrzewnicy  $T_{N1}$  konieczne jest uwzględnienie jej przy ustawianiu temperatury wody. Wspomniane zależności zostały przedstawione na rys. 4. Na wykresie temperatura  $T_{N1}$  została zawarta w przyroście temperatury gazu  $\Delta T_N$  (7).

$$\Delta T_N = T_{N2} - T_{N1} \quad (7)$$

Niewielkie modyfikacje układu podgrzewania gazu lub znaczna zmiana składu mieszaniny gazów wymaga ponownego przetestowania układu oraz ponownego wyznaczenia nowych charakterystyk.

## 5. Podsumowanie

Membranowa separacja dwutlenku węgla ze spalin powstałych w elektrowniach węglowych jest procesem skomplikowanym i zależy od wielu czynników. Główny wpływ na właściwości modułu membranowego ma rodzaj materiału z jakiego jest wykonana membrana oraz jej budowa. Wśród parametrów pracy istotny wpływ odgrywa: różnica ciśnień, strumień gazu nadawy oraz temperatura. W pracy podjęto próbę opisu wpływu temperatury na działanie poliimidowych membran włóknistych (hollow fiber). Opisano zależności teoretyczne przenikalności w funkcji temperatury oraz selektywności.

Przedstawiono również sposób podgrzewania modułu membranowego. Polegał on na ogrzaniu gazu nadawy do temperatury z zakresu  $T_{N2} = 30\text{--}60\text{ }^\circ\text{C}$ , który przepływając przez moduł membranowy podgrzewa go równomiernie. W rzeczywistej instalacji moduły membranowe są w podobny sposób ogrzewane. Przedstawiono również właściwości skonstruowanego układu do podgrzewania gazu.

Przedstawione w pracy 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  $\text{CO}_2$  ze spalin.

## LITERATURA

- [1] BRANDON W. ROWE, LLOYD M. ROBESON, BENNY D. FREEMAN, DONALD R. PAUL, Influence of temperature on the upper bound: Theoretical considerations and comparison with experimental results. *Journal of Membrane Science* 360 (2010), 58–69.
- [2] CECOPIERI-GOMEZ MARTHA L., PALACIOS-ALQUISIRA JOAQUIN, DOMINGUEZ J. M., On the limits of gas separation in  $\text{CO}_2/\text{CH}_4$ ,  $\text{N}_2/\text{CH}_4$  and  $\text{CO}_2/\text{N}_2$  binary mixtures using polyimide membranes, *Journal of membrane science* 293 (2007), Vol. 2, 53–65.

- [3] CHMIELNIAK T.J., CHMIELNIAK T., Separacja CO<sub>2</sub> z procesów energetycznego przetwórstwa paliw, Rozdział 11 z pracy zbiorowej pod redakcją Ściążko M., Zieliński H., „Termochemiczne przetwórstwo węgla i biomasy”, Wydawnictwo IChPW i IGSMiE PAN, Zabrze – Kraków 2003.
- [4] CZAPLICKI A., Membranowy rozdział mieszaniny metan - dwutlenek węgla – dwutlenek siarki. Karbo - Energochemia - Ekologia 1996.
- [5] HAJIME SUZUKIA, KAZUHIRO TANAKAA, HIDETOSHI KITAA, KENICHI OKAMOTOA, HARUTOSHI HOSHINO B, TOSHIMUNE YOSHINAGAB, YOSHIHIRO KUSUKIB, Preparation of composite hollow fiber membranes of poly(ethylene oxide)-containing polyimide and their CO<sub>2</sub>/N<sub>2</sub> separation properties, Journal of Membrane Science, Volume 146, Issue 1, 22 July 1998, 31–37.
- [6] HERZOG H., GOLOMB D., Carbon capture and storage from fossil fuel, Encyclopedia of Energy, 2004.
- [7] HIRAYAMAA Y., KASEB Y., TANIHARAA N., SUMIYAMAA Y., KUSUKIA Y., HARAYAC K., Permeation properties to CO<sub>2</sub> and N<sub>2</sub> of poly(ethylene oxide)-containing and crosslinked polymer films, Journal of Membrane Science 160 (1999), 87–99.
- [8] JANUSZ-SZYMAŃSKA K., KOTOWICZ J., Analiza procesu membranowej separacji CO<sub>2</sub> w supernadkrytycznym bloku węglowym, Rynek Energii Nr 3(94), 2011, 53-56.
- [9] JANUSZ-SZYMAŃSKA K., Wpływ membranowej separacji CO<sub>2</sub> na efektywność nadkrytycznego bloku węglowego” Praca dyplomowa Gliwice 2010.
- [10] JUNYAN ZHANG, JINJUN LU, WEIMIN LIU, QUNJI XUE, Separation of CO<sub>2</sub> and CH<sub>4</sub> through two types of polyimide membrane, Thin Solid Films, Volume 340, Issues 1–2, 26 February 1999, 106–109.
- [11] KOTOWICZ J., CHMIELNIAK T., JANUSZ-SZYMAŃSKA K., The influence of membrane CO<sub>2</sub> separation on the efficiency of a coal-fired power plant, Energy 2010, 35, 841-850.
- [12] MULDER M., Basic principles of membrane technology, Kluwer Academic Publishers 1996.
- [13] OKAMOTO K., FUJII M., OKAMOYO S., SUZUKI H., TANAKA K., KITA H., Gas permeation properties of poly(ether imide) segmented copolymers, Macromolecules 28 (1995), 6950.
- [14] SCHEFFKNECHT G., MAIER J., BERGER R., THOWARTH H., An overview on CO<sub>2</sub> – capture technologies and current R&D activities AT IVD Stuttgart, Materiały X Międzynarodowej Konferencji Kotłowej, Szczyrk – Orle Gniazdo, 17 – 20 października 2006.
- [15] SOBOLEWSKI A., KOTOWICZ J., ILUK T., MATUSZEK K., Badania eksperymentalne zgazowania biomasy pod kątem wykorzystania gazu procesowego w układzie kogeneracji, Przemysł Chemiczny 2010; 89(6), 794-798.
- [16] VILLALUENGAA J.P.G., SEOANEA B., HRADILB J., SYSELC P., Gas permeation characteristics of heterogeneous ODA–BIS P polyimide membranes at different temperatures, Journal of Membrane Science 305 (2007), 160–168.
- [17] WICIAK G., KOTOWICZ J., Badania wpływu strumienia przepływu i ciśnienia na własności separacji CO<sub>2</sub> membrany kapilarnej polimerowej - wybrane zagadnienia, Membrany i Procesy Membranowe w Ochronie Środowiska Monografie Komitetu Inżynierii Środowiska PAN 2012, Vol. 96, 291-300.
- [18] WICIAK G., KOTOWICZ J., Experimental stand for CO<sub>2</sub> membrane separation, Journal of Power Technologies 91 (4) (2011), 171-178.
- [19] WICIAK G., KOTOWICZ J., Współczesne technologie CCS, Napędy i Sterowanie Nr 1, 2008, 90-92.

## **Część 2**

# **ENERGETYCZNE ASPEKTY WYKORZYSTANIA ENERGII ZE ŹRÓDEŁ ODNAWIALNYCH**



# **XV. PROJEKT I BADANIA DOŚWIADCZALNEJ MIKROSIŁOWNI HYBRYDOWEJ TYPU GEO-BIO**

Łukasz Antczak, Władysław Kryłowicz

Instytut Maszyn Przepływowych, Politechnika Łódzka

W rozdziale zostanie opisany rozruch mikrośiłowni hybrydowej, będącej wynikiem prac związanych z realizacją projektu badawczo-rozwojowego nt.: „Prace teoretyczne i budowa stanowiska doświadczalnego mikrośiłowni hybrydowej przeznaczonej do badań hybrydowych obie- gów Rankine’a dla potrzeb energetyki rozproszonej” finansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju. Obiekty tego typu związane są z możliwościami wykorzystania alternatywnych źródeł tj. geotermia czy biomasa. Prezentowana siłownia składa się z dwóch obiegów połączo- nych wspólnym wymiennikiem ciepła, który spełnia dla każdego z nich inną funkcję. Dla obiegu górnego (parowego) jest skraplaczem natomiast dla obiegu dolnego (niskowrzącego), w którym czynnikiem roboczym jest płyn HFE 7100 jest parownikiem. Integralną częścią obu obiegów parowego jak i obiegu ORC są indywidualnie zaprojektowane turbiny.

## **1. Wstęp**

Wykorzystanie alternatywnych zasobów energii jest zadaniem priorytetowym dla współczesnej energetyki. Wynika ono nie tylko z dbałości o środowisko natu- ralne i chęci ograniczenia procesów spalania pierwotnych nośników energii, ale również z regulacji prawnych i zobowiązań międzynarodowych w tym zakresie. Efektywne zagospodarowanie tych źródeł może bowiem doprowadzić w relatywnie krótkim czasie do znacznego zwiększenia udziału energii ze źródeł alternatywnych. Istotnym wydaje się być również fakt zwiększenia bezpieczeństwa energetycznego kraju wynikający z możliwości rozproszonej generacji energii przy wykorzystaniu takich źródeł jak geotermia czy biomasa. Ponadto okazuje się, że wiele form nisko- temperaturowego i średnotemperaturowego ciepła, które przez wielu uznawane było dotychczas za niemożliwe lub nieopłacalne do wykorzystania, może posłużyć do produkcji prądu elektrycznego – jednej z najbardziej uszlachetnionych form energii. Technologia ORC wydaje się być w tym obszarze bardzo obiecująca,

a także staje się ekonomicznie uzasadniona. W ostatnich latach została ona z sukcesem wykorzystana do produkcji energii elektrycznej z takich źródeł jak:

1. energia geotermalna,
2. ciepło odpadowe z różnych procesów technologicznych,
3. ciepło ze spalania biomasy,
4. energia słoneczna.

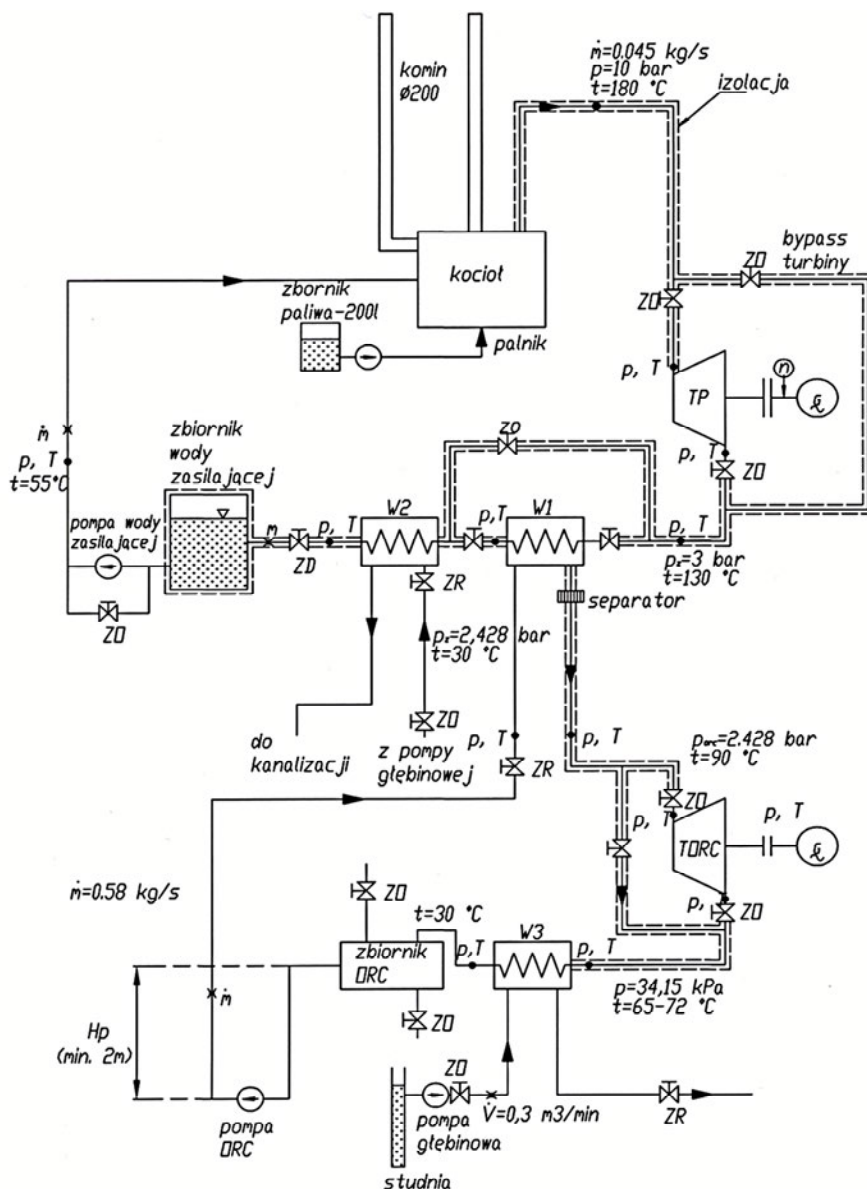
## **2. Koncepcja mikrośiwni hybrydowej typu geo-bio**

### **2.1. Ogólny opis stanowiska**

Geneza pracy wywodzi się od dużo wcześniejszych prób zwiększenia sprawności siłowni polegających na podniesieniu temperatury górnego źródła ciepła i stworzeniu bloku energetycznego „nadbudowanego” układem turbiny pracującej w zakresie znacznie wyższych temperatur. W tym celu stosowano jako medium robocze np. parę rtęci. Proponowane rozwiązanie opiera się na dążeniu do obniżenia dolnego źródła ciepła. Rozwiązanie takie daje możliwość wykorzystania źródeł ciepła o niższym potencjale temperaturowym, chociażby takich jak wody geotermalne. Wymaga ono jednak zastosowania zamiast wody czynnika roboczego o niższej temperaturze wrzenia.

W koncepcji mikrośiwni hybrydowej typu geo-bio przedstawiono możliwość wykorzystania niskotemperaturowych źródeł ciepła w postaci energii chemicznej powstałej ze spalania biomasy służącej do zasilania obiegu wysokotemperaturowego oraz energii wód geotermalnych dostarczanej dodatkowo do obiegu niskotemperaturowego. Cała siłownia składa się z dwóch obiegów. Pierwszy z nich (obieg wysokotemperaturowy) jest klasycznym obiegiem parowym, drugi zaś jest bardzo podobny z tą różnicą, że zamiast kotła parowego znajduje się parownik. Parownik wytwarza parę nasyconą, która jest następnie kierowana na turbinę. Spadek entalpii czynnika jest odbierany w formie energii mechanicznej, którą najczęściej wykorzystuje się do napędzania generatora elektrycznego. Za turbiną znajduje się skraplacz, który umożliwia powstanie różnicy ciśnień w obiegu. Dzięki pompie skroplona ciecz może być skierowana z powrotem do parownika. Drugą podstawową różnicą między oboma obiegami jest rodzaj czynnika roboczego. W ORC jako medium robocze wykorzystuje się czynniki organiczne, które charakteryzują się niskimi temperaturami parowania (tzw. czynniki niskowrzące). Dzięki temu, rozwiązania te świetnie się nadają do wytwarzania energii mechanicznej ze źródeł o niskich temperaturach (nawet poniżej 100°). To stwarza możliwość zagospodarowania np. geotermalnych źródeł, ciepła odpadowego czy ciepłej energii słonecznej do wytwarzania prądu elektrycznego. W opisywanej mikrośiwni w obiegu wtórnym zastosowano płyn Novec 7100, charakteryzujący się dobrymi wskaźnikami GDP i ODP oraz

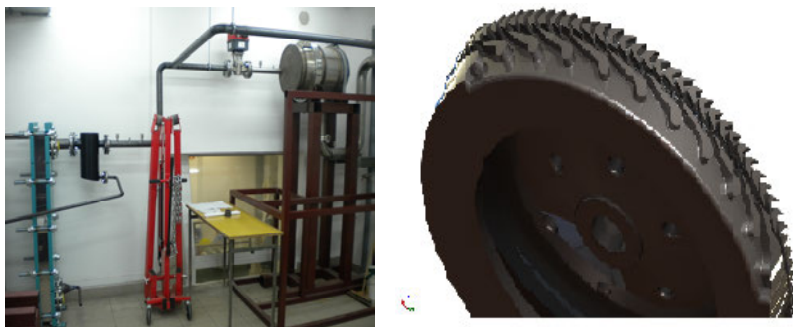
dający możliwość realizacji obiegu ORC przy relatywnie niskich ciśnieniach. Schemat mikrośiłowni wraz z wyszczególnionymi parametrami pracy został przedstawiony poniżej.



Rys. 1. Schemat instalacji mikrośiłowni hybrydowej

## 2.2. Turbina ORC – wolnoobrotowa turbina akcyjna

Turbina dla obiegu ORC jest turbiną akcyjną jednostopniową. Parametrami wyjściowymi do jej zaprojektowania były: strumień masy czynnika (0,58 kg/s), ciśnienie całkowite na wlocie (2,42 bar), temperatura na wlocie (90 °C) oraz ciśnienie statyczne na wylocie (0,34 bar). Układ przepływowy turbiny zaprojektowano przy zastosowaniu metody jednowymiarowej. Przepływ czynnika na wylocie z kierownicy jest naddźwiękowy natomiast w wirniku transsoniczny. Nadrzędnym warunkiem projektowym było zapewnienie prostoty konstrukcji. Przyjęto, że cały zespół turbogeneratora będzie hermetyczny, a sam generator będzie niskoobrotowy (nominalna prędkość obrotowa równa 3500 obr/min). Ze względu na mały strumień masy czynnika konieczne było zastosowanie częściowego łuku zasilania na wlocie turbiny. Jego wielkość ustalono na  $\varepsilon = 1/3$ , co pozwalało uzyskać satysfakcjonujące wysokości łopatek. Średnica średnia maszyny wyniosła 414 mm. Widok ułopatkowania oraz całej turbiny pokazano na fotografiach poniżej.



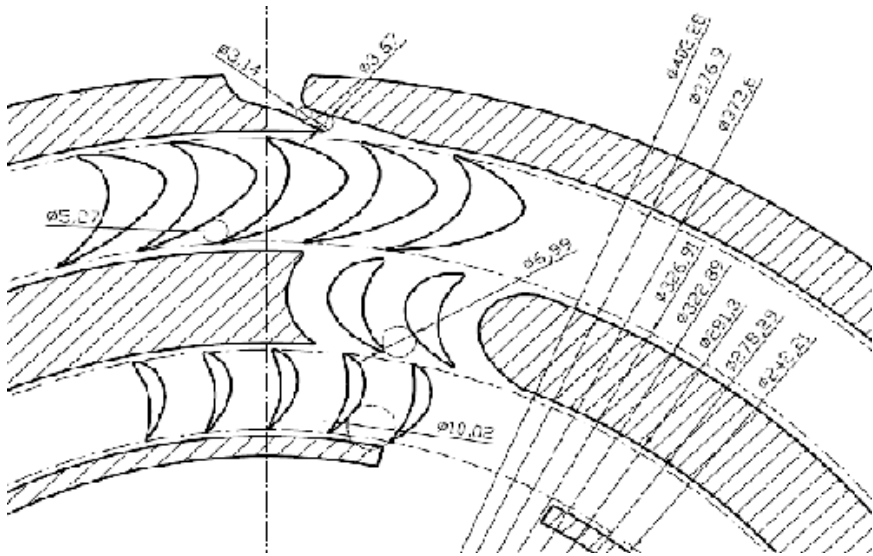
Rys. 2. Eksperymentalna turbina ORC

## 2.3. Turbina parowa – promieniowy stopień Curtisa

Przy projektowaniu turbiny parowej posłużono się parametrami bezwymiarowymi. Przyjęto kąt  $\alpha_1$  na wylocie z dyszy równy  $11,8^\circ$ . Analiza wykazała, że większe wartości tego kąta prowadzą do zmniejszenia sprawności maszyny. Mały przepływ pary czynnika wymusił zastosowanie częściowego łuku zasilania  $\varepsilon$  równego  $1/60$ , co było kompromisem między wysokością łopatek i wartością kąta i  $\alpha_1$ . W związku z zastosowaniem częściowego łuku zasilania udział dynamiczny na obu stopniach  $\theta_1$  i  $\theta_2$  wynosi 0. Nominalna prędkość obrotowa turbiny to 7500 obr/min. Ze względu na obciążenie łożysk byłoby korzystne, aby zmniejszyć tę wartość, ale to z kolei przyczyniłoby się do powiększenia średnicy  $D_1$  i tym samym całej wielkości maszyny. Kolejnym parametrem



uwzględnianym przy projektowaniu maszyny był parametr  $ku$ , który oznacza stosunek prędkości  $u_1/c_1$ . Jego wartość została ustalona na 0,25, co odpowiada najbardziej efektywną kinematyką stopni Curtisa. Ponieważ kierunek przepływu jest promieniowy, stosunki średnic  $\delta = D_2/D_1 = D_3/D_2 = D_4/D_3$  były równe i wynosiły 0,87. Moc wewnętrzna pierwszego stopnia wyniosła 4,51 kW, natomiast drugiego 0,74 kW. To dało razem 5,25 kW. Straty mocy ze względu na częściowy łuku zasilania została obliczona na 2,1 kW. Straty związane z tarciami zostały obliczone jako 0,6 kW. Całkowita zewnętrzna moc z uwzględnieniem strat wyniosła 2,6 kW.



wanego czynnika Novec 7100. Niemniej jednak końcowe wyniki obserwacji i badań tak złożonego obiektu przyczynią się do poszerzenia wiadomości z zakresu tej technologii. Niewątpliwie różnorodność i specyfika działania różnego typu źródeł niskotemperaturowych i średnotemperaturowych sprawia, że właściwie każda instalacja ORC winna być projektowana indywidualnie.

#### LITERATURA

- [1] GOLIŃSKI J.A., JESIONEK K.J., Siłownie powietrzno-parowe, Wydawnictwo Monograficzne Maszyny Przepływowe IMP PAN, Gdańsk, 2009.
- [2] NOWAK W., STACHEL A., BORSUKIEWICZ-GOZDUR A., Zastosowania odnawialnych źródeł energii, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Szczecińskiej, Szczecin, 2008.
- [3] ANT CZAK Ł., FIJAŁKOWSKI T., Koncepcja budowy doświadczalnej mikrośilowni hybrydowej w oparciu o obieg Rankine'a", [w:] Rozwój zrównoważony- zarządzanie technologiami, praca zbiorowa pod redakcją Ryszarda Grądzkiego, Jacka Gralewskiego i Andrzeja Marcinkowskiego, Łódź, 2010, 66-71.
- [4] BORSUKIEWICZ-GOZDUR A., NOWAK W., STACHEL A., Utilisation of geothermal energy in a geothermal hybrid power plant as a compared with that in a traditional geothermal ORC power plant, Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej seria CMP Turbomachinery, Nr 133, Łódź, 2010, 15-20.
- [5] ANT CZAK Ł., FIJAŁKOWSKI T., KLONOWICZ P., Low-power turbines for the experimental micro-hybrid power plant, materiały konferencyjne: Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow Pilzno, 2010.

# XVI. SMALL SCALE COGENERATION WITH GAS ENGINE IN INDUSTRIAL PLANT – A CASE STUDY

Fabian Cybichowski, Tomasz Mróz

Wydział Budownictwa i Inżynierii Środowiska, Politechnika Poznańska

The study presented in this paper deals with technical and economic problems concerning addition of small cogeneration system in existing industrial plant. Gas engine based cogeneration system is taken into consideration, with three scenarios of waste energy utilization. It is going to be located in food processing plant with various heating and cooling demands. The assumption was made that all energy produced by the cogeneration system must be used on-site, historical energy usage obtained from SCADA system was analyzed accordingly. Multi-criteria decision aiding method was used to identify preferred modernization scenario, in which proposed solutions are compared according to different criterions. Low temperature (90/78 °C) heat recovery system with additional absorption cooling chiller, utilizing surplus waste heat, proved to be the best setup.

## 1. Introduction

**Cogeneration.** Small scale, on-site electricity production can be both economically and energy efficient, especially in locations where waste heat can be easily utilized [1]. It is especially valuable alternative in regions where electricity grid is overloaded. Regardless of generator type and electricity load profile, in most cases one of main challenges is to assure the utilization of waste heat from the generator with maximum efficiency. High energy efficiency is necessary to lower operational costs and minimize environmental impact of the system. To reach this goals different schemes can be applied, with steam generators, high or low temperature water loops and even absorption chillers producing chilled water at temperatures down to about 5 °C (CHCP plants).

**Decision aiding methods.** When considering energy management, industrial plant can be seen as small energy market, with identifiable demand scenarios and supply systems. Due to complex interactions between various processes it can be quite difficult to identify best development scenario, or even feasibility

of a specific one. When planning modernization of such a system, it is reasonable to use decision aiding methods developed specifically for community heating systems. In this study a method based on the decision making theory described in details in [2] was used to identify the compromise modernization scenario.

General decision making algorithm modified to fit the considered case is presented in Fig. 1.

In the first step (left side) data acquisition and analysis of local energy market are performed to construct complete database describing existing systems. In second step (right side) development scenarios and evaluation criteria are identified, leading to decision aiding calculations and finally to the choice of preferred development scenario.

**Brief case description.** In this case a dairy processing plant with complex heating and cooling systems was analyzed. At the very beginning of the analysis it was decided that the feasibility of installing gas engine based cogeneration plant should be investigated, disregarding other types of generators, without additional constraints placed on the waste heat utilization systems.

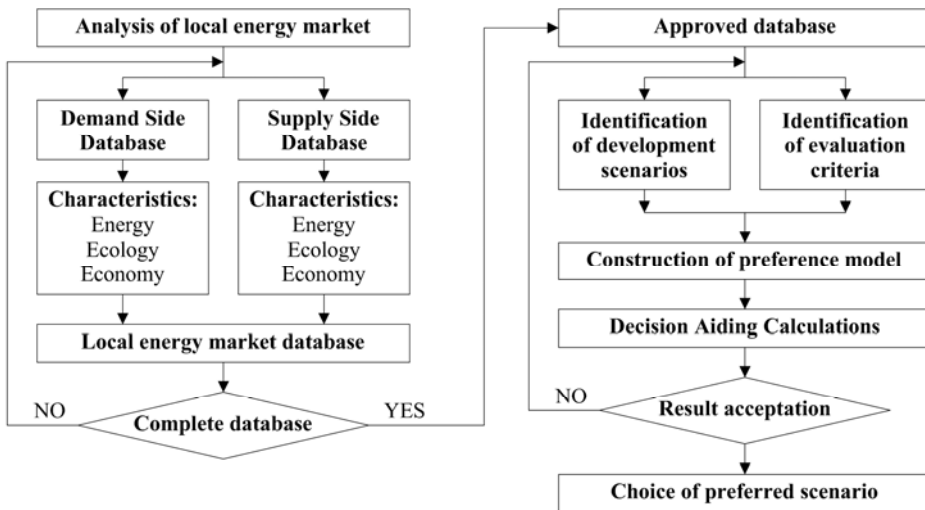


Fig. 1. Decision making algorithm used in presented case study

## 2. Analysis of local energy market

There are three main energy systems present in the plant: electrical, heating and cooling. All of these could be affected by proposed modernization and all were investigated.

**Electrical energy.** The plant has two separate connections to the electricity grid. Each one has a capacity of 3.2 MW, with two 1.6 MW transformers installed in parallel. Primary voltage (in the grid) is 15 kV. Load profile for each transformer is constantly registered in SCADA system. Fig. 2. shows historical data for each grid connection during the entire year 2010.

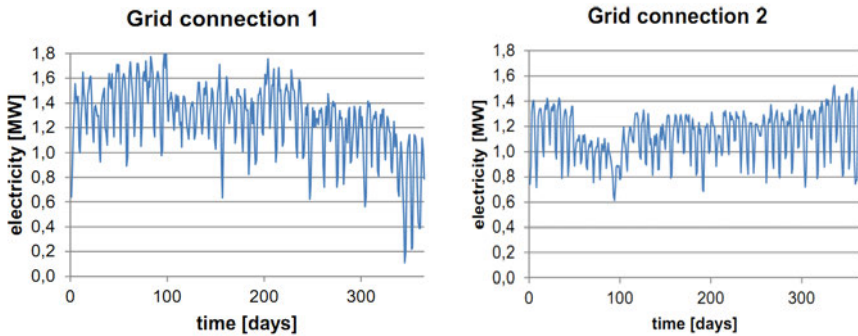


Fig. 2. Load profiles for each electricity grid connection in 2010, daily averaged (from SCADA)

As shown on the charts above, average load of connection 2 is lower for about 10%, but it is also more uniform and therefore better suited for utilizing the electricity from gas generator.

Further analysis showed that possible locations of the cogeneration plant also favor connection 2 as a better alternative (much shorter electricity lines). Additionally, the structure of electrical system makes it possible to shift some of the loads from connection 1 to connection 2, allowing for better demand-supply balancing.

**Heating.** The whole heating system is based on steam-condensate loop operating at 10 barg (184 °C). Steam is produced on site in gas fired boiler room. Most of the heat is used in plate heat exchangers to produce hot process water (temp. up to 110 °C), the rest in shell and tube heat exchangers for central heating and domestic hot water preparation (temp. up to 90 °C). Fig. 3. shows boiler room load profile and heat used for central heating. Central heating and domestic hot water systems can be easily refitted to cooperate with new heat source. The possibility of utilizing waste heat from the cogeneration plant in some of the process water heat exchangers must be assessed on a case to case basis.

**Cooling.** There are four separate cooling loops installed: Loop 1 (0,5/6 °C, process cooling), Loop 2 (2/7 °C, process cooling), Loop 3 (-6/-2 °C, storage space air conditioning), Loop 4 (5/10 °C, standard air conditioning). Loops 1–3 are cooled by a set of five water cooled compressor ammonia chillers with operating temperature about -10 °C, which is much too low for absorption technology. Fourth loop is cooled by a separate set of ammonia chillers operating at

higher temperatures, and can be modified to cooperate with additional absorption chiller. Fig. 4. shows historical load profiles for both sets of chillers.

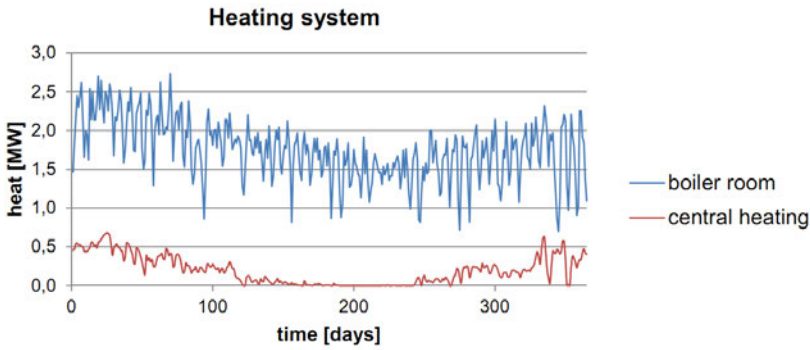


Fig. 3. Boiler room and central heating load profiles, daily averaged (from SCADA)

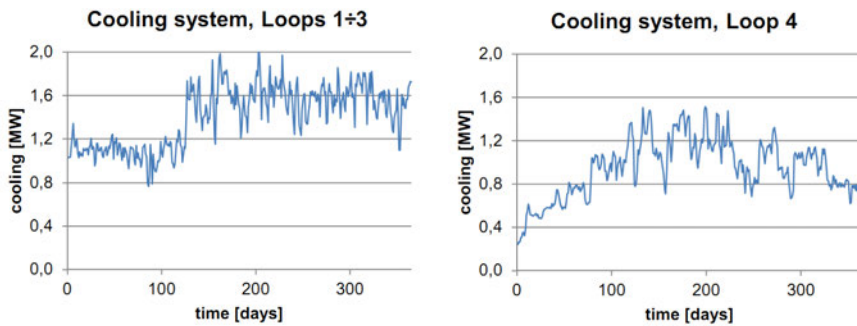


Fig. 4. Load profiles for both chiller sets (from SCADA)

### 3. Development scenarios

Three different development scenarios were proposed. In each scenario gas engine driven electric generator would be installed, with waste heat recovery from engine cooling system and exhaust gases. Nominal outlet/inlet cooling water temperatures are 90/78 °C. Additional dry coolers are installed for operation without heat recovery. The existing system was also evaluated as a basic scenario for comparisons.

**Variation 1.** Waste heat from cogeneration plant is used for central heating, domestic hot water preparation and to some extent for process water preparation (the assumption was made that it is possible to utilize 300 kW on average for that purpose). Generator output is controlled to meet heating system demands. Since the generator turnout is about 50%, it is working only for part of a year. Generator electric capacity is 772 kW, sized according to heating demands.

**Variation 2.** The system layout is the same as in variation 1, but the generator is working all the time regardless of the heating system demands, with lower overall efficiency. Generator electric capacity in this scenario is 1166 kW, sized according to electrical demands.

**Variation 3.** The system layout is similar as in variation 1, but single stage, hot water powered absorption chiller of capacity 900 kW is added to the cooling system (Loop 4) to accommodate surplus waste heat from the generator. Generator is working according to electrical demands.

To better illustrate operation scenario for each variation, potential generator load profiles and waste heat recovery profiles are shown on Fig. 5. and Fig. 6. respectively.

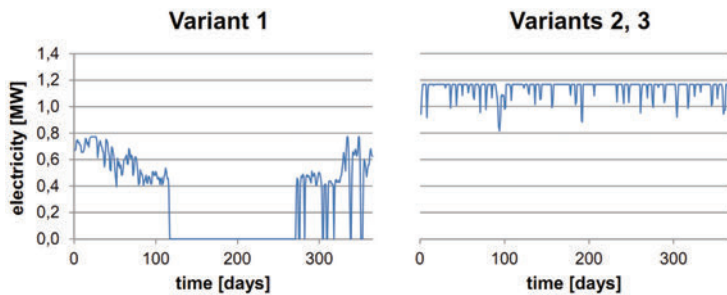


Fig. 5. Generator electricity load profiles for each development scenario

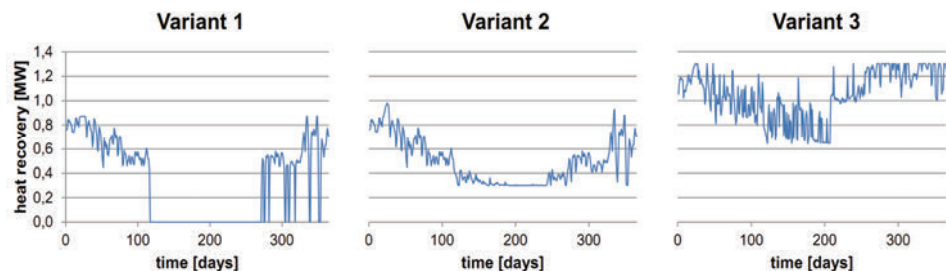


Fig. 6. Waste heat recovery profiles for each development scenario

## 4. Evaluation criteria

Three evaluation criteria were taken into consideration: net present value (NPV), carbon dioxide emission and primary energy consumption. The results are shown in Table 1.

**Net present value.** NPV was calculated for a period of 15 years, with discount rate of 6%.

Where calculating cash flow, state subsidies for cogeneration systems were taken into consideration. According to regulations valid in Poland, the subsidies (0.0454 USD/kWh) are due for the amount of electricity produced with the overall efficiency equal or higher than 75% [3].

**Emission.** Carbon dioxide emission was calculated for existing system and each development scenario, per one ton of final product. Emission was calculated by multiplying total amount of electricity/natural gas used during one year and corresponding emission factors: 1.0 kg<sub>CO2</sub>/kWh for grid electricity, 0.2 kg<sub>CO2</sub>/kWh for natural gas. Assumed boiler room efficiency was 0.85.

**Primary energy.** Primary energy consumption (per one ton of final product) for Variant 0 was calculated basing on existing electricity and natural gas consumption data taken from the SCADA system. For other variants existing consumption was modified according to four factors: a) gas consumption by the gas engine, b) gas saved due to the heat produced in the cogeneration plant, c) electricity produced in the cogeneration plant, d) lower electricity consumption due to the reduced load on existing chillers (only Variant 4). Primary energy conversion factors assumed in the calculations were 3.0 kWh/kWh for electricity and 1.1 kWh/kWh for natural gas.

## 5. Results and discussion

The results of the evaluation are presented in Table 1.

Table 1. Evaluation criteria values for different scenarios (performance matrix)

	Variant 0	Variant 1	Variant 2	Variant 3
NPV <sub>15</sub> [USD]	0	-394.800	382.000	1.221.100
e <sub>CO2</sub> [kg/ton]	141.4	118.5	92.7	88.2
E <sub>pe</sub> [kWh/ton]	505.1	442.8	416.5	403.2

In order to find the recommended scenario, weighted sum method has been applied [4].

The results are given in Table 2 (normalized performance matrix, weighted sum values). Criteria weights have been set as follows: NPV – 0.4, carbon dioxide emission – 0.3, primary energy consumption – 0.3.



Table 2. Normalized performance matrix and weighted sum values ( $f_{vi}$ )

		Variant 0	Variant 1	Variant 2	Variant 3
NPV <sub>15</sub>	[-]	0,24	0	0,48	1,00
e <sub>CO2</sub>	[-]	0	0,43	0,92	1,00
E <sub>pe</sub>	[-]	0	0,61	0,87	1,00
$f_{vi}$	[-]	0,10	0,31	0,73	1,00

According to assumed criteria the best scenario refers to the Variant 3 (highest value of weighted sum), with gas engine driven electric generator and single stage, hot water powered absorption chiller.

## 6. Conclusions

The choice of best development scenario for industrial local energy market can be treated as decision problem. As such, it can be solved using general algorithm of local energy planning, taking into account both demand and supply side of the energy system. In the presented case multi-criteria decision aiding method was successfully applied to choose the compromise solution for poly-generation energy system, based on natural gas fired engine. Thanks to the multi-criteria part of the analysis integrated assessment of quite different criteria was possible.

## REFERENCES

- [1] F. CYBICHOWSKI, T. M. MRÓZ: Advantages of adding waste heat powered absorption chiller to the cooling loop in an existing industrial plant, a case study, XIII International Conference "Air & Heat - Water & Energy 2011", Wrocław 2011, conference proceedings: Nowoczesne rozwiązania w inżynierii i ochronie środowiska, 147-152.
- [2] T. M. MRÓZ: Planning of community heating system modernization and development, Applied Thermal Engineering 28 (2008), 1844-1852.
- [3] Regulation by the Minister of Economy, Republic of Poland, Dz. U. nr 185, Poz. 1314, 26 Sep. 2007 (in Polish).
- [4] S.D. POKEHAR, M.RAMANCHANDRAN: Application of multicriteria decision making to sustainable energy planning – a review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 8 (2004), 365-381.



# **XVII. ANALIZA I OCENA POLITYKI KRAJOWEJ W ZAKRESIE ENERGII ZE ŹRÓDEŁ ODNAWIALNYCH**

Waldemar Dołęga

Instytut Energoelektryki, Politechnika Wrocławska

W rozdziale przedstawiono analizę i ocenę polityki państwa w zakresie energii ze źródeł odnawialnych. Podsumowano politykę krajową w dziedzinie odnawialnych źródeł energii, w okresie ostatnich 15 lat. Omówiono krajowe regulacje prawne w aspekcie wsparcia wykorzystania odnawialnych źródeł energii. Opisano krajowe mechanizmy wsparcia oparte na systemie świadectw pochodzenia i obowiązku zakupu energii elektrycznej z odnawialnych źródeł energii. Ponadto przeanalizowano istniejące programy i środki do promocji wykorzystania odnawialnych źródeł energii na szczeblu krajowym, regionalnym i lokalnym, dotyczące wsparcia finansowego. Dodatkowo przeprowadzono ocenę polityki krajowej w zakresie energii ze źródeł odnawialnych. Opiszano modyfikację krajowego systemu wsparcia dla promocji wykorzystania odnawialnych źródeł energii. Przedstawiono kluczowe wyzwania w zakresie odnawialnych źródeł energii i przyszłych działań, w celu zwiększenia udziału energii ze źródeł odnawialnych w końcowym zużyciu energii brutto. Obecnie, istotne jest opracowanie i przyjęcie Ustawy o Odnawialnych Źródłach Energii. Pozwoli to na właściwą koordynację działań w pomocy rozwoju odnawialnych źródeł energii i realizację jednorodnego i czytelnego systemu wsparcia.

## **1. Wprowadzenie**

Intensywny rozwój odnawialnych źródeł energii i zwiększenie udziału tej energii w bilansie energii finalnej brutto do poziomu co najmniej 15% w 2020 r. stanowi jeden z podstawowych celów krajowej polityki energetycznej [11]. W kontekście realizacji tego celu bardzo ważnym elementem jest krajowa polityka w obszarze odnawialnych źródeł energii obejmująca m.in. system wsparcia w zakresie promocji wykorzystania energii ze źródeł odnawialnych.

## 2. Podsumowanie polityki krajowej w zakresie energii ze źródeł odnawialnych

Pierwsze ogólne regulacje krajowe dotyczące energii ze źródeł odnawialnych pojawiły się 15 lat temu w ustawie Prawo Energetyczne (w skrócie PE) [2]. Dwa lata później wprowadzono pierwszy akt wykonawczy opracowany przez Ministra Gospodarki dotyczący odnawialnych źródeł energii – rozporządzenie [9]. Wprowadzono w nim dla spółek dystrybucyjnych obowiązek zakupu całkowitej produkcji ze wszystkich źródeł odnawialnych przyłączonych do ich sieci, po najwyższej cenie energii elektrycznej zawartej w taryfie danej spółki. W latach 2000 i 2003 na skutek nowelizacji ustawy PE wprowadzono następne rozporządzenia w tym obszarze, które zastępowały poprzednie. W rozporządzeniu [10] nałożono obowiązek zakupu energii odnawialnej na wszystkie przedsiębiorstwa zajmujące się obrotem energią elektryczną i zobowiązano je do zapewnienia wolumenu sprzedaży energii elektrycznej odpowiedniego udziału energii pochodzącej ze źródeł odnawialnych. W roku 2003 udział ten wynosił 2,65%, a docelowo do roku 2010 miał wzrosnąć do 7,5%. Wprowadzenie tych rozwiązań miało na celu administracyjne wykreowanie popytu na energię pochodzącą z odnawialnych źródeł energii (w skrócie OZE), co w konsekwencji miało stymulować powstawanie nowych inwestycji w obszarze odnawialnych źródeł energii.

Przystąpienie Polski do Unii Europejskiej w dniu 1.05.2004 spowodowało konieczność pełnego dostosowania krajowych regulacji dotyczących OZE do zasad unijnych, a w szczególności do postanowień najważniejszej dyrektywy w tym obszarze - dyrektywy 2001/77/WE [1]. W 2004 i 2005 dokonano nowelizacji ustawy PE wprowadzając szereg korzystnych zmian dla odnawialnych źródeł energii. Najbardziej istotne z nich dotyczyły umożliwienia sprzedaży praw majątkowych do świadectw pochodzenia, będących dokumentami potwierdzającymi wytworzenie określonej ilości energii elektrycznej w źródle odnawialnym, niezależnie od sprzedaży fizycznej energii elektrycznej oraz nałożenie na przedsiębiorstwa energetyczne, sprzedające energię elektryczną odbiorcom końcowym, obowiązku uzyskania i przedstawienia do umorzenia świadectw pochodzenia lub uiszczenia tzw. opłaty zastępczej [12]. Wprowadzenie tych rozwiązań przyczyniło się do przyśpieszenia rozwoju OZE w kraju, o czym świadczą informacje statystyczne zawarte w tabeli 1 przedstawiające dynamikę zmian w latach 2005–2010.

Tabela 1. Moc zainstalowana w [MW] i produkcja energii elektrycznej [MWh] w odnawialnych źródłach energii w Polsce w latach 2005-2010 [17]

	Źródło	2005	2006	2007	2008	2009	2010
Moc zainstalowana [MW]	Biogaz	32,00	36,80	45,70	54,61	71,62	82,88
Produkcja energii elektrycznej [MWh] w roku	Biogaz	104465	116692	161768	220883	295311	315543
Moc zainstalowana [MW]	Biomasa	189,80	238,80	255,40	232,00	252,49	356,19
Produkcja energii elektrycznej [MWh] w roku	Biomasa	467976	503846	545765	560967	601088	664497
Moc zainstalowana [MW]	Wiatr	83,30	152,00	287,90	451,00	724,68	1180,27
Produkcja energii elektrycznej [MWh] w roku	Wiatr	135292	257037	472116	805939	1035019	1484929
Moc zainstalowana [MW]	Woda	922,00	931,00	934,80	940,57	945,20	937,04
Produkcja energii elektrycznej [MWh] w roku	Woda	2175559	2029636	2252659	2152822	2375778	2633162
Moc zainstalowana [MW]	Łącznie	1227,10	1358,60	1523,80	1678,18	1993,99	2556,38
Produkcja energii elektrycznej [MWh] w roku	Łącznie	2883292	2907211	3432308	3740611	4307196	5098131

### 3. Krajowy system wsparcia

Krajowy system wsparcia w zakresie promocji wykorzystania energii ze źródeł odnawialnych określa ustawa Prawo Energetyczne (w skrócie PE) [2] oraz akty wykonawcze do niej w formie rozporządzeń opracowanych przez Ministra Gospodarki. Do najważniejszych w obszarze odnawialnych źródeł energii należą rozporządzenia: [5], [6], [7] i [8].

Ustawowe wsparcie dla wytwórców energii z odnawialnych źródeł obejmuje:

- Obowiązek uzyskania i przedstawienia do umorzenia świadectw pochodzenia energii elektrycznej wytwarzanej z odnawialnych źródeł energii lub uiszczenia opłaty zastępczej, nałożony na sprzedawców energii do odbiorców końcowych.

- Obowiązek zakupu energii produkowanej z odnawialnych źródeł energii nałożony na sprzedawców z urzędu.
- Obowiązek operatorów systemów elektroenergetycznych do priorytetowego udostępniania sieci dla energii pochodzącej z odnawialnych źródeł.
- Obniżenie o połowę opłaty za przyłączenie do sieci elektroenergetycznej uiszczanej na rzecz operatorów systemów, ustalonej na podstawie rzeczywistych kosztów poniesionych na realizację przyłączenia, dla odnawialnych źródeł energii o mocy zainstalowanej nie wyższej niż 5 MW.
- Zwolnienie energii elektrycznej wyprodukowanej w źródłach odnawialnych z podatku akcyzowego przy jej sprzedaży odbiorcom końcowym.
- Specjalne zasady bilansowania handlowego dla farm wiatrowych.
- Zwolnienie wytwórców energii elektrycznej w odnawialnych źródłach o łącznej mocy nieprzekraczającej 5 MW z wnoszenia: opłaty skarbowej za wydanie koncesji, opłaty skarbowej za wydanie świadectwa pochodzenia, corocznej opłaty za uzyskanie koncesji na wytwarzanie energii w odnawialnych źródłach [2,3].

System wsparcia ma charakter obowiązkowy i skierowany jest do wszystkich technologii wykorzystywanych w ramach odnawialnych źródeł energii do produkcji energii elektrycznej i ciepła.

Spośród wymienionych elementów tego systemu do kluczowych środków promujących ekonomiczną efektywność produkcji energii ze źródeł odnawialnych należą: system świadectw pochodzenia tzw. zielonych certyfikatów, obowiązek zakupu energii elektrycznej wytwarzanej w odnawialnych źródłach energii przez sprzedawców z urzędu oraz zwolnienie odnawialnej energii z podatku akcyzowego. Dla wytwórców energii ze źródeł odnawialnych bardzo duże znaczenie mają przychody uzyskiwane ze sprzedaży praw majątkowych wynikających ze świadectw pochodzenia wyprodukowanej przez nich energii oraz obowiązkowa gwarancja sprzedaży wyprodukowanej energii w odnawialnych źródłach energii po określonych cenach [13].

Zgodnie z ustawą PE przedsiębiorstwo energetyczne zajmujące się wytwarzaniem energii elektrycznej lub jej obrotem i sprzedające tę energię odbiorcom końcowym, przyłączonym do sieci na terytorium kraju, jest obowiązane uzyskać i przedstawić do umorzenia Prezesowi Urzędu Regulacji Energetyki (w skrócie URE) świadectwo pochodzenia albo uiścić opłatę zastępczą [2].

Wysokość tej opłaty jest równoważna iloczynowi jednostkowej opłaty zastępczej za 1 MWh pomnożonej przez różnicę ilości energii elektrycznej wyrażonej w MWh, wynikającej z obowiązku uzyskania i przedstawienia do umorzenia świadectw pochodzenia w danym roku i udokumentowanej ilości przedstawionych do umorzenia w danym roku świadectw pochodzenia przez obowiązany podmiot.

Jednostkowa opłata zastępcza podlega corocznej waloryzacji w oparciu o średnioroczny wskaźnik cen towarów i usług konsumpcyjnych ogółem (tzw.

wskaźnik inflacji) z roku kalendarzowego poprzedzającego rok, dla którego oblicza się opłatę zastępczą. Opłata ta wynosiła odpowiednio: 267,95 PLN/MWh w 2010 r. i 274,92 PLN/MWh w 2011 r., a obecnie wynosi 286,74 PLN/MWh [16].

Obowiązek uzyskania i przedstawienia Prezesowi URE do umorzenia świadectw pochodzenia albo uiszczenia opłaty zastępczej jest spełniony, wówczas gdy za dany rok udział ilościowy sumy energii elektrycznej wynikającej ze świadectw pochodzenia, które przedsiębiorstwo energetyczne przedstawiło do umorzenia, lub z uiszczonych przez to przedsiębiorstwo opłat zastępczej, w wykonanej całkowitej rocznej sprzedaży energii elektrycznej przez to przedsiębiorstwo odbiorcom końcowym, wynosi odpowiednio nie mniej niż: 10,4% - w 2012 r., 10,9% - w 2013 r., 11,4% - w 2014 r., 11,9% - w 2015 r., 12,4% - w 2016 r. i 12,9% - w 2017 r. [5]. W poprzednich latach wynosiło to odpowiednio: 10,4% - w 2010 r. i 10,4% - w 2011 r. [5].

Nadzór nad wypełnianiem tego obowiązku pełni Prezes URE, a konsekwencją nie przestrzegania obowiązków związanych ze świadectwami pochodzenia jest kara pieniężna nakładana na przedsiębiorstwo energetyczne przez Prezesa URE [2].

Zgodnie z ustawą PE prawa majątkowe wynikające ze świadectwa pochodzenia są zbywalne i stanowią towar giełdowy, a rejestr świadectw pochodzenia prowadzi podmiot prowadzący giełdę i organizujący na tej giełdzie obrót prawami majątkowymi wynikającymi ze świadectw pochodzenia (Towarowa Giełda Energii S.A.). Obrót prawami majątkowymi jest regulowany postanowieniami ustawy [4].

Zgodnie z ustawą PE sprzedawca z urzędu jest obowiązany do zakupu energii elektrycznej wytworzonej w odnawialnych źródłach energii przyłączonych do sieci dystrybucyjnych lub przesyłowych znajdujących się na terenie obejmującym obszar działania tego sprzedawcy, oferowanej przez przedsiębiorstwa energetyczne, które uzyskały koncesje na jej wytwarzanie [2]. Zakup energii odbywa się po średniej cenie sprzedaży energii elektrycznej konwencjonalnej w ramach rynku konkurencyjnego w poprzednim roku kalendarzowym. Cena ta jest publikowana przez Prezesa URE. Zakup energii wyprodukowanej w odnawialnych źródłach energii odbywał się odpowiednio po cenie nie niższej niż 197,21 PLN/MW w 2010 r. i 195,32 PLN/MW w 2011 r., a obecnie odbywa się to po cenie nie niższej niż 198,90 PLN/MW [16].

Zgodnie z ustawą [3] energia elektryczna pochodząca ze źródeł odnawialnych przy jej sprzedaży odbiorcom końcowym jest zwolniona z podatku akcyzowego. Podstawą tego zwolnienia jest dokument potwierdzający umorzenie świadectw pochodzenia energii. Obecnie akcyza wynosi 20 PLN od każdej MWh sprzedanej odbiorcy końcowemu.

Dzięki temu rozwiązaniu wartość świadectwa pochodzenia uprawniającego do zwrotu podatku akcyzowego jest wyższa niż wysokość opłaty zastępczej.

Umożliwia to uzyskanie wyższej ceny rynkowej za nie i w konsekwencji wyższych przychodów wytwórców przy sprzedaży praw majątkowych do świadectw.

#### **4. Programy i środki wsparcia**

Obok ustawowego wsparcia systemowego istnieją programy i środki służące promocji wykorzystania energii ze źródeł odnawialnych na poziomie krajowym, regionalnym i lokalnym. Dotyczą one głównie wsparcia w zakresie finansowania odnawialnych źródeł energii. Umożliwiają uzyskanie dofinansowania na realizację inwestycji związanych z odnawialnymi źródłami energii. Przy czym uzyskanie wsparcia jest możliwe jedynie wtedy gdy dana technologia (instalacja, urządzenie, itp.) spełnia normy techniczne i jakościowe określone w specyfikacji określonego programu wsparcia.

Do kluczowych mechanizmów wsparcia finansowego, istniejących w obszarze inwestycji w źródła energii odnawialnej, zalicza się: dotacje do inwestycji, nisko oprocentowane kredyty i pożyczki inwestycyjne.

Najbardziej znaczące środki finansowe na wspieranie inwestycji w zakresie energii odnawialnej zagwarantowane są w systemach finansowanych ze środków Unii Europejskiej. Środki te pochodzą z Programu Operacyjnego - Infrastruktura i Środowisko wdrażanego przy udziale Ministra Gospodarki oraz Regionalnych Programów Operacyjnych zarządzanych przez samorządy poszczególnych województw [12]. Środki finansowe na realizację działań w ramach tych programów pochodzą ze środków pomocowych z budżetu Unii Europejskiej oraz z budżetu krajowego.

W ramach Programu Operacyjnego - Infrastruktura i Środowisko wsparcie uzyskują działania obejmujące: zwiększenie stopnia wykorzystania energii pierwotnej w sektorze energetycznym, obniżenie energochłonności sektora publicznego oraz zwiększenie wytwarzania energii ze źródeł odnawialnych.

W ramach Regionalnych Programów Operacyjnych wsparcie uzyskują działania obejmujące zwiększenie wykorzystania energii ze źródeł odnawialnych. Przy czym samorządy województw w ramach prowadzonej przez siebie polityki w obszarze odnawialnych źródeł energii określają rodzaje projektów mogących ubiegać się o dofinansowanie i poziom wsparcia.

Obok unijnych programów operacyjnych istnieje fundusz – Europejski Obszar Gospodarczy (Norweski Mechanizm Finansowy). Umożliwia uzyskanie dofinansowania do inwestycji związanych z odnawialnymi źródłami energii lub poprawą efektywności energetycznej [15]. Ponadto w tym obszarze funkcjonuje Polsko-Szwajcarski Program Współpracy [12].

Najważniejszym krajowym źródłem wsparcia finansowego inwestycji związanych z odnawialnymi źródłami energii jest Narodowy Fundusz Ochrony



Środowiska i Gospodarki Wodnej (w skrócie NFOŚiGW). Udziela pożyczek, preferencyjnych kredytów, dopłat do oprocentowanych pożyczek i kredytów i dotacji. NFOŚiGW oferuje wiele różnorodnych programów wsparcia m.in. ogólnokrajowy program dopłat do zakupu i montażu kolektorów słonecznych dla osób fizycznych i wspólnot mieszkaniowych, ogólnokrajowy program energetycznego wykorzystania zasobów geotermalnych [12,15].

Na poziomie lokalnym podstawowym źródłem wsparcia są Wojewódzkie Fundusze Ochrony Środowiska i Gospodarki Wodnej. Udzielają pożyczek, preferencyjnych kredytów, dopłat do oprocentowanych pożyczek i kredytów i dotacji. Preferencyjne kredyty są udzielane we współpracy z Bankiem Ochrony Środowiska S.A.

Jednym ze środków wsparcia na poziomie lokalnym jest również Program Rozwoju Obszarów Wiejskich opracowany na lata 2007–2013 [12]. Program umożliwia finansowanie inwestycji związanych z wytwarzaniem lub dystrybucją energii ze źródeł odnawialnych.

Obok funduszy proekologicznych wsparcie finansowe można uzyskać w formie niskooprocentowanych, preferencyjnych kredytów z różnych instytucji finansowych. Szczególnie bogatą ofertę takich kredytów posiada Bank Ochrony Środowiska S.A. który świadczy kompleksowe usługi finansowe dla podmiotów realizujących projekty na rzecz ochrony środowiska naturalnego.

Ponadto w niektórych regionach kraju jednostki samorządu terytorialnego (gminy, powiaty) wprowadziły mechanizmy wspomagania inwestycji w obszarze wykorzystania odnawialnych źródeł energii w postaci dotacji celowych [15].

## 5. Ocena krajowego systemu wsparcia

Krajowy system wsparcia w zakresie promocji wykorzystania energii ze źródeł odnawialnych mimo wielu zalet posiada pewne wady i ograniczenia które należy wyeliminować. Obejmują one m.in. brak mechanizmu modyfikowania obowiązków i celów w obszarze odnawialnych źródeł energii. Do tej pory jedynym przewidzianym mechanizmem modyfikowania jest okresowa zmiana aktów prawnych określających zobowiązania przedsiębiorstw energetycznych w odniesieniu do udziału energii produkowanej z odnawialnych źródeł energii na kolejne lata oraz coroczna waloryzacja opłaty zastępczej [12].

Stosowany obecnie w kraju system wsparcia skierowany jest do wszystkich technologii wykorzystywanych w ramach odnawialnych źródeł do produkcji energii elektrycznej i nie różnicuje ich. Zarówno system świadectw pochodzenia, jak i system obowiązku zakupu energii nie różni się w zależności od poszczególnych technologii.

Ponadto obecny system wsparcia nie określa ceny minimalnej na świadectwa pochodzenia. Obrót prawami majątkowymi wynikającymi z uzyskanych

świadectw pochodzenia odbywa się na zasadach rynkowych na Towarowej Giełdzie Energii.

Konieczna jest modyfikacja obecnie obowiązującego systemu wsparcia rozwoju odnawialnych źródeł energii tak, aby wsparcie było uzależnione od technologii odnawialnych źródeł energii. Zmodyfikowany system powinien uwzględniać takie elementy jak: stopień zwrotu inwestycji, koszty stosowania technologii i trendy ich zmian, postęp techniczny, zainstalowaną moc urządzeń generujących energię, datę budowy lub modernizacji instalacji – odnawialnego źródła energii, efektywny okres pracy instalacji, itd.

Ponadto w ramach modyfikacji konieczne jest przyjęcie rozwiązań ukierunkowanych na budowę nowych jednostek wytwórczych na bazie odnawialnych źródeł energii. Dlatego ważne jest, aby wielkość wsparcia oraz czas jego trwania były zależne od stosowanej technologii oraz daty budowy instalacji - odnawialnego źródła energii. Modyfikacja powinna również dotyczyć uproszczenia sposobu naliczania opłaty zastępczej i likwidacji zagrożenia corocznego, niekontrolowanego wzrostu tej opłaty. Obecnie bowiem takie zagrożenie istnieje i prowadzi do wzrostu cen energii elektrycznej [12].

Zwiększenie zainteresowania technologiami odnawialnych źródeł energii wymaga wprowadzenia rozwiązań umożliwiających efektywne wykorzystanie środków finansowych oraz zlikwidowanie bariery polegającej na ryzyku inwestycyjnym. Wymaga to wprowadzenia do systemu wsparcia minimalnego gwarantowanego poziomu przychodu.

Ponadto zapewnienie bezpieczeństwa inwestycyjnego dla podmiotów zainteresowanych budową jednostek wytwórczych wymaga zapewnienia stabilności oraz długofalowego, wieloletniego systemu wsparcia. Obecnie wytwórcy energii w odnawialnych źródłach energii mają zapewniony popyt na prawa majątkowe wynikające z uzyskanych świadectw pochodzenia do 2017 r. Wynika to z rozporządzenia [5].

Ustawa PE zawiera obecnie uregulowania prawne dla obszaru: gazownictwa, elektroenergetyki, ciepłownictwa i odnawialnych źródeł energii. W odniesieniu do odnawialnych źródeł energii z racji ich specyfiki konieczne jest wyłączenie z niej przepisów dotyczących odnawialnych źródeł energii i zawarcie ich w nowej ustawie o odnawialnych źródłach energii [14]. Umożliwi to stworzenie spójnych ram prawnych dla obszaru odnawialnych źródeł energii uporządkowanie i uproszczenie obowiązujących przepisów. Ponadto umożliwi to wprowadzenie jednolitego, zmodyfikowanego systemu wsparcia dla energii pochodzącej z odnawialnych źródeł, zależnego od nośnika energii odnawialnej i innych wspomnianych wcześniej parametrów. Rozwiązania zawarte w tej ustawie powinny określać warunki zachowania praw już nabytych dla inwestycji zrealizowanych lub rozpoczętych i czas ich obowiązywania.

W ustawie o odnawialnych źródłach energii należy określić m.in.: definicje, cele ogólne w obszarze odnawialnych źródeł energii, niezbędne środki do osią-

gnięcia tych celów, zasady obliczania udziału energii pochodzącej z odnawialnych źródeł, gwarancję pochodzenia energii elektrycznej z odnawialnego źródła, procedury administracyjne, przepisy i kodeksy, sprawozdawczość [12].

Opracowanie i przyjęcie ustawy o odnawialnych źródłach energii będzie stanowiło kluczowe działanie zmierzające do zwiększania udziału energii pochodzącej ze źródeł odnawialnych w krajowym bilansie energetycznym w przyszłości [14]. Ustawa ta określi bowiem nowe zasady wsparcia rozwoju rozproszonych źródeł energii odnawialnej.

## 6. Wnioski

Intensywny rozwój odnawialnych źródeł energii wymaga zastosowania spójnej, elastycznej, efektywnej i wielopłaszczyznowej krajowej polityki w zakresie promocji wykorzystania energii ze źródeł odnawialnych.

Stosowany w kraju obecnie system wsparcia w obszarze wykorzystania energii ze źródeł odnawialnych w elektroenergetyce jest niewystarczający i powinien zostać zmodyfikowany. Zmodyfikowany system wsparcia powinien opierać się, tak jak obecnie, na mechanizmie świadectw pochodzenia i być uzależniony z jednej strony od technologii odnawialnych źródeł energii a z drugiej od takich elementów jak: stopień zwrotu inwestycji, koszty stosowania technologii i trendy ich zmian, postęp techniczny, zainstalowana moc urządzeń generujących energię, data budowy lub modernizacji instalacji – odnawialnego źródła energii, efektywny okres pracy instalacji, itd.

Kluczowe znaczenie dla krajowej polityki w obszarze odnawialnych źródeł energii ma obecnie opracowanie i przyjęcie ustawy o odnawialnych źródłach energii. Umożliwi to właściwą koordynację działań na rzecz rozwoju odnawialnych źródeł energii i wdrożenie jednolitego i czytelnego systemu wsparcia.

## LITERATURA

- [1] Dyrektywa 2001/77/WE z dnia 27 września 2001 w sprawie wspierania produkcji na rynku wewnętrznym energii elektrycznej wytwarzanej ze źródeł odnawialnych (Dz.Urz. WE L 283 z 27.10.2001).
- [2] Ustawa z dnia 10 kwietnia 1997 r. – Prawo energetyczne (Dz.U. z 2006 r. Nr 89, poz. 625, z późn. zm.).
- [3] Ustawa z dnia 6 grudnia 2008 r. o podatku akcyzowym (Dz.U. z 2009 r. Nr 3, poz. 11, z późn. zm.).
- [4] Ustawa z dnia 26 października 2000 r. o giełdach towarowych (Dz.U. z 2010 r. Nr 48, poz 284, z późn. zm.).
- [5] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 14 sierpnia 2008 r. w sprawie szczegółowego zakresu obowiązków uzyskania i przedstawienia do umorzenia świadectw pochodzenia, uiszczenia opłaty zastępczej, zakupu energii elektrycznej i ciepła wytworzonych w odnawialnych źródłach energii

- oraz obowiązku potwierdzania danych dotyczących ilości energii wytworzonych w odnawialnym źródle energii (Dz. U. z 2008 r. Nr 156, poz. 969, z późn. zm.).
- [6] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 4 maja 2007 r. w sprawie szczegółowych warunków funkcjonowania systemu elektroenergetycznego (Dz.U. z 2007 r. Nr 93, poz. 623, z późn. zm.).
  - [7] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 18 sierpnia 2011 r. w sprawie szczegółowych zasad kształtowania i kalkulacji taryf oraz rozliczeń w obrocie energią elektryczną (Dz.U. z 2011 r. Nr 189, poz. 1126).
  - [8] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 3 lutego 2009 r. w sprawie udzielania pomocy publicznej w zakresie budowy lub rozbudowy jednostek wytwarzających energię elektryczną lub ciepła z odnawialnych źródeł energii. (Dz.U. z 2009 r. Nr 21, poz. 112).
  - [9] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 2 lutego 1999 r. w sprawie obowiązku zakupu energii elektrycznej i ciepła ze źródeł niekonwencjonalnych oraz zakresu tego obowiązku (Dz.U. z 1999 r. Nr 13, poz. 119) /utraciło ważność/.
  - [10] Rozporządzenie Ministra Gospodarki, Pracy i Polityki Społecznej z 30 maja 2003 r. w sprawie szczegółowego zakresu obowiązku zakupu energii elektrycznej i ciepła z odnawialnych źródeł energii oraz energii elektrycznej wytwarzanej w skojarzeniu z wytwarzaniem ciepła (Dz.U. z 2003 r. Nr 104, poz. 971) /utraciło ważność/.
  - [11] Obwieszczenie Ministra Gospodarki z dnia 21 grudnia 2009 r. w sprawie polityki energetycznej państwa do 2030 r. (M.P. z 2010 r., Nr 2, poz. 11).
  - [12] Krajowy plan działania w zakresie energii ze źródeł odnawialnych. Minister Gospodarki. Warszawa 2010.
  - [13] DOŁĘGA W., Analysis and assessment of support mechanisms for the promotion of renewable energy sources – case study Poland. 6-th International Workshop on Deregulated Electricity Market Issues in South-Eastern Europe DEMSEE 2011, Bled, 20-21 september 2011. Załącznik FE in FRI, paper 087, 15.
  - [14] DOŁĘGA W., Ocena krajowych regulacji prawnych w kontekście realizacji celów strategicznych polityki energetycznej w sektorze elektroenergetycznym. Rynek Energii, Zeszyt nr I maj 2012, 108-113.
  - [15] DOŁĘGA W., Prawno-ekonomiczne aspekty wykorzystania odnawialnych źródeł energii w budownictwie. Polityka Energetyczna, tom 15, zeszyt 1, 2012, 77-86.
  - [16] [www.ure.gov.pl](http://www.ure.gov.pl)
  - [17] [www.psew.pl](http://www.psew.pl)

# **XVIII. WYKORZYSTANIE ODNAWIALNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII W BUDOWNICTWIE – KIERUNKI BADAŃ ODDZIAŁYWAŃ SPOŁECZNYCH**

Agata Hilarowicz<sup>1</sup>, Joachim Koziół<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Wydział Organizacji i Zarządzania, Politechnika Śląska

<sup>2</sup>Instytut Techniki Ciepłej, Politechnika Śląska

Rozdział dotyczy problematyki prowadzenia badań oddziaływań społecznych na wzrost wykorzystania odnawialnych źródeł energii. Myślą przewodnią jest, iż badania oddziaływań społecznych powinny być prowadzone równoległe i równorzędnie do pozostałych analiz natury technicznej i ekonomicznej. Pozwala to na osiągnięcie wzmocnionych efektów w tych sferach i realizację integrującego podejścia do gospodarowania energią odnawialną i efektywnością energetyczną.

## **1. Wstęp**

W ostatnim czasie problematyka racjonalnego gospodarowania energią i jej wykorzystania, zwłaszcza w kontekście kolejnych kryzysów energetycznych oraz zmian klimatycznych, przybiera na znaczeniu. Szereg podejmowanych inicjatyw badawczych o różnym charakterze i zasięgu skupia się wokół stworzenia odpowiednich narzędzi i rozwiązań poprawiających z jednej strony bezpieczeństwo energetyczne ze szczególnym uwzględnieniem kwestii oszczędzania energii, z drugiej zaś promujących stosowanie odnawialnych źródeł energii. We wspomnianych inicjatywach kładzie się nacisk przede wszystkim na aspekty techniczne i ekonomiczne (związane z pozyskiwaniem i przetwarzaniem energii), które dają ilościowe, wymierne wyniki. Dużo rzadziej poruszane pozostają kwestie społeczne, trudno mierzalne lub niemierzalne, ale szczególnie ważne w procesie podejmowanych decyzji zarówno przez podmioty instytucjonalne jak i indywidualne. Wybór najlepszego rozwiązania uwarunkowany jest bowiem społeczną akceptacją u źródeł, której leżą określone postawy, zachowania i motywacje. Celem niniejszego opracowania jest zwrócenie uwagi na

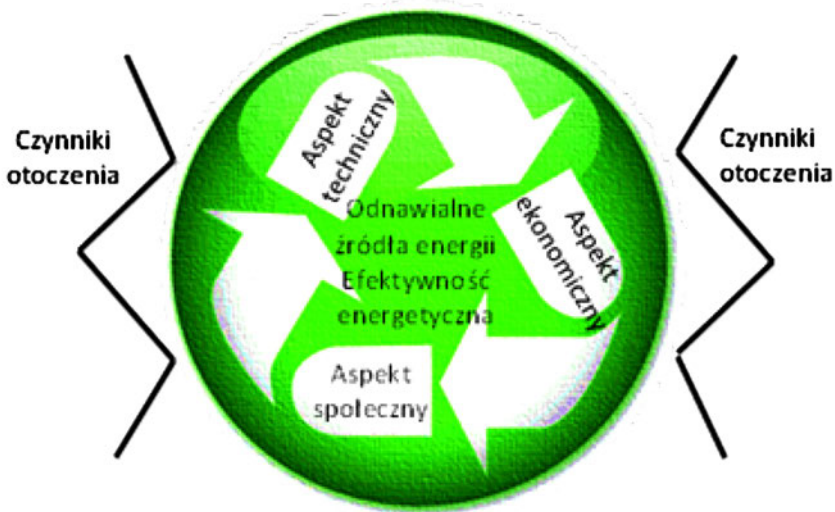
rolę i potencjalne kierunki badań oddziaływań społecznych w odniesieniu do gospodarki energetycznej, a zwłaszcza problematyki wykorzystania odnawialnych źródeł energii w budownictwie.

## **2. Istota badań oddziaływań społecznych w odniesieniu do zagadnień gospodarki energetycznej**

Na znaczenie prowadzenia badań oddziaływań społecznych w odniesieniu do gospodarki energetycznej zwraca uwagę coraz liczniejsze grono badaczy i praktyków przedmiotu. Zauważalne są tutaj tendencje do łączenia różnego rodzaju problemów wynikających ze zmian klimatycznych (oraz prób naprawy sytuacji w tym obszarze) z zachowaniem jednostek, społeczeństw i decydentów. Ponieważ ludzka działalność i wybory wpływają na dynamikę konsumpcji energii oraz emisji, to właśnie zrozumienie zachowania i sposobu podejmowania decyzji jest kluczowe dla ustalenia źródeł zmian klimatycznych oraz określenia perspektyw dla efektywnej polityki i programów w tym zakresie. Lutzenhiser akcentuje wynikające z takiego podejścia: przyspieszenie rozwiązań technologicznych – projektowanie, komercjalizację, przystosowanie i odpowiednie użytkowanie budynków i sprzętu komputerowego, kształtowanie pozytywnych wzorców zachowania dla jednostek i przedsiębiorców, ulepszenie założeń modeli analitycznych, na których opierają się określone polityki [1].

Niezmiernie istotną sprawą jest także akceptacja społeczna, która stanowi element bazowy dla wprowadzania różnego rodzaju rozwiązań technologicznych i osiągnięcia wyznaczonych celów polityki energetycznej. Jest ona jednocześnie najpowszechniej wskazywanym czynnikiem, spośród wielu pozostałych, mających wpływ na stosowanie odnawialnych źródeł energii [2]. Zdaniem Devine-Wrighta implikuje to szereg pytań dotyczących procesów psychologiczno-socjologicznych kształtujących opinie publiczną, obejmujących kwestie poznawcze i zachowania [3]. Dodatkowo, wspomniany badacz zwraca uwagę na przeprowadzanie kompleksowych analiz uwzględniających także wymiar kontekstualny oraz osobisty. Jednocześnie postuluje on, że zamiast postrzegania „publicznej akceptacji” w kategoriach przeszkód i barier rozwoju, należy starać się lepiej zrozumieć dynamikę ludzkiego zaangażowania w rozwój technologii wykorzystujących odnawialne źródła energii. Sprzyjać temu mają międzydiscyplinarne badania wykorzystujące innowacyjne, jakościowe i ilościowe metody badań społecznych z naciskiem na symboliczny, afektywny i społeczny konstrukt przekonań co do odnawialnych źródeł energii. Jeszcze innym zagadnieniem jest motywacja do stosowania określonych rozwiązań oraz oszczędzania zasobów energetycznych. Istnieje tutaj również wiele czynników, które można poddać analizom i które wyznaczają pożądany kierunek działań oraz skłaniają jednostkę i /lub grupę do podjęcia wysiłków na rzecz realizacji danego celu.

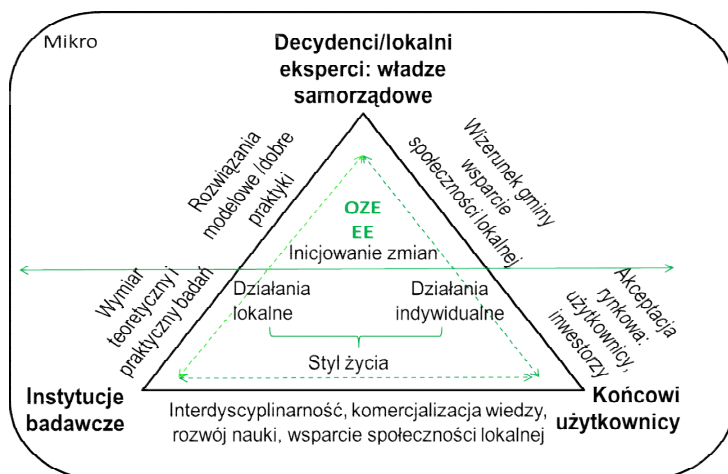
Zarysowane kwestie wskazują jedynie na niektóre spośród licznych możliwości w ramach badań oddziaływań społecznych w odniesieniu do gospodarki energetycznej ze szczególnym uwzględnieniem odnawialnych źródeł energii. Należy mieć na uwadze, iż analizy oddziaływań społecznych przede wszystkim wzmacniają działania w obszarze technicznym i ekonomicznym. Stąd też powinno się je traktować równoważnie i prowadzić równolegle. Takie integrujące, holistyczne podejście do problematyki odnawialnych źródeł energii i efektywności energetycznej, uwzględniające szerokie spektrum zagadnień i stałe monitorowanie otoczenia, może zapewnić jak najlepszą skuteczność procesu badawczego i mieć przełożenie na uzyskiwane w jego toku wyniki (rys.1).



Rys. 1. Integrujące podejście do zagadnień odnawialnych źródeł energii i efektywności energetycznej

W proponowanym podejściu wskazane byłoby uczestnictwo i zaangażowanie różnych podmiotów na poziomie -mikro, -mezo i -makro, tj. zarówno decydentów, ekspertów, instytucji badawczych jak i końcowych użytkowników odnawialnych źródeł energii. Modelową współpracę w tym zakresie i korzyści z niej wynikające przedstawia rysunek 2.

Do przewidywanych korzyści wynikających ze wzajemnej współpracy podmiotów na rzecz wzrostu wykorzystania odnawialnych źródeł energii i poprawy efektywności energetycznej na wszystkich trzech poziomach (-mikro, -mezo, -makro) należą: oszczędność energii, zmniejszenie kosztów, bezpieczeństwo energetyczne, proekologiczne wzorce konstrukcji, wzrost świadomości energetycznej, rozwój społeczności lokalnej, wzrost zadowolenia mieszkańców, poprawa komfortu i jakości życia.



Rys. 2. Współpraca pomiędzy podmiotami na rzecz wzrostu wykorzystania odnawialnych źródeł energii i poprawy efektywności energetycznej

### 3. Proponowane kierunki badań oddziaływań społecznych na wzrost wykorzystania odnawialnych źródeł energii w budownictwie

W ramach badań oddziaływań społecznych na wzrost wykorzystania odnawialnych źródeł energii w budownictwie można odnieść się do szerokiego spektrum zagadnień, m.in. marketingowych, politycznych, organizacyjno-prawnych, psychologicznych bądź socjologicznych korzystając ze stosownych dyscyplin i dziedzin naukowych. Można tutaj analizować popyt na określonego rodzaju technologie energetyczne, podaż, wydajność energetyczną, poziom konsumpcji, styl życia użytkowników energii, postawy, zachowania i motywacje. Mając na uwadze aspekt psychologiczny i socjologiczny za wyjątkowo interesujące autorzy opracowania uważają następujące kierunki badań:

- Analizy potencjalnego uczestnictwa i zaangażowania w programy dotyczące efektywności energetycznej na różnych poziomach: indywidualnym, lokalnym, regionalnym, krajowym.
- Diagnozy poziomu akceptacji społecznej odnośnie odnawialnych źródeł energii.
- Analizy potrzeb i oczekiwań użytkowników energii, zwłaszcza odnawialnych źródeł energii.
- Badania wpływu czynników otoczenia na decyzje użytkowników energii.
- Opracowanie profilu społecznego użytkowników odnawialnych źródeł energii.



- Przygotowanie konsultacji społecznych w zakresie stosowania odnawialnych źródeł energii w budownictwie.
- Opracowanie kampanii społecznej na rzecz odnawialnych źródeł energii i efektywności energetycznej.

Wśród zestawu metod i technik badań społecznych można posłużyć się tutaj m.in.: metodą obserwacyjną, metodą monograficzną, metodą sondażu diagnostycznego. Badania mogą mieć charakter ilościowy i jakościowy, w zależności od wybranego kierunku i potrzeb. Wszystkie metody badawcze mogą łączyć w sobie szereg technik traktowanych, jako forma uzupełnienia wiedzy i wzajemnej kontroli. Z uwagi na ograniczony zakres opracowania zdecydowano się nie charakteryzować poszczególnych metod i technik. Są one szeroko opisywane w pozycjach literatury z metodologii badań społecznych.

#### **4. Zwiększenie wykorzystania odnawialnych źródeł energii w budownictwie – przykład realizowanego programu badawczego**

W roku 2009 Narodowe Centrum Badań i Rozwoju (NCBiR) ogłosiło konkurs na realizację projektu strategicznego pt.: „Zintegrowany system zmniejszenia eksploatacyjnej energochłonności budynków” składającego się z kilku zadań. Jedno z nich dotyczyło „Zwiększenia wykorzystania energii z Odnawialnych Źródeł Energii (OZE) w budownictwie”. Opracowanie tego zadania NCBiR powierzyło konsorcjum w skład, którego weszli Politechnika Śląska (reprezentowana przez Instytut Techniki Ciepłej oraz Instytut Elektroenergetyki i Sterowania Układów) – jako Lider oraz Uniwersytet Śląski, Główny Instytut Górnictwa, Instytut Techniki Innowacyjnych EMAG, Park Naukowo-Technologiczny „Euro-Centrum” jako Partnerzy.

Celem zadania było opracowanie sposobów rekomendacji służących zwiększeniu udziału odnawialnych źródeł energii w bilansie energetycznym budynku, a poprzez to uzyskanie pozytywnych efektów ekologicznych, ekonomicznych oraz technicznych w skali budynku, kompleksów budowlanych, gmin oraz kraju [zob.4]. Oczekiwane rezultaty zadania przewiduje się uzyskać poprzez realizację następujących podzadań:

1. ocenę istniejącego stanu rekomendacji wykorzystania OZE w budownictwie,
2. opracowanie metodologii oceny technicznej, ekonomicznej i ekologicznej wykorzystania OZE
3. opracowanie programu komputerowego do oceny technicznej, ekonomicznej i ekologicznej wykorzystania OZE
4. opracowanie szczegółowych rekomendacji.

Za innowacyjne cechy proponowanego rozwiązania zadania należy uznać:

- wielopoziomowe rozpatrywanie problemu zwiększonego wykorzystania OZE poczynając od budynków poprzez kompleksy obiektów budowlanych, analizę zarządzania zespołem budynków, ocenę celowości przystąpienia przedsiębiorstw energetyki komunalnej do systemu handlu uprawnieniami do emisji CO<sub>2</sub>, rolę i zadania gmin, aż do wpływu wykorzystania OZE oraz związaną z tym redukcję emisji CO<sub>2</sub>, na realizację celów pakietu 3×20 – a więc bezpośrednio ocenę możliwości realizacyjnych polityki energetycznej państwa;
- multidyscyplinarne analizowanie problemów wykorzystania OZE przy uwzględnieniu kryteriów technicznych, ekonomicznych, legislacyjnych, a zwłaszcza przy szczególnym zaakcentowaniu najczęściej pomijanego aspektu badań socjologicznych określających preferencje społeczne związane ze zwiększeniem wykorzystywania OZE.

Badania społeczne zamierza się przeprowadzić na dwóch poziomach polegających na:

- a) badaniu pozatechnicznych uwarunkowań zastosowania OZE w budownictwie,
- b) opracowaniu strategii zwiększenia udziału OZE w budownictwie.

W ramach pierwszego poziomu starano się przeprowadzić identyfikację problemów związanych z wykorzystaniem OZE w budynkach, a zwłaszcza związanych z tym barier i ograniczeń. Zadaniem objęto sześć grup podmiotów związanych z gospodarką komunalno-bytową, tzn. mieszkańców domów jedno- i wielorodzinnych, zarządców prywatnych, wspólnotowych i spółdzielczych zasobów mieszkaniowych i budynków użyteczności publicznej oraz deweloperów. Prowadzone tu były badania sondażowe, ilościowe i jakościowe przy użyciu kwestionariuszy ankiet i wywiadów [5]. Wyniki uzyskane w ramach pierwszego poziomu badań pozwoliły ocenić priorytety szczegółowych kierunków analiz technicznych, ekonomicznych, ekologicznych i legislacyjnych w ramach, których wyznaczono strategię działań umożliwiających zwiększenie wykorzystania OZE w budynkach. Społeczna ocena tych strategii będzie między innymi przedmiotem aktualnie realizowanego drugiego poziomu badań o charakterze jakościowym. Zakłada się przeprowadzenie wywiadów indywidualnych pogłębianych z użytkownikami zasobów mieszkaniowych, w których wykorzystywane są OZE oraz z ekspertami, przedstawicielami władz samorządowych, wspólnot mieszkaniowych, producentów i dystrybutorów urządzeń do wykorzystania OZE [6].

Efekty analiz będą stanowiły wytyczne przy opracowywaniu szczegółowych sposobów rekomendacji zwiększonego wykorzystania OZE w budownictwie, tzn. kierunków upowszechniania wyników zadania badawczego oraz związanej z tym działalności marketingowej.

## 5. Podsumowanie

W opracowaniu starano się zwrócić uwagę na znaczenie badań społecznych przy realizacji niestandardowych działań eko-energetycznych w obiektach komunalno-bytowych. Do tego typu działań należy z pewnością wykorzystanie OZE w budynkach. W opracowaniu przedstawiono podstawy badań społecznych w odniesieniu do rozwiązywania problemów komunalnej gospodarki energetycznej. Na przykładzie realizowanego zadania w strategicznym projekcie badawczym, dotyczącego zwiększenia wykorzystania OZE w budownictwie zaproponowano dwa poziomy badań społecznych, polegających na wyznaczeniu kierunków i ograniczeń tego wykorzystania (I poziom) oraz na ocenie społecznej rezultatów szczegółowych analiz technicznych, ekonomicznych, ekologicznych i legislacyjnych (II poziom).

Niniejsze opracowanie powstało w ramach strategicznego programu PBS3/RIE6/2010 finansowanego przez NCBiR.

### LITERATURA

- [1] LUTZENHISER L. (2008): Overview of the Behavior, Energy and Climate Change conference Keynote Address "Setting the Stage: Why Behavior is Important" for California Senate legislation development related to a California Climate Change Research Institute, Portland State University, 1.
- [2] EKINS, P. (2004): Step changes for decarbonising the energy system: research needs for renewables, energy efficiency and nuclear power. *Energy Policy*, 32, 1891-1904.
- [3] DEVINE-WRIGHT, P. (2007): Reconsidering public attitudes and public acceptance of renewable energy technologies: a critical review, published by the School of Environment and Development, University of Manchester, [http://www.sed.manchester.ac.uk/research/beyond\\_nimbyism/](http://www.sed.manchester.ac.uk/research/beyond_nimbyism/), 3-11.
- [4] KOZIOL J., PIŁAT M., MENDECKA B. (2011): Propozycje kompleksowych badań nad zwiększeniem wykorzystania odnawialnych źródeł energii w budownictwie, X konferencja Problemy badawcze energetyki ciepłej.
- [5] BIENIECKI M., MAJER M., MARTYKA J., NOWAK K (2011): Pozatechniczne uwarunkowania zastosowania w budownictwie odnawialnych źródeł energii. Raport z badań społecznych, GIG.
- [6] HILAROWICZ A. (2012): Konceptualizacja i operacjonalizacja pojęć badawczych, Sprawozdanie z działania 1 w ramach etapu 24 projektu strategicznego pt. „Zwiększenie wykorzystania energii z odnawialnych źródeł energii w budownictwie”.



# **XIX. WYKORZYSTANIE ENERGII SŁONECZNEJ W TECHNICIE KOSMICZNEJ**

Adam Jaroszewicz, Andrzej Chrzczonowski

Zakład Inżynierii Lotniczej, Instytut Inżynierii Lotniczej,  
Procesowej i Maszyn Energetycznych, Politechnika Wrocławska

Rozdział przedstawia zagadnienia techniczne związane z wykorzystaniem energii słonecznej do zasilania urządzeń kosmicznych. Określono wymagania dla źródeł energii elektrycznej, statyczne i dynamiczne metody konwersji energii słonecznej w przestrzeni kosmicznej oraz przedstawiono matematyczny aparat do projektowania źródeł energii w technice kosmicznej.

## **1. Wstęp**

Loty statków kosmicznych oprócz manifestowania triumfu i geniuszu człowieka, umożliwiają prowadzenie szeregu badań i eksperymentów, często niemożliwych do realizacji na powierzchni naszej planety. Międzynarodowa stacja kosmiczna ISS, samobieżne roboty marsjańskie czy bezzałogowe sondy międzyplanetarne realizujące badanie planet zewnętrznych Układu Słonecznego, znacznie poszerzają horyzonty myślowe człowieka. Na pokładach bezzałogowych i załogowych statków kosmicznych znajduje się wiele systemów i urządzeń zapewniających prawidłowe funkcjonowanie systemów pokładowych oraz realizację założonych celów badawczych.

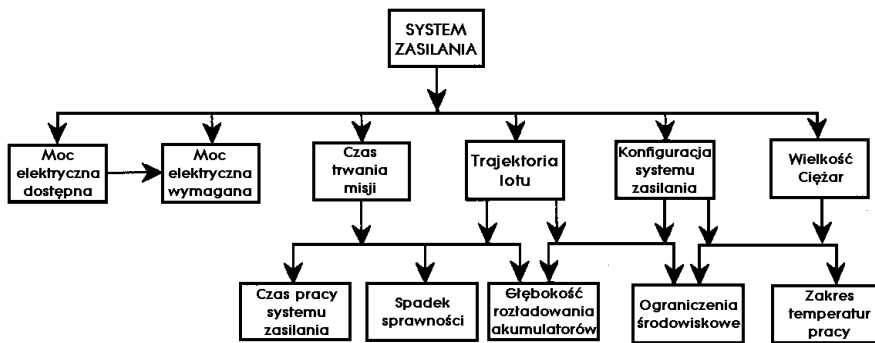
Jednym z zasadniczych aspektów warunkujących prawidłowe funkcjonowanie systemów pokładowych statku kosmicznego jest zapewnienie ciągłości zasilania energią elektryczną w czasie trwania misji kosmicznej.

Pokładowy system zasilania energią elektryczną powinien zapewnić [5][10]:

- ciągłość i niezawodność zasilania;
- stabilizację podstawowych parametrów wytwarzanej energii elektrycznej;
- bezpieczeństwo podczas pracy i obsługi pokładowych źródeł przez personel naziemny / kosmonautów / astronautów.

Wybór optymalnego systemu zasilania energią elektryczną dla statku kosmicznego podyktowany jest m.in. (rys.1, 2):

- wymaganą mocą niezbędną dla zasilania pokładowych odbiorników energii elektrycznej;
- czasem trwania misji;
- trajektorią lotu statku kosmicznego (lot wokółziemski, powierzchnie planet wewnętrznych, planety zewnętrzne Układu Słonecznego,...);
- ograniczeniami objętościowymi i masowymi statku kosmicznego.



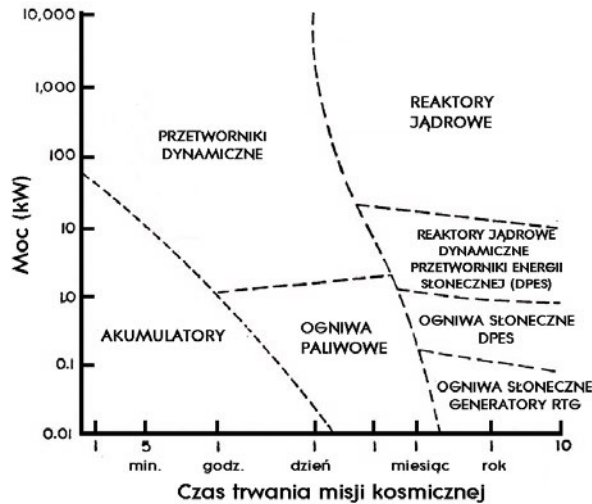
Rys. 1. Podstawowe wymagania stawiane systemom zasilania energią elektryczną statków kosmicznych [5]

Pokładowy system zasilania energią elektryczną jest zespołem wzajemnie współpracujących podsystemów [6, 13] (rys.3):

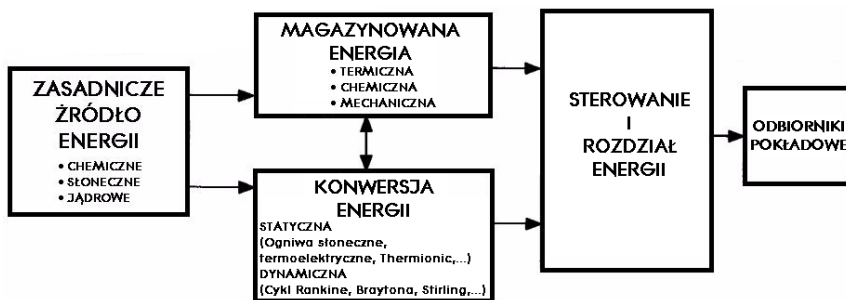
- zasadnicze źródło energii – zamiana energii wiązań chemicznych, słonecznej, naturalnego i wymuszonego rozpadu jąder atomowych na energię: termiczną, mechaniczną;
- awaryjne źródła energii – magazynowanie energii pod postacią energii termicznej, wiązań chemicznych, mechanicznej – generowanie energii elektrycznej w przypadku niesprawności zasadniczych źródeł energii (np. lot po orbicie wokółziemskiej w cieniu Ziemi);
- konwersja energii – przetwarzanie energii wiązań chemicznych, słonecznej, naturalnego i wymuszonego rozpadu jąder atomowych na energię elektryczną metodami statycznymi (ogniwa słoneczne, termoelektryczne, technologia Thermionic,...) lub dynamicznymi (Cykl Rankine’a, Braytona, Stirling,...);
- sterowanie i rozdział energii – sterowanie pracą źródeł i odbiorników energii elektrycznej, stabilizacja napięć wyjściowych, kontrola poprawności pracy.

Wytwarzanie energii elektrycznej metodami statycznymi pozwala na generowanie prądu stałego, prąd przemienny uzyskuje się za pośrednictwem prze-

twornic statycznych, metody dynamiczne pozwalają uzyskać prąd stały jak i prąd przemienny, w zależności od zastosowanego przetwornika energii mechanicznej na energię elektryczną.



Rys. 2. Moc pokładowych źródeł energii elektrycznej vs czas trwania misji kosmicznej [2, 9, 13].



Rys. 3. Pokładowy system zasilania energią elektryczną statku kosmicznego [10]

Energia elektryczna prądu stałego na pokładzie statku kosmicznego wytwarzana jest przez [6]:

- ogniwa chemiczne (akumulatory, ogniwa paliwowe) – *Chemical Battery, Fuel Cells*;
- ogniwa słoneczne (fotowoltaniczne) – *Solar / Photovoltaic Power System*;
- dynamiczne przetworniki energii słonecznej – *Solar Dynamic Power System* – (testy);
- generatory radioizotopowe – *Radioisotope Thermoelectric Generator – RTG*;

- generatory jądrowe – *Nuclear Reactor Power System*;
- generatory magnetogazodynamiczne – *Magnetogasodynamic Power System* – (testy);
- technologia AMTEC – *Alkali Metal Thermal to Electric Converter* – (testy);
- technologia Stirling – (testy);
- technologia Flywheel – (testy);
- termofotoelektryczne źródła zasilania – *Termophotovoltaic* – (testy).
- wiązkowy (mikrofalowy, laserowy) system zasilania – *Beamed (Microwave, Laser) Power System* – (testy);
- elektrodynamiczne źródła zasilania – *Electrodynamic Power System* – (testy).

Tabela 1. Porównanie mocy uzyskiwanych z wybranych źródeł energii elektrycznej [6]

Parametr	Ogniwa słoneczne (fotoelektryczne)	Ogniwa radioizotopowe RTG	Dynamiczne przetworniki energii słonecznej DPES	Ogniwa paliwowe
Moc (kW)	0.2 – 300	0.2 – 10	5 – 300	2 – 50
Gęstość mocy (W/kg)	25 – 200	5 – 20	9 – 15	50 – 275

Na pokładach statków kosmicznych stosowany jest prąd stały o napięciu 28V i 124V (ISS – część amerykańska, 28V – część rosyjska) oraz prąd przemienny o napięciach 115V i 36V / 400 Hz.

O ile ogniwa chemiczne: akumulatory i ogniwa paliwowe można zaliczyć do tzw. „ogniwi krótkoterminowych” pozwalających na zasilanie energią elektryczną przez czas kilku – kilkunastu dni, o tyle ogniwa słoneczne (fotoelektryczne) „oświetlane” światłem słonecznym umożliwiają zasilanie energią elektryczną przez okres kilku – kilkunastu lat [6] (tabela 1).

## 2. Ogniwa słoneczne (fotoelektryczne)

Ogniwa słoneczne zwane też ogniwami fotoelektrycznymi lub fotoogniwami są urządzeniami posiadającymi zdolność bezpośredniej konwersji światła słonecznego na energię elektryczną prądu stałego. Na granicy dwóch warstw półprzewodnika o odmiennym typie przewodnictwa (p i n) pod wpływem padającego promieniowania elektromagnetycznego (np. światło widzialne) powstaje różnica potencjałów (zjawisko fotoelektryczne wewnętrzne).



Natężenie promieniowania słonecznego docierającego do Ziemi  $I_Z$  (bilans mocy promieniowania), jest określone równaniem [11]:

$$I_S A_S = I_Z A_{OZ}, \quad (1)$$

gdzie:

$A_{OZ}$  – powierzchnia kuli o promieniu równym 1UA,

$A_S$  – powierzchnia Słońca ( $6,09 \cdot 10^{18} \text{ m}^2$ ),

$I_Z$  – natężenie promieniowania, przypadające na jednostkę powierzchni kuli o promieniu 1AU,

$P_S$  – moc wypromieniowywana przez Słońce w przestrzeń kosmiczną ( $3,845 \cdot 10^{26} \text{ W}$ ),

$I_S$  – natężenie promieniowania przypadające na jednostkę powierzchni Słońca  $\rightarrow \frac{P_S}{A_S}$

Po przekształceniu (1), otrzymamy:

$$I_Z = I_S \left( \frac{r_S}{L} \right)^2, \quad (2)$$

gdzie:  $r_S$  – promień Słońca  $\rightarrow 6,96 \cdot 10^8 \text{ m} = 0,0046 \text{ AU}$ .

Uśredniona wartość natężenia promieniowania docierającego do górnych warstw atmosfery ziemskiej na płaszczyznę jednostkową ustawioną prostopadle do padających promieni słonecznych w ciągu jednej minuty to tzw. stała słoneczna –  $I_0$  (Total Solar Irradiance – TSI,  $I_0 = 1,366 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$ ).

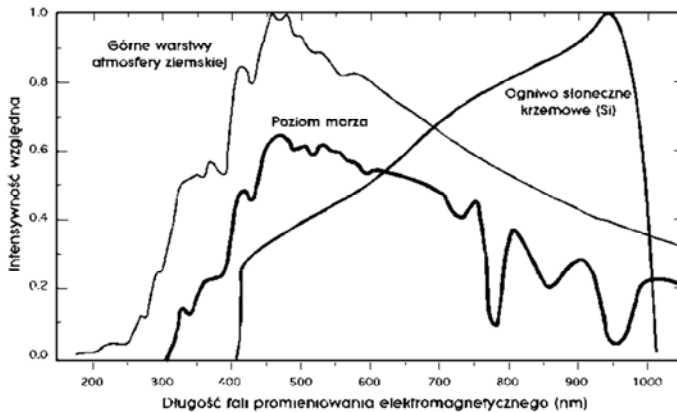
Promieniowania słoneczne docierające do Ziemi jest w ok. 30% odbijane przez atmosferę, ok. 20% jest przez nią pochłaniane, a tylko ok. 50% energii słonecznej dociera do powierzchni Ziemi, ulegając dodatkowemu osłabieniu wskutek procesów absorpcji i rozpraszania. Natężenie promieniowania słonecznego zmienia się w cyklu rocznym ze względu na zmiany odległości pomiędzy Ziemią a Słońcem w zakresie  $\pm 3,4\%$  [3, 10, 11] (tabela 2).

Tabela 2. Natężenie promieniowania słonecznego na orbicie wokółziemskiej

<b>Odległość od Słońca</b> $L$	$1,472 \cdot 10^{11} \text{ m}$ Perihelium – 4 stycznia	$1,522 \cdot 10^{11} \text{ m}$ Aphelium – 4 lipca	$1,495 \cdot 10^{11} \text{ m}$ Wartość średnia
<b>Natężenie promieniowania</b> $I_Z$	$1,41 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$	$1,32 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$	$1,366 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$

Długość fal elektromagnetycznych emitowanych przez Słońce rozciąga się w szerokich granicach, jednakże maksimum natężenia promieniowania przypada na zakres fal elektromagnetycznych o długości fal zawartych w przedziale od 200 nm do 1100 nm ( $10^{-9} \text{ m}$ ), przy czym dla zakresu UV (9%), dla zakresu widzialnego (44%) zaś dla zakresu bliskiej podczerwieni (47%) [11] (rys. 4).

Po oświetleniu ogniwa słonecznego, pomiędzy jego elektrodami pojawia się różnica potencjałów, tzw. napięcie obwodu otwartego (*Open Circuit Voltage*)  $\rightarrow V_{OC}$ . Obciążenie ogniwa fotoelektrycznego rezystancją obciążenia  $R_L$  wymusza przepływ prądu elektrycznego w obwodzie, którego wartość jest odwrotnie proporcjonalna do rezystancji  $R_L$ . Największa wartość prądu elektrycznego płynącego przez ogniwo fotoelektryczne występuje przy  $R_L = 0 \Omega \rightarrow$  prąd zwarcia (*Short Circuit Current*)  $\rightarrow I_{SC}$ . Wykres zależności prądu od napięcia przy ustalonym oświetleniu nazywa się charakterystyką jasną prądowo – napięciową ogniwa słonecznego (rys. 5).



Rys. 4. Rozkład widmowy promieniowania słonecznego / Charakterystyka widmowa krzemowego ogniwa słonecznego [11]

Moc maksymalna elektryczna ogniwa słonecznego  $P_{MAX}$  określona równaniem [11, 13]:

$$P_{MAX} = I_{MAX} V_{MAX}, \quad (3)$$

jest równa mocy, którą można uzyskać z ogniwa w warunkach dopasowania optymalnej wartości rezystancji obciążenia  $R_L$ , określona przez maksymalną powierzchnię prostokąta zawartego w charakterystyce prądowo – napięciowej (rys. 5 – kolor szary).

Należy nadmienić, że moc maksymalna  $P_{MAX}$  jest zawsze mniejsza od mocy idealnej elektrycznej  $P_{IDEAL}$  określonej równaniem:

$$P_{IDEAL} = I_{SC} V_{OC}, \quad (4)$$

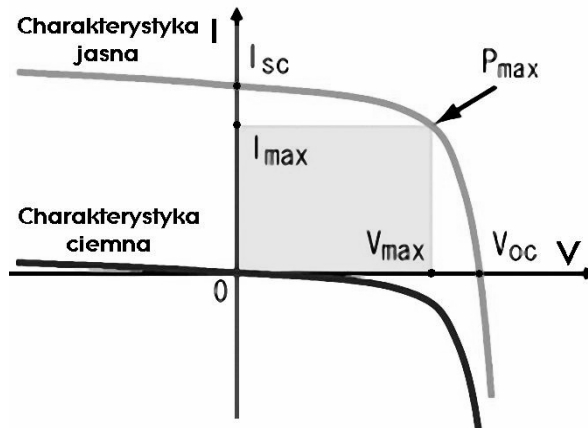
gdyż praktycznie nie można osiągnąć charakterystyki prostokątnej ogniwa słonecznego.

Współczynnik wypełnienia  $FF$  (*Fill Factor*) charakterystyki prądowo-napięciowej jest określony jako stosunek pola prostokąta maksymalnej mocy

pod krzywą  $I_{SC}V_{OC}$  do pola prostokąta opartego na wartościach prądu zwarcia  $I_{SC}$  i napięcia obwodu otwartego  $V_{OC}$ :

$$FF = \frac{P_{MAX}}{I_{SC}V_{OC}} = \frac{I_{MAX}V_{MAX}}{I_{SC}V_{OC}}, \quad (5)$$

przy czym wartość  $FF \rightarrow FF = 1$ , w przypadku, gdy charakterystyka prądowo napięciowa posiada kształt prostokątny. Dla rzeczywistych ogniw słonecznych  $FF \leq 0,8$  [3].



Rys. 5. Charakterystyka prądowo-napięciowa oświetlonego ogniw słonecznego [3, 11]

Sprawność rzeczywistą ogniw słonecznego określa się jako stosunek maksymalnej mocy elektrycznej  $P_{MAX}$  wytworzonej z jednostkowej powierzchni ogniw do całkowitej mocy  $P_S$  promieniowania padającego prostopadle na tę powierzchnię [3, 11]:

$$\eta_{SC} = \frac{P_{MAX}}{P_S} \cdot 100\% = \frac{I_{MAX}V_{MAX}}{S_{SC}I_A} \cdot 100\%, \quad (6)$$

gdzie:

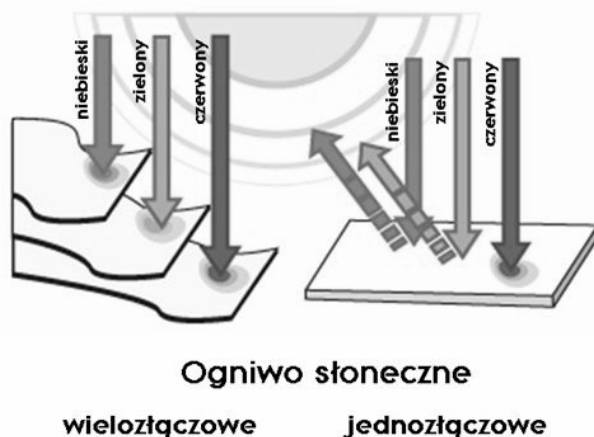
$S_{SC}$  – powierzchnia ogniw / modułu słonecznego,

$I_A$  – natężenie promieniowania słonecznego.

Maksimum czułości jednozłączowych krzemowych ogniw słonecznych przypada na zakres bliskiej podczerwieni (ok. 950 nm) i jest przesunięte o ok. 500 nm w kierunku dłuższych długości fal elektromagnetycznych w stosunku do maksimum natężenia promieniowania słonecznego. Dla maksimum czułości jednozłączowego krzemowego ogniw słonecznego natężenie promieniowania słonecznego jest równe ok. 40% maksymalnego natężenia (rys. 4), co przekłada

się na niską sprawność ogniwa słonecznego. Zastosowanie nowej generacji ogniw słonecznych – ogniw wielozłączowych składających się z kilku warstw „czułych” na różne długości fal widma słonecznego, pozwoliło na 2-3-krotny wzrost wartości napięcia wyjściowego i wzrost sprawności przetwarzania energii przy niezmiennej powierzchni czynnej (rys. 6).

Współczesne wielozłączowe ogniwa słoneczne osiągają sprawność  $\eta_{SC} \geq 40\%$ <sup>1</sup>, jednakże w technice kosmicznej<sup>2</sup> wykorzystuje się głównie ogniwa jednozłączowe (Si) ( $\eta_{SC} = 16 \div 18\%$ ,  $U_{SC} \leq 0,5V$ ) oraz ogniwa wielozłączowe (np. GaAs, GaInP/GaInAs/Ge) ( $\eta_{SC} = 27 \div 28\%$ ,  $U_{SC} \leq 2,27V$ )<sup>3</sup> [1] (Tabela 3).



Rys. 6. Absorpcja składowych widma słonecznego przez warstwy ogniwa słonecznego: jedno i trójzłączowego [3]

Wraz ze wzrostem natężenia oświetlenia, wartość prądu wyjściowego ogniwa słonecznego wzrasta liniowo, zaś wartość napięcia wyjściowego wzrasta logarymicznie (rys. 7).

Sztuczne satelity okrążają Ziemię po orbitach eliptycznych scharakteryzowanych przez pierwsze prawo Keplera, gdzie w jednym z ognisk elipsy znajduje się Ziemia [9, 12] (tabela 4).

Moc pokładowych źródeł energii elektrycznej sztucznego satelity Ziemi jest uwarunkowana głównie przeznaczeniem satelity, co przekłada się bezpośrednio na rodzaj orbity (tabela 5).

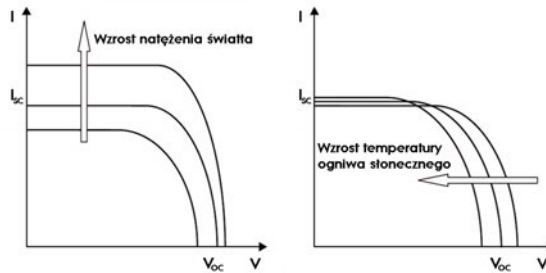
<sup>1</sup>  $\eta_{SC} \leq 43,5\%$  Solar Junction – Ogniwo trójzłączowe z koncentratorem optycznym (*Three – Junction concentrator*) – warstwa I – InGaAs, warstwa II – InGa, warstwa III – InGaP

<sup>2</sup> Po raz pierwszy baterie słoneczne zastosowano w przestrzeni kosmicznej w 1958 r. – Vanguard 1 – 6 ogniw słonecznych Si (2x2 cm),  $\eta \leq 10\%$ ,  $P = 0,1W$  – satelita do dnia dzisiejszego znajduje się na orbicie wokółziemskiej

<sup>3</sup> Mobilny robot marsjański Mars Pathfinder (1996), MER Spirit / Opportunity (2003)

Tabela 3. Sprawność wybranych typów ogniw fotoelektrycznych [3]

Ogniwo słoneczne	Jedno- złączowe	Wielozłączowe			
	Si	GaAs	InP	GaInP/GaAs	CuGa/InSe <sub>2</sub> → CIGS
Sprawność teoretyczna	12.0%	23.5%	22.6%	25.8%	20.0%
Sprawność ogniw w produkcji seryjnej	7.0%	18.5%	18.0%	22.0%	16.6%



Rys. 7. Charakterystyka prądowo – napięciowa ogniw słonecznych przy zmianach natężenia oświetlenia i temperatury [11]

Sztuczny satelita okrążając Ziemię, przez część czasu trwania okrążenia znajduje się w cieniu planety, gdzie baterie słoneczne nie wytwarzają energii elektrycznej (rys. 8). Pociąga to za sobą konieczność gromadzenia, przechowywania i zarządzania wytwarzaniem i zużyciem energii elektrycznej na pokładzie sztucznego satelity, celem zachowania ciągłości zasilania systemów pokładowych [14].

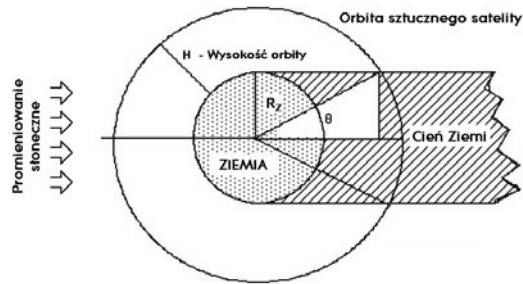
Tabela 4. Orbity sztucznych satelitów Ziemi [9][14]

Typ orbity	Symbol orbity	Zakres wysokości	Czas obiegu wokół Ziemi	Prędkość orbitalna
niska orbita okołoziemiska	LEO <i>ang. Low Earth Orbit</i>	200 ÷ 1000 km nad powierzchnią	90 ÷ 100 min	7,91 [km/s]
średnia orbita okołoziemiska	MEO <i>ang. Medium Earth Orbit</i>	1001 ÷ 35785 km nad powierzchnią	100 min > T > 23 godz. 56 min. 4 sek.	7,91 > v > 3,08 [km/s]
orbita geostacjonarna	GEO <i>ang. Geostationary Earth Orbit</i>	35786 km nad równikiem	23 godz. 56 min. 4 sek.	3,08 km/s
bardzo ekscentryczna orbita	HEO <i>ang. High Eccentricity Orbit</i>	> 200 km nad powierzchnią <sup>4</sup>	> 90 min	---

<sup>4</sup> Mołnia 1 (ZSRR) – satelita telekomunikacyjny (1964 – 2004). HEO: perygeum – 426 km, apogeum – 39771 km,  $T_{Orbita}$  – 714,58 min

Tabela 5. Zapotrzebowanie energetyczne sztucznych satelitów Ziemi [9, 14]

Przeznaczenie	Typ orbity	Moc elektryczna pokładowych źródeł energii elektrycznej [W]
Satelita naukowy (badania astronomiczne)	LEO, HEO	200–1500
Satelita naukowy (badania Ziemi)	LEO, GEO	500–5000
Satelita telekomunikacyjny	LEO, GEO	500–5000
Satelita nawigacyjny	MEO	200–1500
Załogowe sztuczne satelity	LEO	1000–10000
Załogowe stacje orbitalne	LEO	10000–100000



Rys. 8. Trajektoria sztucznego satelity Ziemi [14]

Całkowity kąt orbity, podczas którego sztuczny satelita znajduje się w cieniu Ziemi jest równy  $2\theta$  (rys. 8). Kąt  $\theta$  jest określony równaniem [10, 13]:

$$\sin \theta = \frac{R_Z}{R_Z + H} \rightarrow \theta = \arcsin \left( \frac{R_Z}{R_Z + H} \right). \quad (7)$$

Współczynniki  $f_{\text{Noc}}$  i  $f_{\text{Dzień}}$  określające przez jaką część orbity sztuczny satelita będzie znajdował się po nieoświetlonej (w cieniu) i po oświetlonej stronie Ziemi są równe:

$$f_{\text{Noc}} = \frac{2\theta}{2\pi} = \frac{\theta}{\pi} \rightarrow \frac{\theta}{180}; \quad f_{\text{Dzień}} = \frac{2\pi - 2\theta}{2\pi} = \frac{\pi - \theta}{\pi} \rightarrow \frac{180 - \theta}{180}. \quad (8)$$

Przyjmując jako punkt wyjścia parametry orbity ISS ( $R_Z = 6,37 \cdot 10^6$  m)  $\rightarrow \theta = 70,25^\circ \rightarrow f_{\text{Noc}} = 0,39$ ,  $f_{\text{Dzień}} = 0,61$ . Czas obiegu sztucznego satelity wokół Ziemi jest określony równaniem [2]:

$$T_{\text{Orbita}} = 2\pi \sqrt{\frac{(R_Z + H)^3}{G(M_Z + M_{\text{SSZ}})}}, \quad (9)$$

gdzie:

$G$  – stała grawitacji  $\rightarrow G = 6,673 \cdot 10^{-11} \text{ N} \cdot \text{m}^2/\text{kg}^2$

$M_Z$  – masa Ziemi  $\rightarrow M_Z = 5,98 \cdot 10^{24} \text{ kg}$

$M_{SSZ}$  – masa sztucznego satelity Ziemi (dla ISS  $\rightarrow M_{ISS} = 4,5 \cdot 10^5 \text{ kg}$ )

Podstawiając parametry dla ISS do (9) otrzymano  $\rightarrow T_{ISS} = 5544,52 \text{ sek.}$  (92 min. 24 sek.). Czasy przelotu sztucznego satelity w strefie oświetlonej i w strefie cienia są określone równaniem:

$$T_{\text{Dzień}} = T_{\text{Orbita}} \cdot f_{\text{Dzień}}; \quad T_{\text{Noc}} = T_{\text{Orbita}} \cdot f_{\text{Noc}}. \quad (10)$$

Dla obliczonej wartości  $T_{ISS}$  w oparciu o równanie (9) otrzymano:  $T_{ISS \text{ Dzień}} = 56 \text{ min. } 22 \text{ sek.}$ ,  $T_{ISS \text{ Noc}} = 36 \text{ min. } 02 \text{ sek.}$   $\rightarrow 61\%$  – strefa oświetlona,  $39\%$  – strefa cienia.

Dla sztucznego satelity krążącego po kołowej orbicie geostacjonarnej GEO (np. Astra, Hot Bird, ...) ( $T_{GEO} = 23 \text{ godz. } 56 \text{ min. } 04 \text{ sek.}$ ), czas przelotu satelity w strefie cienia Ziemi skraca się i jest równy  $\rightarrow T = 4160,27 \text{ sek.}$  (1 godz. 09 min. 22 sek.)  $\rightarrow 95,2\%$  – strefa oświetlona,  $4,8\%$  – strefa cienia.

Reasumując, na wybór optymalnego systemu zasilania energią słoneczną ma wpływ:

- zapotrzebowanie energetyczne systemów pokładowych;
- wartość napięcia elektrycznego w instalacji pokładowej;
- powierzchnia czynna ogniw słonecznych;
- czas trwania misji (degradacja ogniw słonecznych);
- wysokość orbity (czas trwania strefy cienia);
- rodzaj zastosowanego awaryjnego systemu zasilania energią elektryczną (akumulatory, ogniwa paliwowe).

Wysokość orbity sztucznego satelity ma zasadnicze znaczenie dla wyboru pokładowych źródeł awaryjnych (typ i liczba akumulatorów / ogniw paliwowych). Niska wysokość orbity wiążąca się z krótkim czasem obiegu Ziemi i częstymi w skali doby, cyklami ładowania/rozładowania akumulatorów (strefa oświetlona/cienia) prowadzi do ograniczenia okresu użytkowania akumulatorów, co przekłada się na skrócenie „czasu życia” sztucznego satelity na orbicie. Ogniwa paliwowe np. wodorowo-tlenowe nie były dotychczas stosowane w przestrzeni kosmicznej jako awaryjne źródła energii elektrycznej, lecz jako źródła zasadnicze o ograniczonym czasie pracy (Gemini, Apollo, Space Shuttle – USA) [7, 8].

Wykorzystanie ogniw paliwowych jako awaryjnego źródła energii elektrycznej pociąga za sobą konieczność realizacji wielokrotnej elektrolizy wody (elektrolizer  $\rightarrow$  wodór/tlen) powstającej jako produkt uboczny, podczas pracy ogniwa paliwowego (tzw. regenerowalne ogniwa paliwowe)

Panele ogniw słonecznych zabudowane na pokładzie sztucznego satelity znajdują się w otwartej przestrzeni kosmicznej, będąc podatnymi na różne czynniki przyspieszające ich degradację [5, 9]:

- częste zmiany temperatury pracy;
- destrukcyjny wpływ krótkofalowego promieniowania kosmicznego.

Sprawność ogniw słonecznych  $\eta_{\text{temp}}$  jest odwrotnie proporcjonalna do temperatury pracy i jest określona równaniem [9]:

$$\eta_{\text{temp}} = 1 - \alpha_{\text{temp}} \cdot (T_{\text{pr}} - T_{\text{odn}}), \quad (11)$$

gdzie:

$\alpha_{\text{temp}}$  – współczynnik temperaturowy (%/K),

$\alpha_{\text{temp}} \approx 0,25\%/K \rightarrow 0,0025/K$  – dla ogniw GaAs (wielozłączowych),

$\alpha_{\text{temp}} \approx (0,34-0,5\%/K \rightarrow (0,0034 \div 0,005)/K$  – dla ogniw Si,

$T_{\text{pr}}$  – temperatura pracy ogniw (K),

$T_{\text{odn}}$  – temperatura odniesienia<sup>5</sup>

Temperatura w bliskiej przestrzeni kosmicznej (LEO, HEO, GEO) podlega zmianom w granicach od ok. ( $-150$  °C) (strefa cienia) do ok. ( $+120$  °C) (strefa oświetlona), co pociąga za sobą zmiany sprawności ogniw słonecznych od 1,885 (123 K) do 0,535 (393 K)  $\rightarrow T_{\text{średnia}} = 258$  K ( $-15$  °C). Wraz ze wzrostem temperatury ogniwa słonecznego wartość prądu wyjściowego utrzymuje się na stałym poziomie, zaś napięcie wyjściowe maleje logarytmicznie [9, 13] (rys. 7).

Nieodwracalna degradacja ogniw słonecznych pod wpływem krótkofalowego promieniowania kosmicznego (uszkodzenie struktury molekularnej ogniwa) jest szacowana na  $\alpha_{\text{rad}} \approx 2,8\%/rok$  (0,0028/rok). Wartość ta nie jest stała i w latach aktywności słonecznej wzrasta wielokrotnie (np. spadek sprawności ogniw słonecznych o 9,74% w okresie jednego roku: luty 1989–luty 1990). Dla ogniw słonecznych sztucznych satelitów, krążących na orbicie wokółziemskiej na wysokościach  $1000 \text{ km} < H < 10000 \text{ km}$  (Pasy Van Allena)<sup>6</sup>, spadek sprawności dochodzi do 35%/rok. Spadek sprawności ogniwa słonecznego  $\eta_{\text{Rad}}$  jest określony równaniem [12]:

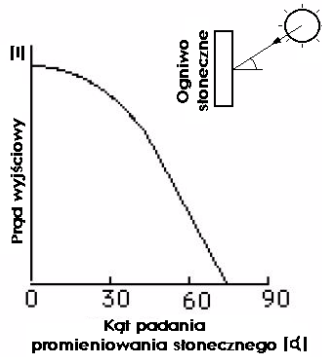
$$\eta_{\text{Rad}} = 1 - \alpha_{\text{Rad}} \cdot \quad (12)$$

Maksymalną moc elektryczną z ogniwa słonecznego uzyskuje się, ustawiając je prostopadłe do kierunku promieni słonecznych (rys. 9). Spadek sprawności ogniwa słonecznego  $\eta_{\text{Kąt}}$  przy zmianach kąta padania promieni słonecznych  $\alpha$  jest określony równaniem:

<sup>5</sup> Temperatura odniesienia  $T_{\text{odn}}$  dla określenia sprawności ogniw słonecznych  $T_{\text{odn}} = 300$  K ( $27$  °C)  $\rightarrow$  dla tej temperatury jest określona sprawność poszczególnych typów ogniw. Przy obniżeniu temperatury, sprawność ogniw słonecznych wzrasta  $\rightarrow$  dla  $T_{\text{pr}} < 300$  K, współczynnik  $\eta_{\text{temp}} > 1$ , przy wzroście temperatury maleje  $\rightarrow$  dla  $T_{\text{pr}} > 300$  K, współczynnik  $\eta_{\text{temp}} < 1$ . Dla  $T = 300$  K  $\rightarrow \eta_{\text{temp}} = 1$

<sup>6</sup> Pasy Van Allena (pasy radiacyjne) – obszar intensywnego promieniowania korpuskularnego, otaczającego Ziemię. Wokół Ziemi istnieją dwa pasy radiacyjne: wewnętrzny, od 0,1 do 1,5  $R_Z$  i zewnętrzny od 2 do 10  $R_Z$





Rys. 9. Zmiana wartości prądu wyjściowego w funkcji zmian kąta padania promieni słonecznych [11]

$$\eta_{\text{Kąt}} = \cos \alpha \cdot \quad (13)$$

Powyższe czynniki prowadzą do spadku sprawności ogniw słonecznych (degradacja), powodując spadek mocy wyjściowej ogniw w czasie eksploatacji na orbicie wokółziemskiej.

Moc wyjściowa ogniwa słonecznego pod koniec okresu eksploatacji na orbicie  $P_{\text{EOL}}$  (End Of Life), w odniesieniu do mocy generowanej na początku okresu  $P_{\text{BOL}}$  (Beginning Of Life) jest określona równaniem [5, 10]:

$$P_{\text{EOL}} = \eta_{\text{Rad}} \cdot \eta_{\text{temp}} \cdot \eta_{\text{Kąt}} \cdot P_{\text{BOL}} \rightarrow P_{\text{BOL}} = \frac{P_{\text{EOL}}}{\eta_{\text{Rad}} \cdot \eta_{\text{temp}} \cdot \eta_{\text{Kąt}}} \cdot \quad (14)$$

Postępujący spadek sprawności ogniw słonecznych pociąga za sobą problem „zagospodarowywania” nadmiaru mocy uzyskiwanej w początkowym okresie eksploatacji – zespół radiatorów zabudowanych na pokładzie sztucznego satelity.

Moc minimalna wytwarzana przez ogniwa słoneczne  $P_{\text{SC}}$  w zależności od całkowitej energii  $E_{\text{SSZ}}$  [Wh] wymaganej na pokładzie sztucznego satelity  $P_{\text{SSZ}}$ , jest określona równaniem [4, 5, 13]:

$$P_{\text{SC}} = \frac{E_{\text{SSZ}}}{(T_{\text{Orbit}} - T_{\text{Noc}})}, \quad (15)$$

a powierzchnia ogniw słonecznych sztucznego satelity jest określona równaniem:

$$S_{\text{SC}} = \frac{P_{\text{SC}}}{\eta_{\text{SC}}} = \frac{E_{\text{SSZ}}}{\eta_{\text{SC}} (T_{\text{Orbit}} - T_{\text{Noc}})} \rightarrow \eta_{\text{SC}} = \frac{E_{\text{SSZ}}}{S_{\text{SC}} \cdot (T_{\text{Orbit}} - T_{\text{Noc}})} \cdot \quad (16)$$

Równanie (6) dotyczy sytuacji idealnej, gdy ogniwa słoneczne są przez cały czas pracy oświetlone światłem słonecznym, równanie (16), zaś sytuacji rze-

czywiście, gdy sztuczny satelita okrążając Ziemię, znajduje się także w strefie cienia.

Dla sztucznego satelity Ziemi o parametrach ( $EOL - BOL = 10$  lat,  $E_{SSZ} = 100$  kWh,  $H = 400$  km,  $T_{Orbit} = 1,54$  h,  $T_{Noc} = 0,6$  h), w oparciu o równanie (16) otrzymano:  $P_{SC} = 1,06 \cdot 10^5$  W. Moc taka powinna być generowana przez ogniwa słoneczne po 10 latach eksploatacji na orbicie wokółziemskiej. Zakładając: ogniwa słoneczne krzemowe monokrystaliczne  $\rightarrow \alpha_{temp} \approx 0,0034/K$ ,  $T_{Średnia} = 258$  K ( $-15$  °C),  $\alpha_{rad} \approx 2,8\%/rok$ ,  $\eta_{SC} = 14,5\%$ ,  $\alpha = 0 \rightarrow \cos\alpha = 1$ ,  $I_A = 1,366 \cdot 10^3$  W/m<sup>2</sup>, w oparciu o równania (6, 11–16), otrzymano:  $\eta_{temp} = 1,14$ ,  $\eta_{Rad} = 0,72$ ,  $\eta_{Kąt} = 1$ ,  $P_{BOL} = 1,29 \cdot 10^5$  W,  $S_{SC} = 650,1$  m<sup>2</sup>.

Powyższe równania pozwalają oszacować parametry ogniów słonecznych dla sztucznych satelitów krążących po orbicie wokółziemskiej lub w bliskiej odległości od Ziemi. W przypadku ogniów słonecznych eksploatowanych w innych rejonach Układu Słonecznego, natężenie promieniowania słonecznego jest określone równaniem [11, 13]:

$$I_{SS} = \frac{I_A}{\left(\frac{r_{SS}}{L}\right)^2}, \quad (17)$$

gdzie:

$I_{SS}$  – natężenie promieniowania słonecznego padającego na ogniwa słoneczne,

$r_{SS}$  = odległość sztucznego satelity od Słońca [AU].

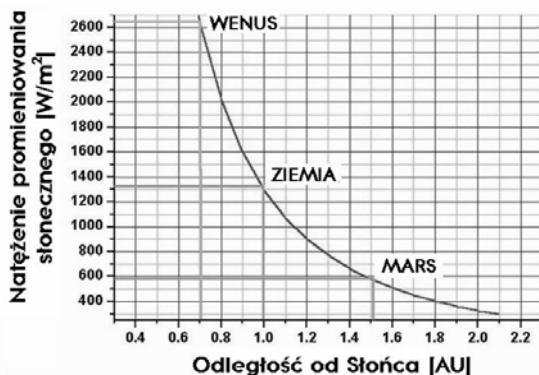
Przyjmując jako poziom odniesienia, natężenie promieniowania słonecznego na orbicie wokółziemskiej ( $I_A$ ,  $L = 1$  AU), w oparciu o równanie (18) otrzymano dla orbity: Wenus ( $r_{WENUS} = 0,72$  AU,  $I_{WENUS} = 2642$  W/m<sup>2</sup> (192%  $I_A$ )), Marsa ( $r_{MARS} = 1,52$  AU,  $I_{WENUS} = 593$  W/m<sup>2</sup> (42%  $I_A$ )), Jowisza ( $r_{JOWISZ} = 5,2$  AU,  $I_{JOWISZ} = 50,6$  W/m<sup>2</sup> (3,7%  $I_A$ )) i Saturna ( $r_{SATURN} = 9,53$  AU,  $I_{SATURN} = 15,08$  W/m<sup>2</sup> (1,1%  $I_A$ )).

Wykładniczy spadek natężenia promieniowania słonecznego w miarę oddalania się od Słońca ogranicza zakres efektywnego wykorzystania ogniów słonecznych dla odległości od Słońca w przedziale: 0,2–2 AU (rys. 10). W odległościach od Słońca poniżej 0,2 AU, temperatura pracy ogniów przekracza +400 °C, dodatkowo intensywne promieniowanie słoneczne w zakresie UV powoduje znaczny spadek sprawności oraz przyspiesza degradację ogniów słonecznych. Dla odległości powyżej 2 AU spadek natężenia promieniowania słonecznego wymusza wzrost powierzchni czynnej ogniów słonecznych<sup>7</sup>, co znacznie zwiększa problemy konstrukcyjne, pogarsza właściwości manewrowe sztucznego satelity oraz znacznie podwyższa koszt całej misji [8, 11, 13].

W zależności od odległości od Słońca wykorzystywane są dwa typy ogniów słonecznych [3, 11]:

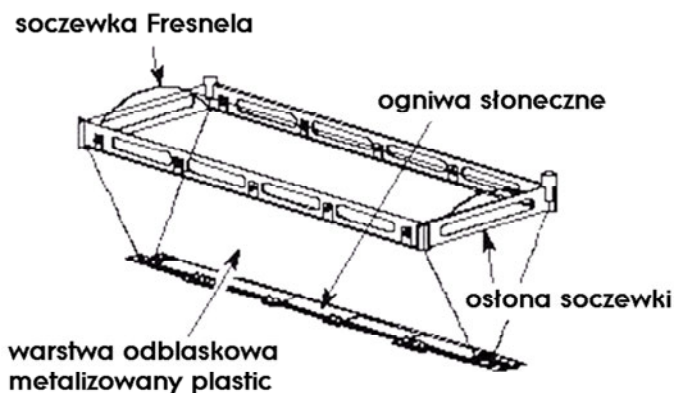
<sup>7</sup> Uzyskanie mocy elektrycznej  $P = 600$  W na orbicie Saturna (9,53 AU) po ok. 7–8 letnim locie, wymaga powierzchni czynnej ogniów słonecznych  $S \approx 600$  W (np. 4 panele  $43 \times 3,5$  m).

- LLSP – *Low Illumination Solar Panel* – dla odległości  $0,7 \div 2$  AU;
- HTSP – *High Temperature Solar Panel* – dla odległości  $0,2 \div 0,7$  AU.



Rys. 10. Natężenie promieniowania słonecznego na orbitach planet wewnętrznych Układu Słonecznego [6]

W latach 90. XX w. wprowadzono do użytku ogniwa słoneczne połączone z koncentratorem promieniowania słonecznego – soczewką Fresnela (*Solar Concentrator Array with Refractive Linear Element Technology – SCARLET*). Wzrost stopnia koncentracji wiązki, teoretycznie do 100:1<sup>8</sup>, pozwala uzyskać większą moc wyjściową niż w zwykłych ogniwach słonecznych. przy tej samej powierzchni czynnej [6, 8] (rys. 11).



Rys. 11. Budowa wewnętrzna ogniw słonecznego z koncentratorem optycznym [6]

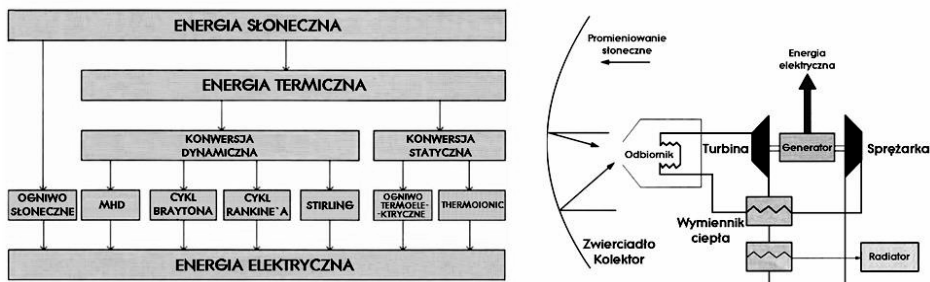
<sup>8</sup> Pierwsze zastosowanie technologii SCARLET w przestrzeni kosmicznej–Deep Space 1 (USA 1998r.) –  $P = 2500\text{W}$  (8 paneli słonecznych GaInP<sub>2</sub>/GaAs/Ge (160 cm × 113 cm) zabudowanych na dwóch skrzydłach), stopień koncentracji wiązki 8:1.

Zastosowanie ogniw słonecznych do zasilania lądowników/robotów mobilnych realizujących badania naukowe powierzchni planet i ich księżyców ograniczyło się tylko do powierzchni Księżyca (Łunochod 1, 2 –  $P_{SC} = 180$  W (1970–1971) i powierzchni Marsa (Mars Pathfinder–Sojourner (1997)  $P_{SC} = 16$  W i Mars Exploration Rover: Spirit, Opportunity (2004) –  $P_{SC} = 900$  W) [4].

### 3. Dynamiczne przetworniki energii słonecznej

Niska sprawność ogniw słonecznych prowadząca do wzrostu powierzchni czynnej, ogranicza z punktu ekonomicznego, maksymalny zakres mocy użytkowanych z ogniw do kilkuset kW. Dodatkowo wzrost rozmiarów geometrycznych ogniw słonecznych stanowi znaczny problem logistyczno – technologiczny dla konstruktorów i użytkowników sztucznych satelitów. Energia słoneczna jest skupiana przez reflektor – koncentrador i zogniskowana na powierzchni pojemnika zawierającego czynnik roboczy (gaz, ciecz). Pod wpływem energii termicznej wzrasta energia wewnętrzna czynnika roboczego, która zostaje przetworzona w zamkniętym cyklu termodynamicznym na energię mechaniczną i elektryczną (konwersja dynamiczna) lub bezpośrednio na energię elektryczną (konwersja statyczna) [3] (rys. 12).

Sprawność konwersji dynamicznej waha się w granicach  $30 \div 45\%$ , zaś konwersji statycznej nie przekracza  $10\%$ . Główną przeszkodą w szerokim stosowaniu dynamicznych systemów przetwarzania energii słonecznej są rozmiary reflektorów – koncentradorów. Przetwornik o mocy elektrycznej 200 W znajdujący się na orbicie Saturna (9,53 AU) musiałby posiadać reflektor – koncentrador o średnicy ok. 9,7 m [6, 7].



Rys. 12. Metody konwersji energii słonecznej w energię elektryczną / DPES pracujący w cyklu Braytona [10]

## 4. Podsumowanie

W rozdziale została przedstawiona analiza możliwości wykorzystania energii słonecznej do zasilania energią elektryczną wyposażenia pokładowego statków kosmicznych. Ogniwa słoneczne stosowane są w technice kosmicznej od ponad 50 lat, jednakże niska sprawność i duże rozmiary geometryczne ograniczają możliwości ich wykorzystania do mocy generowanych nie przekraczających 1 MW. Duże nadzieje konstruktorów są pokładane w dynamicznych przetwornikach energii słonecznej pozwalających na generowanie mocy rzędu dziesiątek MW, jednakże problemy technologiczne (m.in. koncentrator energii, układ optyczny, wybór medium roboczego – ograniczona grawitacja) nie pozwalają na szerokie zastosowanie DPES na pokładach współczesnych statków kosmicznych.

### LITERATURA

- [1] AGRAWAL V., *Satellite Technology – Principles and applications*, Wiley, 2011, 142–151.
- [2] FORTESCUE P., *Spacecraft Systems Engineering*, Wiley, 2011, 327–356.
- [3] FRAAS L., PARTAIN L., *Solar Cells and Their Application*, Wiley, 2010, 395–425.
- [4] HUNTRESS W.T., *Soviet Robots in the Solar System*, Springer, 2011, 188–202.
- [5] HYDER A., *Spacecraft Power Technologies*, Imperial College Press, 2000, 71–156.
- [6] JAROSZEWICZ A., Źródła energii elektrycznej na pokładach statków kosmicznych, *Systems*, 2004, Vol. 9, 2/1, 389–401.
- [7] JAROSZEWICZ A., Reaktory jądrowe na statkach kosmicznych, *Systems*, 2006, Vol. 11, 1/1, 293–305.
- [8] KAKU M., *Fizyka rzeczy niemożliwych*, Prószyński i S-ka, 2011, 192–221.
- [9] LARSON J., WERTZ J.R., *Space Mission Analysis and Design*, Wiley, 1999, 407–427.
- [10] LEY W., *Handbook of Space Technology*, Wiley, 2008, 236–267.
- [11] LUQUE A., HEGEDUS S., *Handbook of Photovoltaic Science and Engineering*, Wiley, 2003, 413–448.
- [12] ŁYŻWIŃSKI M., Nowe napędy raketowe, *MON*, 1966, 195–253.
- [13] PATEL M., *Spacecraft Power Systems*, CDC Press, 2005, 40–91.
- [14] SWINERD G., *How Spacecraft Fly*, Praxis Publishing Ltd, 2008, 179–187.



# **XX. OPTYMALIZACJA BILANSU ENERGETYCZNEGO W PRODUKCJI BIOETANOLU**

Andrzej Sitka, Wiesław Jodkowski, Kazimierz Wójs

Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów, Wydział Mechaniczno-Energetyczny,  
Politechnika Wroclawska

W pracy przedstawiono optymalizację bilansu energetycznego, która pozwala na zastąpienie paliwa kopalnego, używanego aktualnie w procesie produkcji bioetanolu, paliwem uzyskanym z wywaru gorzelnianego, stanowiącym produkt uboczny tego procesu. Zaproponowana koncepcja będzie uwzględniać zarówno ekonomiczne jak i ekologiczne uwarunkowania całego zagadnienia zagospodarowania wywaru gorzelnianego w tym: dostępną ilość tego paliwa, jego wartość opałową oraz zapotrzebowanie na energię występujące w tym procesie.

## **1. Wstęp**

W procesie produkcji bioetanolu jako źródło energii cieplnej, potrzebnej do destylacji alkoholu, najczęściej wykorzystuje się paliwo kopalne, takie jak gaz ziemny czy olej opałowy.

Sam proces destylacji jest bardzo energochłonny. Bilans energetyczny produkcji bioetanolu jest dodatkowo obciążony potrzebą zagospodarowania produktu ubocznego, jakim jest wywar gorzelniany. Na każdy kilogram wyprodukowanego etanolu powstaje 8,7 kg wywaru gorzelnianego, zawierającego zaledwie 5 – 8% suchej masy. Wywar ten jest następnie odwadniany mechanicznie do poziomu 30 – 35% suchej masy, po czym suszony termicznie. Jak wynika z pracy [1] energia cieplna zużyta na suszenie wywaru stanowi jedną trzecią całej energii zużywanej procesie produkcji bioetanolu.

Wywar gorzelniany wysuszony do poziomu ok. 90% suchej masy (tzw. DDGS – distillers dried grains with solubles) znajduje zastosowanie jako składnik paszy białkowej dla zwierząt hodowlanych. Jest to aktualnie głównym sposobem zagospodarowania tych odpadów w Polsce.

Zwrot nakładów energetycznych, rozumiany jako stosunek energii chemicznej uzyskanego paliwa do całkowitych nakładów energetycznych na wytworzenie bioetanolu, jest wskaźnikiem, który informuje nie tylko o efektywności energetycznej wytwarzania biopaliwa, ale także o udziale energii paliw kopalnych w wytworzonym biopaliwie. W literaturze fachowej spotykane są sprzeczne opinie na temat tego wskaźnika. Z pracy [5] wynika, że całkowite zużycie energii w procesie produkcji bioetanolu, wliczając w to uprawę i nawożenie roli, jest większe niż ładunek energii chemicznej uzyskanego paliwa (zwrot nakładów energetycznych na poziomie 0,89), natomiast z pracy [2] wynika, że bioetanol ma wartość energetyczną 1,21 do 1,30 razy większą niż całkowite nakłady energetyczne poniesione na wytworzenie bioetanolu. Zgodnie z [2] efektywność rośnie z każdym rokiem, z uwagi na stały wzrost wydajności plonów oraz coraz bardziej efektywne technologie fermentacji i destylacji bioetanolu. Powyższe dane odnoszą się do bioetanolu wytwarzanego z kukurydzy w USA.

W warunkach polskich, w niewielkich gorzelniach rolniczych głównym źródłem energii do procesu destylacji etanolu jest węgiel. Średnie jego zużycie (definiowanego jako Paliwo Umowne o wartości opałowej 29 330 kJ/kg) wynosi 0,8 kg na 1 dm<sup>3</sup> etanolu [4]. Przyjmując wartość opałową etanolu  $W_o = 21,37 \text{ MJ/dm}^3$  można policzyć, że dla samego tylko procesu destylacji (pomijając nakłady na uprawę roli) zwrot nakładów energetycznych wyniesie 0,91. Trzeba jednak zaznaczyć, że duże zakłady produkujące bioetanol w Polsce działają w oparciu o nowoczesne technologie amerykańskie, w których efektywność energetyczna wytwarzania etanolu jest dużo wyższa (zwrot nakładów energetycznych na poziomie 1,3).

Szansą na zasadniczą poprawę powyższych wskaźników jest energetyczne wykorzystanie wywaru gorzelnianego, jako źródła energii do produkcji bioetanolu. Takie działanie pozwoli na:

- Zastąpienie paliwa kopalnego paliwem biomasowym,
- Uniezależnienie gorzelnii od problemów ze zbytym suszonym wywaru do celów wykorzystania rolniczego (rynek paszowy jest bardzo zmienny, w zależności od koniunktury w hodowli zwierząt zmienia się popyt i cena DDGS),
- Uzyskanie oszczędności w kosztach zakupu paliwa potrzebnego do procesu produkcji bioetanolu.

## 2. Bilans energetyczny procesu produkcji bioetanolu

Proces produkcji bioetanolu z ziarna kukurydzy omówiono na podstawie z jednego z najnowocześniejszych Zakładów Produkcji Etanolu (ZPE) w Polsce. Zakład produkuje 400 000 dm<sup>3</sup>/dobę etanolu, co oznacza produkcję



13,3 Mg/h, 320 Mg dobowo, i 106 000 Mg rocznie. Na potrzeby produkcji w zakładzie zużywa się gaz ziemny w kotłowni parowej (moc zainstalowana 39,5 MW, zużycie gazu 4 304 m<sup>3</sup>/h w celu wytworzenia 60 Mg/h pary o ciśnieniu 1 MPa, temp. 191°C) i w suszarni DDGS (zużycie gazu 1 965 m<sup>3</sup>/h). Oraz energię elektryczną w ilości 6,5 MW.

W oparciu o powyższe dane można stwierdzić, że na 1 Mg etanolu w nowoczesnym zakładzie produkcji etanolu zużywa się:

- W przypadku suszenia wywaru gorzelnianego – 16,3 GJ energii cieplnej oraz 0,49 MWh energii elektrycznej,
- W przypadku innego (niż suszenie) sposobu zagospodarowania wywaru gorzelnianego – 11,2 GJ energii cieplnej i 0,40 MWh energii elektrycznej.
- W związku z powyższym w ZPE celowym jest wdrożenie technologii, która pozwoliłaby na osiągnięcie następujących efektów:
- Zmniejszenie strumienia objętości zużytego gazu ziemnego o dwie trzecie, eliminując lub ograniczając pracę istniejącej kotłowni gazowej,
- Wykorzystanie półproduktu z produkcji etanolu do uzyskania odpowiednich parametrów pary do zasilania procesów technologicznych,
- Możliwość spalania wywaru gorzelnianego (35% suchej masy) z produkcji w przypadku, kiedy jest nieopłacalna sprzedaż DDGS.

W procesie produkcyjnym na jeden Mg etanolu powstaje ok. 8,7 Mg wywaru o wilgotności ok. 88 %. Przy tej wilgotności wartość opałowa wywaru gorzelnianego jest ujemna. Obniżenie wilgotności wywaru do wartości ok. 65% powoduje zmniejszenie masy wywaru do 2,7 Mg na 1 Mg etanolu i wzrost wartości opałowej do 5,4 MJ/kg. Przy tych parametrach energia chemiczna wywaru powstającego przy produkcji 1 Mg etanolu wynosi 14,58 GJ. Z tego wynika, że energia zawarta w wywarze gorzelnianym, powstającym przy produkcji 1 Mg etanolu, odwodnionym do 65% wilgotności (14,58 GJ), całkowicie pokrywa zapotrzebowanie na energię do procesu destylacji bioetanolu (11,2 GJ/Mg), pod warunkiem, że sumaryczna sprawność całego procesu będzie wynosiła nie mniej niż 77%.

### **3. Badania własności fizyko-chemicznych wywaru gorzelnianego**

Wykonano analizę własności fizyko-chemicznych próbki wywaru gorzelnianego, pobranej z linii produkcyjnej, produkującej bioetanol z kukurydzy. Próbę pobrano z wlotu do przenośnika podającego wywar do suszarni obrotowej. Oznaczenia wykonano dla próby wysuszonej do stanu analitycznego a następnie wyniki przeliczono na stan suchy, suchy bezpopiołowy i roboczy. Wyniki oznaczeń i obliczeń zamieszczono w tabeli 1.

Tabela 1. Wyniki analiz i obliczeń własności fizyko-chemicznych wywaru gorzelnianego

Analiza paliwa	S T A N			
	roboczy r	analityczny a	suchy d	suchy i bezpopiołowy daf
Wilgość w próbce analitycznej $W$ %		7,8		
Wilgość całkowita $W_t$ %	65	7,8		
Popiół $A$ %	1,57	4,2	4,5	
Części lotne $V$ %	28,25	74,4	80,7	84,5
Ciepło spalania $Q_s$ kcal/kg	1 808	4 765	5 168	5 412
	7 572	19 950	21 636	22 658
Wartość opałowa $Q_i$ kcal/kg	1 294	4 404	4 826	5 054
	5 416	18 439	20 204	21 158
Węgiel $C_t$ %	17,58	46,31	50,22	52,60
Wodór $H_t$ %	2,29	6,02	6,53	6,84
Azot $N$ %	1,65	4,35	4,72	4,94
Siarka całkowita $S_t$ %	0,12	0,32	0,35	0,36
Chlor $Cl$ %	<0,100	0,100	0,108	0,114

Z tabeli 1 wynika, że wywar gorzelniany charakteryzuje się ciepłem spalania znacznie wyższym niż wartości typowe dla biomasy. Ciepło spalania wywaru gorzelnianego wynosi 22,6 MJ/kg, podczas gdy wartość typowa dla drewna (tabela 2) wynosi 18,1–21 MJ/kg, a dla słomy 17,2–18 MJ/kg. Ciepło spalania wywaru gorzelnianego ma wartość zbliżoną do ciepła spalania węgla brunatnych, które wynosi 22,6–31,8 MJ/kg.

Zawartość popiołu, 4,5% s.m. jest większa niż typowa wartość dla drewna (0,8–1,6%) i mniejsza niż wartości typowe dla słomy: 4,5–6,5%. Wysoka zawartość części lotnych, 80,7% jest typowa dla biomasy. Zawartość siarki i chloru, istotna ze względu na emisję spalin i zagrożenie korozyjne elementów instalacji, jest stosunkowo niska.

Najbardziej istotnym parametrem, decydującym o przydatności energetycznej wywaru gorzelnianego jest zawartość wilgoci w postaci roboczej, wynosząca 65%. Przy tej wilgotności wywar ma wartość opałową 5,4 MJ/kg.

#### 4. Obliczenia bilansu masowego i energetycznego procesu zgazowania

Bilans masowy i energetyczny procesu zgazowania wywaru gorzelnianego wykonano dla planowanej instalacji pilotowej, o mocy chemicznej paliwa ok. 2,7 MW. Przy zakładanej sprawności procesu zgazowania wynoszącej 85% i sprawności kotła parowego ok. 92%, wydajność parowa układu zgazowarka–przedpalenisko–kocioł wyniesie ok. 3 Mg/h pary o ciśnieniu 1 MPa.

#### 4.1. Bilans masowy procesu zgazowania

Wykonanie bilansu masowego procesu zgazowania pozwala na wstępne określenie gabarytów komory zgazowania, określenie rozmiarów poszczególnych stref w komorze, a także wyznaczenie niektórych parametrów procesu.

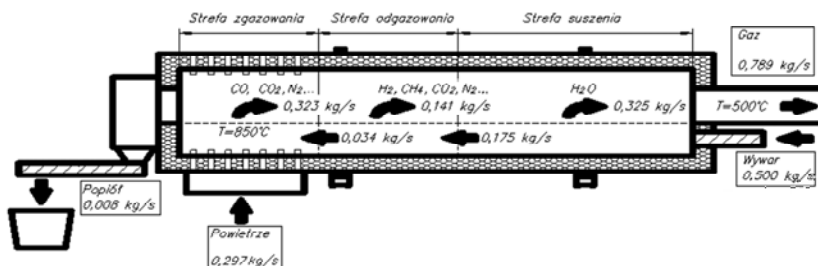
Obliczenia wykonano dla wywaru gorzelnianego o wilgotności  $W_c=65\%$ , zawartości popiołu w suchej masie  $A_d=4,5\%$  oraz zawartości części lotnych w suchej masie  $VM=80,7\%$ .

Wartości opała wywaru gorzelnianego, obliczona w oparciu o wzór Mendelejewa wynosi  $Q_d=5,416$  MJ/kg.

Tabela 2. Bilans masowy wywaru gorzelnianego

Strumień paliwa $B_d$ dla osiągnięcia mocy $Q_w=2,7$ MW	0,5 kg/s
Strumień suchej masy, $B_s$	0,175 kg/s
Strumień wilgoci $m_w$	0,325 kg/s
Strumień substancji mineralnej $B_m$ (karbonizat i popiół)	0,034 kg/s
Strumień popiołu $B_p$	$7,875 \cdot 10^{-3}$ kg/s
Procentowa zawartość węgla pierwiastkowego w substancji mineralnej pozostałej po odgazowaniu $C_k$	76,684%
Strumień powietrza potrzebny do całkowitego spalania karbonizatu $V_{O_{air}}$	0,23 m <sup>3</sup> /s

Wyniki obliczeń bilansowych przedstawiono w tabeli 2 oraz graficznie na rys. 1. Z przedstawionych obliczeń wynika, że znaczna większość substancji opuszcza komorę zgazowania w postaci gazowej, natomiast strumień masy popiołu opuszczającego komorę stanowi ok. 1% masy w stosunku do masowego strumienia gazu powstającego w wyniku różnorodnych procesów zachodzących w komorze zgazowania.



Rys. 1. Bilans masowy procesu zgazowania w komorze obrotowej

Stwierdzono, że niezależnie od ładunku energii zawartego w gazie i związanej z tym jego wartości użytkowej, proces zgazowania powoduje wielokrotną

redukcję masy substancji poddanej zgazowaniu. Dodatkowo, popiół opuszczający komorę jest pozbawiony uciążliwości zapachowej i zagrożenia mikrobiologicznego.

#### 4.2. Bilans energetyczny procesu zgazowania

Do przeprowadzenia bilansu energetycznego przyjęto założenie, że proces zgazowania wywaru gorzelnianego w warunkach stabilnej pracy instalacji będzie przebiegał autotermicznie. Paliwo pomocnicze będzie używane tylko do rozruchu instalacji, w celu wygrzania ceramicznej wykładziny żaroodpornej, którą wyłożone są powierzchnie poszczególnych elementów instalacji. W związku z tym, w obliczeniach bilansowych procesu zgazowania nie bierze się pod uwagę udziału paliwa pomocniczego.

Przyjęto następujące dane:

- Paliwo podstawowe (wywar gorzelniany) o strumieniu masy  $B_d=0,500$  kg/s i temperaturze otoczenia  $t_o=20$  °C jest podawane do komory zgazowania.
- Wartość opałowa wywaru gorzelnianego w postaci roboczej, o wilgotności 65% wynosi  $Q_d=5416$  kJ/kg.
- Ciepło właściwe suchej masy zawartej w paliwie podstawowym oraz popiołu wynosi  $c_p=1$  kJ/kg·K.
- Strumień masy powietrza o temperaturze otoczenia  $t_o=20$  °C, do zgazowania (i częściowego spalania) wynosi 0,297 kg/s.
- Wszystkie produkty opuszczające komorę zgazowania mają temperaturę  $t_p=500$  °C.

Ciepło wytworzone w komorze obrotowej, w procesie zgazowania i częściowego spalania karbonizatu  $Q_{ko}$  jest sumą następujących składników (1):

- Ciepło  $Q_{grz}$ , potrzebne do ogrzania do temperatury 100 °C wody zawartej w paliwie, kW,
- Ciepło  $Q_{par}$ , potrzebne do odparowania wody zawartej w paliwie, kW,
- Ciepło  $Q_{pgrz}$ , potrzebne do przegrzania pary do temperatury 500 °C, kW,
- Ciepło  $Q_{sm}$ , potrzebne do ogrzania suchej masy zawartej w paliwie do 500 °C, kW,
- Ciepło  $Q_{pow}$ , potrzebne do ogrzania powietrza do 500 °C, kW,
- Ciepło  $Q_{pop}$ , potrzebne do pokrycia strat ciepła odprowadzonego z popiołem, kW,
- Ciepło  $Q_{str}$ , potrzebne do pokrycia strat ciepła do otoczenia, kW.

$$Q_{ko}=Q_{grz}+Q_{par}+Q_{pgrz}+Q_{sm}+Q_{pow}+Q_{pop}+Q_{str}. \quad (1)$$

Wyniki obliczeń bilansowych przedstawiono w tabeli 3. Przeprowadzone obliczenia bilansowe wskazują, że przy wilgotności paliwa wynoszącej 65%, energia cieplna uzyskana ze spalania karbonizatu pozostałego po odgazowaniu

paliwa nie wystarczy do pokrycia zapotrzebowania na energię poszczególnych składników procesu. Oznacza to, że dla utrzymania stabilnego termicznie procesu będzie potrzebne spalanie w komorze zgazowania części powstałych gazów pirolitycznych. Nie jest to w żadnym wypadku strata, jeśli zakłada się, że wytworzone gazy pirolityczne będą w dalszej części instalacji spalane w celu odzysku ciepła do wytworzenia pary wodnej.

Tabela 3. Bilans energetyczny wywaru gorzelnianego

Ciepło potrzebne do ogrzania do temperatury 100 °C wody zawartej w paliwie, $Q_{grz}$	108,94 kW
Ciepło potrzebne do odparowania wody zawartej w paliwie, $Q_{par}$	812,754 kW
Ciepło potrzebne do przegrzanie pary do temperatury 500 °C, $Q_{prz}$	280,483 kW
Ciepło potrzebne do ogrzania suchej masy zawartej w paliwie do 500 °C, $Q_{sm}$	84 kW
Ciepło potrzebne do podgrzania powietrza do 500 °C, $Q_{pow}$	75,024 kW
Ciepło tracone z odprowadzonym popiołem, $Q_{pop}$	3,78 kW
Straty ciepła do otoczenia, $Q_{str}$	80 kW
<b>Łączne zapotrzebowanie na energię w komorze obrotowej wynosi, <math>Q_{ko}</math></b>	<b>1445 kW</b>
Ciepło uzyskane z całkowitego spalania karbonizatu, powstającego po odgazowaniu paliwa, $Q_k$	878,398 kW

Dalsze obliczenia bilansowe przeprowadzono dla zmienianej w szerokim zakresie (20%–80%) zakładanej wilgotności paliwa podstawowego. Obliczenia wykazały, że przy wilgotności paliwa ok. 52% energia zawarta w karbonizacie pokrywa zapotrzebowanie na energię w komorze obrotowej. Jednocześnie, obniżenie wilgotności paliwa do 52% pozwoliłoby zwiększyć moc instalacji o 10% przy zasilaniu takim samym strumieniem paliwa w przeliczeniu na suchą masę.

## 5. Koncepcja wykorzystania wywaru gorzelnianego

Technologia spalania została tak opracowana, aby umożliwiała autotermiczne spalanie wywaru gorzelnianego po odwodnieniu mechanicznym do wilgotności ok. 65–70%.

Koncepcja instalacji powstała w oparciu o doświadczenia zebrane podczas projektowania, budowy, rozruchu i eksploatacji prototypowych instalacji podobnego typu, działających w kilku zakładach utylizacyjnych w Polsce. W instalacjach tych jest jednak spalany inny rodzaj paliwa.

Rozwiązania zastosowane w proponowanej instalacji są przedmiotem ochrony patentowej [3].

## 5.1. Założenia projektowe

W celu zaprojektowania instalacji przyjęto następujące założenia:

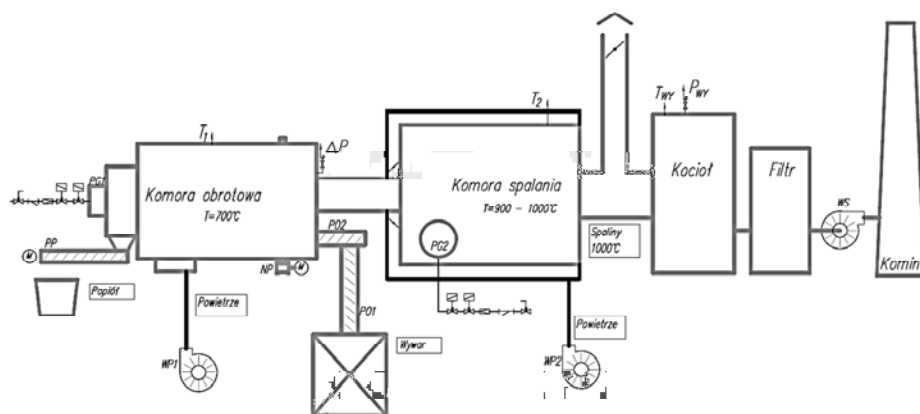
- instalacja będzie spalać w sposób autotermiczny wywar gorzelniany po odwodnieniu mechanicznym,
- wilgotność wywaru nie przekroczy 65%.

w Zakładzie Produkcji Etanolu występuje zapotrzebowanie na parę technologiczną o ciśnieniu 1 MPa, uzyskiwaną w procesie spalania wywaru. Wytworzona nadwyżka ciepła będzie zużyta na potrzeby ogrzewania pomieszczeń biurowych i socjalnych zakładu.

Sformułowane powyżej założenia spełnia instalacja, której konfigurację przedstawiono na rys. 2. Przyjęto rozwiązanie, w którym energię uzyskaną ze spalania wywaru wykorzystuje się do podtrzymania procesu spalania. Podstawowym założeniem jest ograniczenie zużycia energii paliwa pomocniczego.

Z obliczeń bilansowych i w oparciu o dane uzyskane z badań własnych wywaru oraz o typowe parametry energetyczne wywarów znane z literatury wynika, że dla wilgotności odpadów poniżej 65% przy proponowanej technologii, wynikającej z zastosowania rozwiązań będących przedmiotem ochrony patentowej [3], uzyskuje się w pełni autotermiczny proces spalania. Paliwo pomocnicze używane jest tylko do rozruchu instalacji oraz w stanach awaryjnych (np. zablokowany podajnik wywaru).

Ewentualne uzupełnianie energii cieplnej uzyskanej z procesu spalania wywaru może być potrzebne okresowo, w przypadku obniżenia się wartości opałowej wywaru (zmiany sezonowe lub technologiczne, np. związane ze zwiększoną wilgotnością wywaru).



Rys. 2. Schemat instalacji do energetycznego wykorzystania wywaru gorzelnianego

## 5.2. Opis technologii spalania wywaru gorzelnianego

Technologia spalania polega na tym, że wywar, po odwodnieniu w wirówce dekantacyjnej lub prasie taśmowej do wilgotności ok. 65% jest podawany do obrotowej suszarki bębnowej, gdzie następuje wstępne podsuszenie odpadów spalinami podawanymi przeciwwądo z wylotu kotła, do wilgotności ok. 50–60%. Tak przygotowany wywar jest transportowany do komory obrotowej, w której jest dalej suszony i odgazowany w warunkach niedostatku tlenu. Karbonizat jest zgazowany do CO w strumieniu powietrza. Powstający popiół o maksymalnej zawartości węgla wynoszącej 3% jest usuwany. Uzyskany gaz pirolityczny przedostaje się do komory przedpaleniska kotła, gdzie w palniku o specjalnej konstrukcji jest mieszany z powietrzem i spalany z nadmiarem tlenu, w temperaturze powyżej 850 °C. Po przejściu przez komorę przedpaleniska spaliny ulegają szybkiemu schłodzeniu w kotle odzysknicowym, produkującym parę na potrzeby technologii. Spaliny z wylotu kotła kierowane są do suszarki bębnowej, zużywając swoją energię na wstępne suszenie wywaru.

Energia cieplna powstała z zgazowania i częściowego dopalania karbonizatu jest wykorzystywana do odparowania wilgoci i odgazowania wywaru, zastępując energię paliwa pomocniczego.

Urządzenia doczyszczające spaliny gwarantują dotrzymanie standardów emisyjnych, odnoszących się do spalania wywaru gorzelnianego. Stopień rozbudowy instalacji doczyszczania spalin zależy od zawartości siarki i chloru w wywarze gorzelnianym.

Według rozporządzenia Ministra Środowiska w sprawie standardów emisyjnych z instalacji, wywar gorzelniany jest odpadem z kategorii: „roślinne z przemysłu przetwórstwa spożywczego, jeżeli odzyskuje się wytwarzaną energię cieplną”, co oznacza, że przy jego spalaniu obowiązują standardy emisyjne takie jak przy spalaniu paliw energetycznych.

## 6. Podsumowanie

Na podstawie uzyskanych danych charakteryzujących własności paliwowe wywaru gorzelnianego przeprowadzono obliczenia bilansu masowego i energetycznego procesu zgazowania wywaru gorzelnianego. Wynika z nich, że energia zawarta w wywarze gorzelnianym, powstającym jako produkt uboczny przy produkcji 1 Mg bioetanolu, odwodnionym do 65% wilgotności (14,58 GJ) całkowicie pokrywa zapotrzebowanie na energię w procesie destylacji bioetanolu (11,2 GJ).

W oparciu o dokonane obliczenia bilansowe zaproponowano koncepcję instalacji do energetycznego wykorzystania wywaru gorzelnianego, która umożliwia spalanie wywaru gorzelnianego po odwodnieniu mechanicznym do wilgotności 65%. Dzięki rezygnacji z suszenia wywaru, nastąpi obniżenie nakła-

dów energetycznych na wytworzenie bioetanolu. Zastąpienie paliw kopalnych biomasą pozwoli uzyskać znaczne oszczędności w kosztach zakupu paliwa i ograniczyć emisję CO<sub>2</sub>. Eliminacja suszenia wywaru upraszcza proces i instalację produkcji bioetanolu oraz obniża nakłady inwestycyjne na instalację i powierzchnie magazynowe. Spalanie wywaru gorzelnianego pozwala wielokrotnie zredukować masę odpadów do składowania, oraz zredukować ich uciążliwość zapachową.

#### LITERATURA

- [1] CASSMAN, ET AL., Convergence of Agriculture and Energy: Implications for Research and Policy, College of Agricultural Science and Technology, November 2006.
- [2] HAMMERSCHLAG, Ethanol's Energy Return on Investment: A Survey of the Literature, 1990 – Present, in *Environmental Science and Technology* 40:6, 2006.
- [3] JODKOWSKI W., Zuber S.: Patent RP nr 207207 pt. Sposób termicznej utylizacji odpadów organicznych oraz urządzenie do termicznej utylizacji odpadów organicznych.
- [4] ŁĄCZYŃSKI B, Skrócony kurs gorzelnictwa rolniczego, Warszawa 1993.
- [5] PIMENTEL, D., Ethanol Fuels: Energy Balance, Economics, and Environmental Impacts Are Negative, *Natural Resources Research*, Vol. 12, No. 2: 127-134, 2003.



# **XXI. BILANS STRAT W UKŁADZIE KLIMATYZACJI DALEKIEGO ZASIĘGU ZG „RUDNA”**

Marek Skowroński<sup>1</sup>, Przemysław Szulc<sup>1</sup>,  
Mirosław Koman<sup>2</sup>, Paweł Borkowski<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Zakład Podstaw Konstrukcji i Maszyn Przepływowych,  
Instytut Inżynierii Lotniczej, Procesowej i Maszyn Energetycznych, Politechnika Wroclawska,  
<sup>2</sup>Zakłady Górnicze „Rudna” w Polkowicach

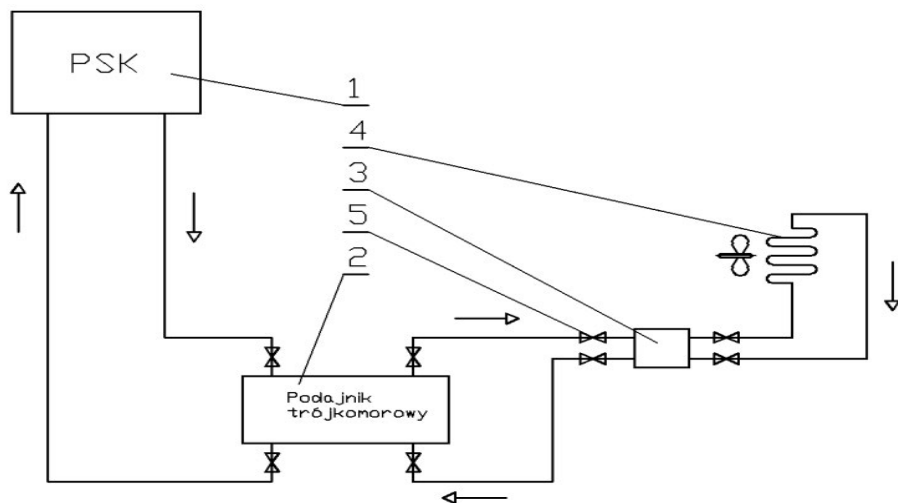
W rozdziale przedstawiono schemat centralnego systemu chłodzenia oraz strat bilansowych w transporcie chłodu w Zakładach Górniczych „Rudna” w Polkowicach (Polska). Wysoka temperatura sprawia, że w wykopie zwykle praca górnika staje się niemożliwa. Natomiast niska wartość wydajności analizowanego systemu spowodowana jest stratami termicznymi i hydraulicznymi w instalacji. Aby określić te straty zastosowano model numeryczny, w którym zapisano geometrię odzwierciedlającą prawdziwy kształt instalacji. Pozwala to na zbilansowanie całego systemu i pozwala przewidzieć zachowanie analizowanej instalacji.

## **1. Wprowadzenie**

Zakłady Górnicze „Rudna” prowadzą eksploatację złóż miedzi na poziomie poniżej 1000 m pod powierzchnią ziemi. Temperatura górotworu na tej głębokości powoduje przekroczenie dopuszczalnych wartości temperatury zastępczej klimatu, zarówno dla pracy lekkiej jak i ciężkiej, określonej normą PN-G-03100. Utrzymanie odpowiednich warunków termicznych zmusza więc do stosowania wielu środków technicznych w zakresie wentylacji i klimatyzacji. W celu obniżenia temperatury powietrza i jego wilgotności Dział Klimatyzacji i Rurociągów stosuje następujące rodzaje klimatyzacji:

- centralną z wytwarzaniem wody lodowej na powierzchni (rys.1),
- lokalną opartą na maszynach klimatyzacyjnych chłodzonych wodą technologiczną,
- stanowiskową – realizowaną za pomocą kabin i komór wyposażonych w klimatyzatory małej mocy.

Głównym elementem systemu klimatyzacji centralnej (SKC) ZG „Rudna”, w części naziemnej jest PSK – powierzchniowa stacja klimatyzacyjna. W części dołowej układ składa się z hydrostatycznego podajnika wody lodowej PWL, sieci rurociągów wraz z węzłami redukcyjno-pomiarowymi, punktów klimatyzacyjnych PK (rozdzielacze i zestawy wentylatorowo-chłodnicze), przepompowni wody lodowej oraz górniczych maszyn chłodniczych GMC pozwalających zwiększyć zasięg działania systemu.



Rys. 1 Schemat układu klimatyzacji centralnej kopalni: 1–powierzchniowa stacja klimatyzacyjna, 2–podajnik trójkomorowy, 3–rozdzielacz, 4–chłodnice powietrza, 5–armatura

Zadaniem PSK jest produkcja energii chłodniczej z wykorzystaniem wież free-cooling’u, agregatów sprężarkowych oraz absorpcyjnych. Energia ta, za pośrednictwem wody lodowej, transportowana jest do części dołowej SKC poprzez pionowe, izolowane rurociągi szybowe. Na podszybiu zlokalizowany jest PWL o działaniu wyporowym, umożliwiający odzysk energii ciśnienia hydrostatycznego zasilania i bezpośrednie jej wykorzystanie do tłoczenia powrotnej wody lodowej z kopalni na powierzchnię. W części dołowej instalacji woda lodowa trafia, za pośrednictwem rurociągów i armatury, do punktów klimatyzacyjnych PK, wyposażonych w zestawy wentylatorowo-chłodnicze.

System klimatyzacji centralnej jest ściśle skorelowany ze zmianami lokalizacji pól eksploatacyjnych. Wymusza to rozbudowę sieci rurociągów i wzrost energii chłodniczej, potrzebnej do utrzymania odpowiednich warunków termicznych na przodkach. Wraz ze wzrostem energii, powiększają się także straty przesyłu, które mogą okazać się znaczące w ogólnym bilansie. Podstawą podjęcia działań, mających na celu optymalizację energetyczną tak złożonej sieci, jest prawidłowa identyfikacja źródeł strat, występujących w układzie.

## 2. Opis start w systemie klimatyzacji centralnej

Ze względu na sposób działania systemu klimatyzacji dalekiego zasięgu, straty, powstające w procesie transportu chłodu na przodki, możemy podzielić na termiczne oraz hydrauliczne. Straty termiczne związane są z ilością ciepła, przepływającego pomiędzy czynnikiem chłodniczym w rurociągu a otoczeniem, natomiast straty hydrauliczne - z transportem wody lodowej w instalacji.

W klasycznych układach transportu ciepła, gdzie czynnik posiada temperaturę większą od otoczenia, straty cieplne pogarszają jego sprawność. Straty hydrauliczne w pompach, w zaworach dławiących itd. zamieniają się w ciepło, co z kolei wpływają korzystnie na przebieg zmian temperatury. W tym przypadku sprawność układu można opisać wzorem (1):

$$\eta_c = \frac{P_{cwl} - P_{iz} + P_p}{P_{wl}}, \quad (1)$$

gdzie:

$P_{cwl}$  – moc cieplna na wlocie,  $P_{iz}$  – moc strat przez izolację,  $P_p$  – moc strat w pompie, zaworach redukcyjnych, rurociągach, itp.

W sieci klimatyzacyjnej, ze względu na fakt, że czynnik chłodniczy ma niższą temperaturę od temperatury otoczenia, straty cieplne pogarszają jego sprawność. Ciepło strat hydraulicznych w pompach i w sieci, odwrotnie jak w układzie klasycznym, wpływa negatywnie na potencjał energetyczny czynnika. Zatem sprawność układu klimatyzacji można opisać wzorem (2):

$$\eta_{ch} = \frac{P_{chwl} - P_{iz} - P_p}{P_{wl}}, \quad (2)$$

gdzie:

$P_{chwl}$  – moc chłodnicza na wlocie,  $P_{iz}$  - moc strat przez izolację,

$P_p$  – moc strat w pompie, zaworach redukcyjnych, rurociągach itp.

Jak pokazują powyższe rozważania, każda wymieniona strata odgrywa negatywną rolę, zmniejszając potencjał praktycznego wykorzystania wody lodowej w sensie termodynamicznym.

Skuteczność działania układu klimatyzacji zależy nie tylko od wielkości strat chłodu, lecz także od lokalizacji ich źródeł. Skuteczność tą możemy ocenić poprzez zdefiniowanie cząstkowej sprawności transportowej chłodu w układzie. Sprawność taka określona jest wzorem (3):

$$\eta_{tr} = \frac{P_{sk} - P_{izz} - P_{pz}}{P_{sk}}, \quad (3)$$

gdzie:

$P_{sk}$  – skuteczna moc chłodnicza na wlocie (liczona między średnią temperaturą w chłodnicy a temperaturą zasilania),

$P_{izz}$  – moc strat na izolacji w rurociągach zasilających,

$P_{pz}$  – moc strat w pompie, zaworach redukcyjnych, rurociągach itp. (na zasilaniu).

Według równań (2) i (3) suma strat hydraulicznych układu, w tym również strata dławienia na zaworze redukcyjnym, wpływa na podwyższenie temperatury wody lodowej.

### 3. Analiza wpływu strat hydraulicznych na skuteczność systemu klimatyzacji centralnej

Z analizy wzoru (3) wynika, że sprawność transportową chłodu, związaną ze stratami hydraulicznymi  $P_{pz}$ , możemy podnieść przez: umieszczanie źródeł energii hydraulicznej poza rurociągami zasilającymi, ograniczenie strat regulacyjnych (dławienia) układu i konwersję energii ciśnienia w inne rodzaje energii, nie powodujące wzrostu temperatury czynnika.

Kolejno omówimy składniki strat hydraulicznych, wpływających na sprawność transportową chłodu.

**Moc hydrauliczna transportu** - niezbędna do przemieszczania nośnika chłodu, wytwarzana jest przez pompy wirowe. Rozpatrując starty cząstkowe, występujące w pompach wirowych, można stwierdzić, że strata hydrauliczna  $P_h$ , wolumetryczna  $P_V$  oraz tarcia tarcz wirujących  $P_{fr}$  w całości zamieniają się w ciepło i wędrują razem z czynnikiem. Strata mechaniczna  $P_m$ , stanowiąca 1%–2% mocy pompy, częściowo przechodzi do cieczy, a częściowo do otoczenia. Moc hydrauliczna wytwarzana w pompach  $P_p$  zamienia się na ciepło w sposób rozproszony w całej sieci, wskutek strat liniowych i miejscowych.

W analizie bilansu cieplnego sieci klimatyzacyjnej można przyjąć, z dokładnością wystarczającą dla obliczeń inżynierskich, że cała moc na wale pompy przechodzi do cieczy.

**Moc hydrauliczna redukcji ciśnienia** - wynika z faktu, że w systemie klimatyzacji centralnej woda lodowa transportowana jest w dół, co powoduje nadmierny wzrost ciśnienia hydrostatycznego. Największy przyrost ciśnienia następuje w rurociągach zamontowanych w szybach. Moc hydrauliczna strumienia wody lodowej na podszybiu, dla opisywanego przypadku, może być oszacowana na podstawie wzoru (4):

$$P_{hs} = Q \cdot H \cdot \rho \cdot g = 460/3600 \times 1000 \times 9,81 \times 1000 = 1,25 \text{ MW} . \quad (4)$$

Zamiana tak znacznej ilości mocy hydraulicznej na ciepło, np. przez zastosowanie zaworów redukcyjnych, znacząco obniżyłaby sprawność transportową układu. Aby ograniczyć przyrost temperatury, zastosowano hydrostatyczny podajnik wody lodowej PWL. Podmieszanie cieczy, związane z działaniem podajnika, w sensie globalnym nie może być w całości traktowane jako strata,

gdź jest to układ mocy krążącej. W tym przypadku stratą układu jest jedynie moc strat krążenia dodatkowej objętości cieczy między PSK a PWL.

Mniejsze przyrosty ciśnienia statycznego, w porównaniu z sytuacją w szybie, występują w rurociągach opadających, wraz z zagłębianiem się złoza. W tych przypadkach, w układzie budowane są stacje redukcyjno-pompowe. Moc hydrauliczna strumienia wody lodowej, doprowadzanego do stacji redukcyjnej, może być oszacowana na podstawie wzoru (5):

$$P_{hr} = Q \cdot H \cdot \rho \cdot g = 80 / 3600 \cdot 100 \cdot 9,81 \cdot 1000 = 23 \text{ kW} . \quad (5)$$

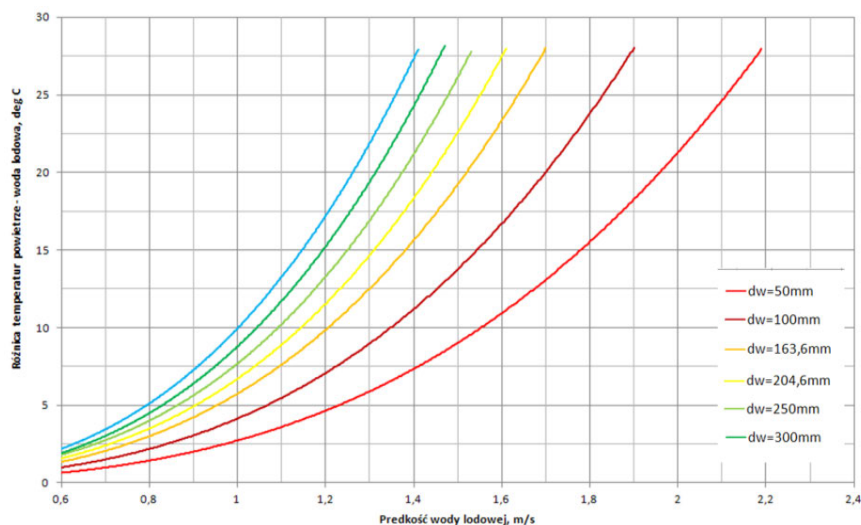
Moc cieplna, związana z działaniem zaworu, jest w całości przekazana czynnikowi. W gałęzi powrotnej konieczne jest przywrócenie ciśnienia statycznego cieczy. Dodatkowo, w globalnym bilansie chłodu należy uwzględnić strumień ciepła, wprowadzany do układu przez pompy wody powrotnej.

Straty w węźle redukcyjno-pomiarowym wraz z przepompownią mogą być ograniczone przez zastosowanie systemów rekuperacji ciśnienia statycznego. Można rozważyć następujące sposoby rekuperacji: wymienniki ciepła, podajniki komorowe, turbo-pompy rekuperacyjne oraz mikro elektrownie rekuperacyjne [1].

**Moc strat regulacyjnych** – oprócz strat liniowych i miejscowych, związanych z transportem cieczy, możemy także wyodrębnić straty regulacyjne (dławienie), które wprowadzamy do układu, w celu sterowania rozpięciem wody lodowej. Wysokość ciśnienia zasilania układu wynika z konieczności skierowania dużego strumienia cieczy do wysoko położonych gałęzi, o największych oporach. W celu obniżenia globalnego ciśnienia w sieci, należy rozważyć zastosowanie lokalnych stacji pomp lub rekuperacji energii hydraulicznej z rurociągu powrotnego.

**Moc strat liniowych** – moc strat liniowych w układzie jest bezpośrednio związana z prędkością przepływu cieczy. Nadmierne ograniczanie prędkości przepływu prowadzi jednak do wzrostu strat cieplnych przez izolację rurociągów. W przypadku strat liniowych konieczna jest optymalizacja strat hydraulicznych i strat cieplnych.

W celu wyznaczenia optymalnej prędkości przepływu, dla danej średnicy rurociągu, poszukiwano minimum funkcji przyrostu temperatur, w wyniku wymiany ciepła z otoczeniem i strat hydraulicznych. W modelu obliczeniowym uwzględniono konwekcyjny charakter wymiany ciepła wewnątrz i na zewnątrz rurociągu oraz grubość izolacji. Obliczenia przeprowadzono w szerokim zakresie zmian parametrów. Na tej podstawie sporządzono wykres zbiorczy (rys. 2), który obrazuje zależność optymalnej prędkości przepływu wody lodowej, w odniesieniu do różnicy temperatur, powietrze - woda lodowa, dla kilku wybranych średnic rurociągów stosowanych w ZG „Rudna”. Dla stałej różnicy temperatur, wartość prędkości optymalnej rośnie wraz ze spadkiem wartości średnicy rurociągu.



Rys. 2. Optymalne prędkości transportu chłodu, w zależności od różnicy temperatur i średnicy rurociągu

## 4. Modelowanie instalacji

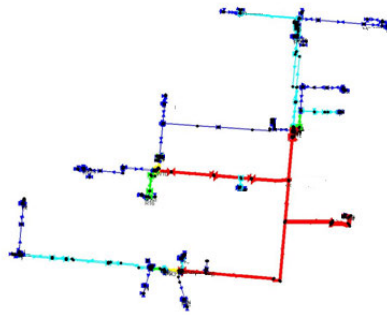
### 4.1. Model obliczeniowy sieci klimatyzacji dalekiego zasięgu

W celu identyfikacji źródeł strat hydraulicznych i określenia ich wartości w układzie, stworzono wirtualny model sieci. Schemat obliczeniowy uwzględnił hydrauliczny oraz termodynamiczny charakter zmiany parametrów sieci.

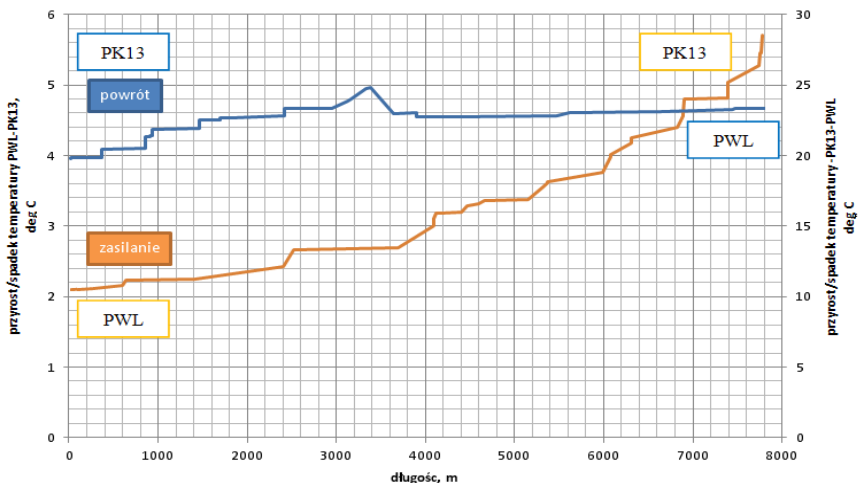
Na rys. 3 przedstawiono graficzny model sieci w programie Epanet. Zastosowanie tej aplikacji związane jest z jej szybkością obliczeniową oraz możliwością badania zachowania się sieci, wraz ze zmianą zadanych parametrów wejściowych, w tym również zmiennej czasowej (możliwość sterowania). Przyjmując odpowiednie współczynniki strat miejscowych, uzyskane na podstawie pomiarów oraz danych urządzeń, stworzono podmodele obliczeniowe elementów charakterystycznych instalacji. W celu rzeczywistego odzwierciedlenia pracy systemu, wymagane było przeprowadzenie procesu kalibracji. Proces ten oparto o 73 odczyty wartości przepływu i 32 wartości ciśnienia w wybranych węzłach pomiarowych i punktach charakterystycznych instalacji. Przepływy w modelu sieci odwzorowano tak, aby pokrywały się one z pomiarami. Średnia różnica przepływów, między pomiarem i obliczeniami, wyniosła  $2,2 \text{ m}^3/\text{h}$ . Analizując przebieg wykresu korelacji przepływów, uzyskany stopień zbieżności uznano za zadowalający. Wyniki modelowania przepływu w sieci klimatyzacyjnej ujawniły ponad 30 rurociągów, o łącznej długości około 17 km, w których występowa-

ły znaczne straty energii, związane głównie ze źle dobranymi średnicami rurociągów.

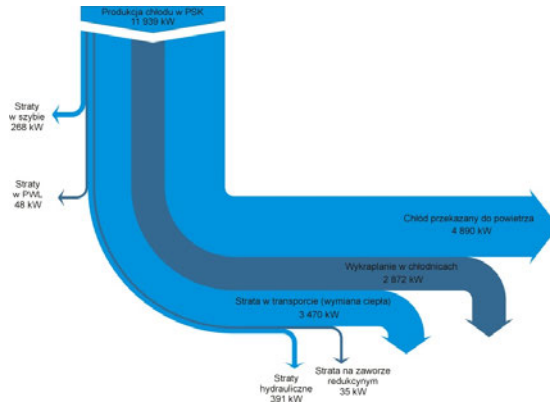
Analiza termodynamiczna rozpatrywanego systemu klimatyzacji centralnej ZG „Rudna” została ukierunkowana na wyznaczenie przyrostu temperatury wody lodowej. W przypadku rozpatrywanej instalacji, podstawowymi mechanizmami przekazywania energii cieplnej są: przewodzenie (kondukcja) i unoszenie (konwekcja). Warunki panujące w części dołowej oraz położenie i rodzaj rurociągów wymusiły stosowanie analiz cieplnych, rozszerzonych o model skraplania oraz model pracy przewodu hydraulicznego w wierzchniej warstwie błota, zalegającego na spągu. Dane niezbędne w procesie obliczeniowym zaczerpnięto z symulacji hydraulicznych. Dodatkowo zbiór parametrów wejściowych został uzupełniony o dane materiałowe izolacji poszczególnych elementów oraz parametry otoczenia.



Rys. 3. Topologia układu w programie Ćpanet



Rys. 4. Porównanie temperatur zasilania i powrotu na trasie PWL-PK13



Rys. 5 Wykres Sankey'a centralnej klimatyzacji

#### 4.2. Modelowanie na odcinku reprezentatywnym, bilans strat energii zasilania

Ze względu na rozbudowany charakter topologii rozpatrywanej sieci, proces analizy cieplnej przeprowadzono w pięciu wybranych kierunkach – czterech od podajnika wody lodowej do punktów klimatyzacyjnych i jednym od PWL do GMC. Kierunki wybrano jako reprezentatywne, cechujące się największą liczbą punktów pomiarowych.

Analizując wykres dla trasy PWL – PK13 (rys. 4) możemy stwierdzić, że przyrost temperatury zasilania, ze względu na izolację rurociągów, jest niewielki, a straty wynikają głównie z nieizolowanej części armatury: zawory, kołnierze itp. Średni współczynnik jednostkowych przyrostów temperatury wynosi dla zasilania  $0,36 \text{ }^{\circ}\text{C/km}$  i  $0,89 \text{ }^{\circ}\text{C/km}$  dla powrotu. Obie krzywe mają tendencję rosnącą, co wynika z kierunku przekazywania energii cieplnej (do rurociągu) i braku zasilania powrotu strumieniami z gałęzi bocznych, o niższych temperaturach, w stosunku do temperatury w rurociągu głównym. Pokazuje to prawidłowe wykorzystanie mocy chłodniczej, dającej niewielki gradient temperatury powrotu.

Dla lepszego zobrazowania wpływu strat na całkowitą moc chłodniczą, dostarczoną do powietrza, sporządzono wykres Sankey'a (rys. 5). Największe straty, pomimo izolacji rurociągów, występują przy przesyłaniu chłodu (~30%) i są związane z wymianą ciepła z otoczeniem. Znaczącą wartość reprezentuje strata wykraplania pary wodnej (~24%), zawartej w powietrzu, zalegającym w wyrobiskach. Strata w szybie, związana z wymianą ciepła z otoczeniem oraz suma strat hydraulicznych, stanowią łącznie około 5,5% mocy chłodniczej, wytwarzanej w PSK. Pozostałe wartości strat (mniej niż 1%), w mniejszym stopniu wpływały na współczynnik sprawności całkowitej układu. W efekcie około 40% energii jest przekazane do powietrza i wpływa na zapewnienie komfortu termicznego górników.



Ilość energii, związana z podmieszaniem w trójkomorowym podajniku wody lodowej, obniża zdolność układu do transportu chłodu.

## 5. Podsumowanie

W rozdziale podjęto temat modelowania i analizy sieci klimatyzacyjnych dalekiego zasięgu, na przykładzie instalacji zlokalizowanej w ZG „Rudna”.

Stworzone schematy obliczeniowe elementów oraz wykorzystanie specjalizowanych programów komputerowych, pozwoliło na zbudowanie kompletnego modelu obliczeniowego sieci. Wyniki obliczeń symulacyjnych pracy układu umożliwiły identyfikację strat oraz jego analizę pod względem hydraulicznym i termodynamicznym.

Uzyskane informacje pozwoliły także na stworzenie globalnego bilansu energetycznego układu klimatyzacji, który może być podstawą dalszych działań, związanych z procesem optymalizacji transportu i rozplywu wody lodowej.

Zastosowana metodologia postępowania, chociaż pracochłonna, okazała się skuteczna.

Aby umożliwić bezpośrednią i bieżącą kontrolę, przez pracowników kopalni, nad pracą układu klimatyzacji dalekiego zasięgu, niezbędne jest opracowanie wyspecjalizowanego systemu nadzoru. System ten powinien umożliwiać między innymi: ocenę pracy instalacji, optymalizację energetyczną jej działania, przewidywanie zachowania się sieci przy różnych parametrach pracy, różnych zakresach regulacji oraz różnych wariantach topologii sieci. Ponadto nieodzownymi jego parametrami powinna być prostota obsługi i szybkość działania.

## LITERATURA

- [1] M. SKOWROŃSKI, W. MAZURKIEWICZ, W. LORENZ, P. SZULC, M. KLEIN, W. SRADOMSKI, Hydrauliczna i termodynamiczna analiza systemu klimatyzacji centralnej Zakładów Górniczych „Rudna” w Polkowicach, Raport serii Spr. nr 22, praca niepublikowana, Wrocław 2011.
- [2] M. SKOWROŃSKI, Układy pompowe, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2009.
- [3] E. KALINOWSKI, Przekazywanie ciepła i wymienniki, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1995.
- [4] M. SKOWROŃSKI, P. SZULC, W. LORENZ, Model hydrauliczny sieci klimatyzacyjnej kopalni, Systems: Journal of Transdisciplinary Systems Science, Vol. 16, 373-384, 2012.
- [5] M. KOMAN, P. BORKOWSKI, Ł. RODAK, M. SKOWROŃSKI, P. SZULC, Monitorowanie i projektowanie nadążne systemu klimatyzacji centralnej Zakładów Górniczych „Rudna”, materiały pokonferencyjne IV Międzynarodowa Konferencja „Problemy bezpieczeństwa w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego”, Ustroń 2012.



# **XXII. NOWE TRENDY W OGRANICZENIU PRODUKCJI ZANIECZYSZCZEŃ TOWARZYSZĄCEJ PROCESOM UZDATNIANIA WODY W ENERGETYCE**

Monika Tkaczuk-Serafin, Elżbieta Wróblewska

Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów, Wydział Mechaniczno-Energetyczny,  
Politechnika Wrocławska

W procesach demineralizacji jednym z najważniejszych zabiegów jest usuwanie szcztątkowych zanieczyszczeń pozostałych po demineralizowaniu wody. Stosowane są w tym celu metody konwencjonalne, takie jak demineralizacja na wymiennikach jonowych, wiążą się z koniecznością stosowania chemikaliów, co z kolei prowadzi do produkcji zanieczyszczeń. Coraz częściej do systemów demineralizacyjnych wprowadzane są techniki membranowe, zwane technikami bezreagentowymi. Metody te działają na zasadzie filtracji i nie wymagają żadnych dodatkowych środków chemicznych. Metody membranowe można łączyć w układy z innymi metodami oczyszczania wody. Przykładem takiego połączenia jest metoda elektrodejonizacji (EDI). Jest ona jedną z najnowszych metod usuwania szcztątkowych zanieczyszczeń wody. Pod względem technologicznym EDI stanowi kombinację dwóch wcześniej znanych metod uzdatniania wody: elektrodializy (ED) oraz demineralizacji na złożach jonitowych (DI). Zastosowanie układu łączącego obie metody pozwala na uzyskiwanie, w procesie ciągłym, wody zdemineralizowanej o stałej, bardzo wysokiej jakości, bez użycia agresywnych chemikaliów i przy niewysokim zużyciu energii elektrycznej.

## **1. Wstęp**

Woda w życiu i działalności człowieka jest czynnikiem o podstawowym znaczeniu, a technologia jej przygotowania oraz ekonomiczne jej wykorzystanie powinny być przedmiotem szczególnego zainteresowania projektantów urządzeń, w których odbywa ona swoje cykle robocze oraz konsumentów. Wszystkie czynności, których realizacja powoduje zrzuty aktywnych chemicznie zanieczyszczeń do środowiska, powinny być prowadzone ze szczególną ostrożnością. Dotyczy to również procesów uzdatniania wody.

Począwszy od początkowych etapów systemu oczyszczania wody, obserwuje się stosowanie środków chemicznych z pewnym nadmiarem. Nadmiar ten

ma zagwarantować prawidłowy przebieg procesów strąceniowych. Częściowo problem ten został wyeliminowany przez bezreagentowe metody uzdatniania wody, a w szczególności metody membranowe.

Uzyskanie wody o wymaganej czystości i w wymaganej ilości, wiąże się ze znacznymi nakładami finansowymi. Jednym ze sposobów ich ograniczenia jest przeprowadzenie badań w pilotowych stacjach uzdatniania wody. Pozwala to na minimalizację kosztów jakie trzeba by ponieść w razie konieczności usuwania następstw nieprawidłowego prowadzenia eksploatacji stacji uzdatniania, niepotrzebnymi remontami. Umożliwia też takie prowadzenie procesu uzdatniania, że w układzie technologicznym mamy do czynienia tylko z tymi procesami, które rzeczywiście umożliwiają osiągnięcie postawionego mu zadania.

## **2. Metody uzdatniania wody w energetyce minimalizujące produkcję zanieczyszczeń**

Jeszcze do niedawna najpopularniejszą z metod oczyszczania wody była wymiana jonowa na jonitach. Jednak metoda ta nie jest pozbawiona wad. Należy do nich zaliczyć szybkie zanieczyszczanie się jonitów i wytwarzanie ścieków poregeneracyjnych, co przy stale wzrastających wymaganiach związanych z ochroną środowiska, stanowi poważny problem techniczny i ekonomiczny [4].

W procesach demineralizacji jednym z najważniejszych zabiegów jest usuwanie szczątkowych zanieczyszczeń pozostałych po demineralizowaniu wody tak za pomocą klasycznych układów wymiennikowych, jak i nowoczesnych metod membranowych. Szczątkowe zasolenie wody zasilającej jest przyczyną wzrostu stężenia soli w wodzie kotłowej oraz wytrącania się tych soli w postaci kamienia lub mułu kotłowego. Utrzymanie stężenia soli w kotle na dopuszczalnym poziomie jest sprawą niezmiernie ważną ze względu na możliwość przedostawania się zanieczyszczeń wraz z parą, co może mieć miejsce przy nadmiernym wzroście zasolenia wody w kotle [5].

Niedoskonałości demineralizacji wynikają z ograniczonych sprawności procesów jak i z różnych względów technicznych i ekonomicznych. Zasolenie szczątkowe pogarsza jakość wody kotłowej i powoduje konieczność ciągłego bądź okresowego odmulania co w bilansie strat kotła ujawnia się ich wzrostem, jak również może powodować konieczność stosowania różnych zabiegów korekcyjnych.

W ciągu ostatniego dziesięciolecia można zauważyć wprowadzanie do systemów demineralizacyjnych technik membranowych, zwanych technikami bezreagentowymi. Metody te działają na zasadzie filtracji i nie wymagają żadnych dodatkowych środków chemicznych. Metody membranowe można łączyć w układy z innymi metodami oczyszczania wody. Przykładem takiego połączenia jest metoda elektrodejonizacji (EDI), która łączy konwencjonalną metodę wymiany jonowej i elektrodializy [3].

Zastosowaniem pozwalającym osiągnąć bardzo dobre parametry wody pod względem czystości, przy jednoczesnym zminimalizowaniu wad procesu w postaci ścieków jest elektrodejonizacja.

Ważne też jest odpowiednie dawkowanie chemikaliów. Prowadzenie procesu uzdatniania wymaga stosowania znacznej ilości substancji chemicznych. Są one używane zarówno w procesach oczyszczania wody jak i regeneracji złożeń, takich jak jonowe czy żwirowe. Stosowanie reagentów z pewnym nadmiarem powoduje nie tylko usunięcie wszystkich zanieczyszczeń (odpowiedni nadmiar gwarantuje prawidłowy przebieg procesu w pełnym zakresie), ale również odprowadzanie zanieczyszczeń wraz z niewykorzystanym w procesie reagentem.

### 3. Minimalizacja produkcji zanieczyszczeń poprzez zastosowanie układu hybrydowego: RO-EDI

W najnowocześniejszych rozwiązaniach w miejsce klasycznej wymiany jonowej stosuje się elektrodejonizację. Elektrodejonizacja stanowi połączenie dwóch znanych metod: elektrodializy i wymiany jonowej na jonitach.

Przykładem zastosowania takiego układu jest EC Lublin Wrotków. Woda demineralizowana w ten sposób zasila turbiny bloku gazowo-parowego. Parametry wody w najważniejszych miejscach oczyszczania podaje tabela 1 [2].

Tabela 1. Parametry wody w układzie odwrócona osmoza–elektrodejonizacja

Parametr	Woda surowa	Permeat RO	Woda po EDI
Przewodność, $\mu\text{S}/\text{cm}$	499	8,2	<b>0,06</b>
Chlorki, $\text{g}/\text{m}^3$	14,2	0,04	<b>&lt;0,03</b>
Siarczany, $\text{g}/\text{m}^3$	24,9	0,1	<b>&lt;0,1</b>
Krzemionka, $\text{g}/\text{m}^3$	24,1	0,055	<b>&lt;0,006</b>
Węgiel organ., $\text{g}/\text{m}^3$	9,0	<0,2	<b>&lt;0,2</b>
Ba, $\text{g}/\text{m}^3$	0,055	0	<b>0</b>
Ca, $\text{g}/\text{m}^3$	91,3	0,007	<b>0</b>
Mg, $\text{g}/\text{m}^3$	5,7	0,001	<b>0,003</b>
Na, $\text{g}/\text{m}^3$	6,0	0,69	<b>0,002</b>

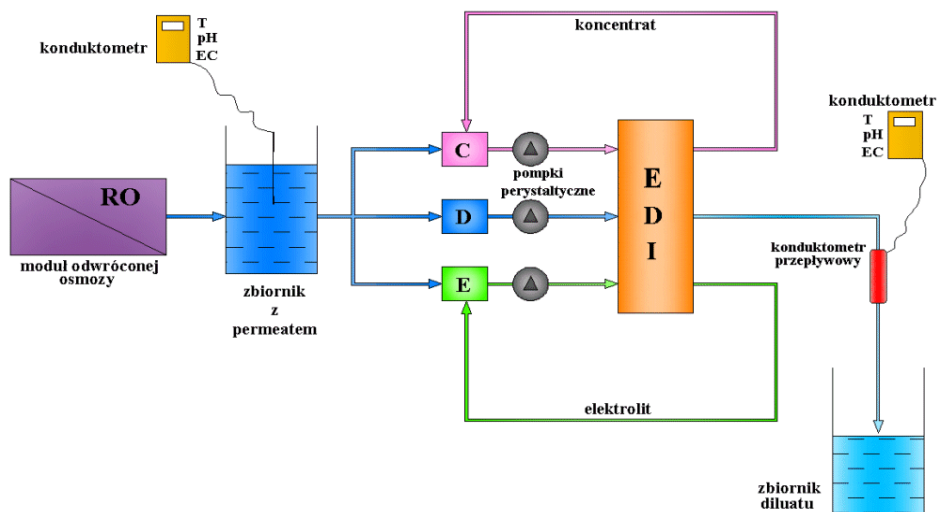
Badania przeprowadzono na stanowisku pomiarowym, którego uproszczony schemat pokazano na rys. 1.

Najważniejszy element stanowiska badawczego stanowił moduł do elektrodejonizacji własnej konstrukcji. Całkowita czynna powierzchnia membran w stosie wynosiła  $120 \text{ cm}^2$ . Proces prowadzono w temperaturze  $21 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Wodę zasilającą moduł EDI stanowił permeat odwróconej osmozy (RO), którego przewodność wahała się od 5 do  $30 \mu\text{S}/\text{cm}$ .

Przewodność właściwą i odczyn pH mierzono urządzeniami Elmetron: konduktometrem z elektrodą przepływową i pH-metrem. Różnicę ciśnień hy-

drostatycznych uzyskano z czujników ciśnień umieszczonych pomiędzy komorami diluatu i koncentratu, oraz na wejściu i wyjściu z komór koncentratu.



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego

Przebadano permeat po procesie odwróconej osmozy (RO) o przewodności 30, 20, 10 i 5  $\mu\text{S}/\text{cm}$ , pH 6-7 oraz modelowy roztwór krzemionki o stężeniu 0,43  $\text{g}/\text{m}^3$  i przewodności 10  $\mu\text{S}/\text{cm}$ .

### 3.1. Skuteczność odsalania w czasie

Podczas procesu elektrodejonizacji wody o różnej przewodności i dla wszystkich rodzajów jonitów, uzyskiwano maksymalny stopień odsolenia równy 99,5%. Jedynie w przypadku wody o przewodności 5  $\mu\text{S}/\text{cm}$  stopień odsolenia wynosi 99,0%. W tabeli 2 przedstawiono wartości końcowych przewodności badanej wody dla uzyskanego stopnia odsolenia.

Tabela 2. Końcowy stopień odsolenia i końcowa przewodność wody po elektrodejonizacji

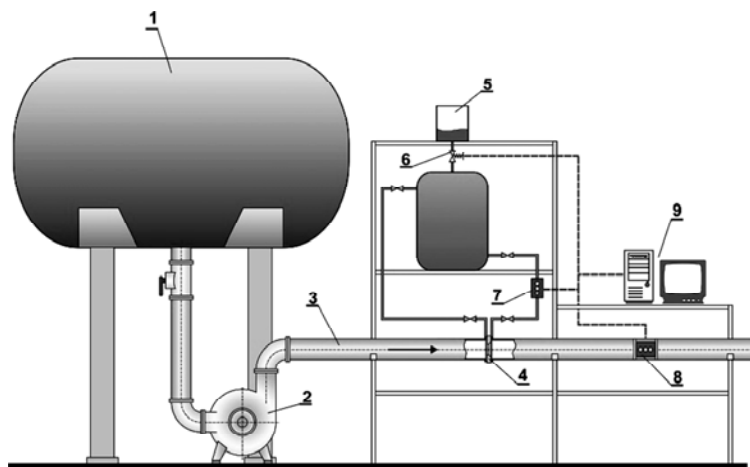
	30 $\mu\text{S}/\text{cm}$	20 $\mu\text{S}/\text{cm}$	10 $\mu\text{S}/\text{cm}$	5 $\mu\text{S}/\text{cm}$
$R_{\text{max}}, \%$	99,5	99,5	99,5	99,0
$\chi, \mu\text{S}/\text{cm}$	0,15	0,10	0,05	0,05

Czym niższa była przewodność wody po RO, tym końcowa przewodność wody po EDI była niższa. Świadczy to o tym, że woda zawierająca mniej zanie-

czyszczeń jest lepiej demineralizowana. W przypadku roztworów o najmniejszych wartościach przewodności (10 i 5  $\mu\text{S}/\text{cm}$ ) otrzymany produkt posiadał identyczną przewodność (niezależnie od tego, że stopień odsolenia dla wody o przewodności 10  $\mu\text{S}/\text{cm}$  był nieco wyższy niż dla wody o przewodności 5  $\mu\text{S}/\text{cm}$ ).

### 3.2. Minimalizacja produkcji zanieczyszczeń poprzez odpowiedni układ dawkowania

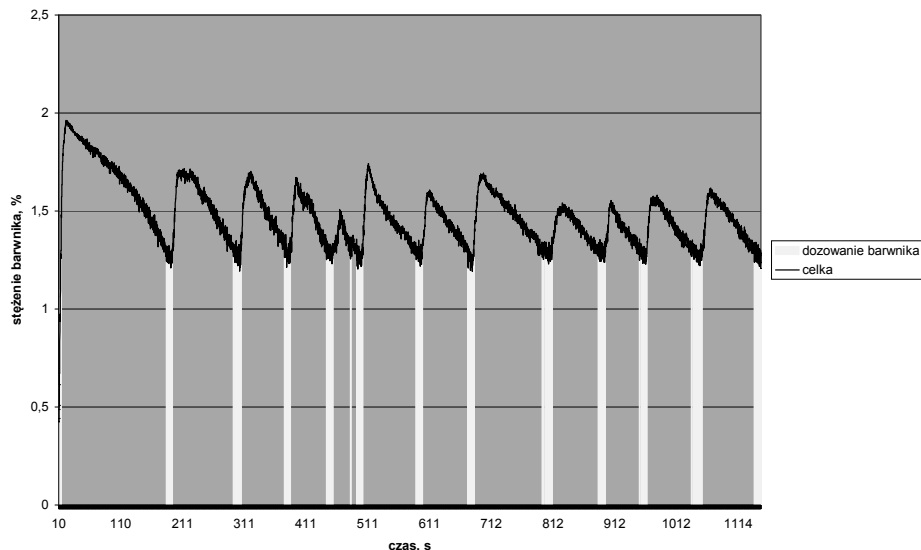
Na rys. 2 przedstawiony został układ pozwalający w bardzo łatwy sposób ograniczyć ilość chemikaliów dodawanych do wody w procesach uzdatniania. Woda dopływająca do zbiornika-mieszalnika sprzed zwężki wraca do układu porywając ze sobą odpowiednią ilość reagenta. Ilość wprowadzanej mieszanki regulowana jest na podstawie pomiaru stężenia reagenta tuż za zbiornikiem-mieszalnikiem i dostosowana do minimalnych i maksymalnych ilości zapisanych w programie sterującym. Oznacza to, że zwiężając dopuszczalne granice stężenia reagenta możemy w znacznym stopniu ograniczyć nadmiar reagenta wprowadzanego do uzdatnianej wody a tym samym ograniczyć ilość zrzucanych do środowiska niebezpiecznych zanieczyszczeń [6].



Rys. 2. Schemat układu badawczo-pomiarowego dawcznika zwężkowego nowego typu:  
 1 – zbiornik wody, 2 – pompa, 3 – rurociąg z „uzdatnianą” wodą, 4 – zwężka pomiarowa,  
 5 – zbiornik z barwnikiem, 6 – zawór elektromagnetyczny, 7 – układ fotodiod na celce pomiarowej,  
 8 – układ fotodiod na rurociągu, 9 – układ automatycznej regulacji UAR,  
 10 – zbiornik-mieszalnik [6]

Na rys. 3, w postaci charakterystyki pomiarowo-ilościowej, przedstawiono przykładowy wynik przeprowadzonych badań. Badania te wykazały, że zarówno przy stałym jak i zmiennym strumieniu natężenia uzdatnianej wody układ

pomiarowy prawidłowo dostosowywał się do stawianych mu wymagań, czyli granice dopuszczalnych stężeń reagenta zostały dotrzymane [6].



Rys. 3. Zależność stężenia procentowego barwnika w celce pomiarowej w funkcji czasu wraz z dozowaniem, średnica otworu zwężki  $\phi$  15mm,  $q_v = \text{const}$  [6]

## 4. Podsumowanie

W procesach uzdatniania wody istotnym jest znalezienie optymalnego ciągu technologicznego wraz z uwzględnieniem powiązań między poszczególnymi procesami przy jednoczesnym uwzględnieniu jakości wody surowej oraz indywidualnych potrzeb użytkownika, ustalenie najlepszej i właściwej kolejności następujących po sobie procesów oczyszczania wody. Proces oczyszczania powinien być postrzegany jako współgrający zespół procesów jednostkowych.

Właściwy dobór parametrów operacyjnych procesów uzdatniania wody uwzględniających takie elementy jak: ustalenie parametrów operacyjnych urządzeń stosowanych w procesie uzdatniania wody, ustalenie takich wielkości jak gabaryty urządzeń, dostosowanie do warunków terytorialnych i przewidywane zapotrzebowanie na wodę pozwoli zminimalizować ilość chemicznie aktywnych odpadów do otoczenia.



### LITERATURA

- [1] BODZEK M., KONIECZNY K., Techniki membranowe w przygotowaniu wody dla energetyki, *Energetyka Ciepła i Zawodowa*, 5/2007, 48-51.
- [2] BODZEK M., KONIECZNY K., Wykorzystanie procesów membranowych w uzdatnianiu wody, *Oficyna Wydawnicza Projprzem – EKO*, Bydgoszcz 2005.
- [3] GANZI G.C., JHA A.D., DiMASCIO F., WOOD J.H., Electrodeionization, theory and practice of continuous electrodeionization, *Ultrapure Water* July/August 1997.
- [4] Materiały informacyjne E. Belchatów S.A.
- [5] STAŃDA J., GÓRECKI J., TKACZUK M., Usuwanie szczytkowego zasolenia w procesach demineralizacyjnych wody na potrzeby energetyki, *Systems*, Vol. 9, issue 2/1 2004, 916.
- [6] WRÓBLEWSKA E., „Charakterystyka pomiarowo-ilościowa nowego typu dawkownika zwięźkowego”, rozprawa doktorska.



# **XXIII. ANALIZA SYMULACYJNA OBIEGU CIEPLNEGO INSTALACJI KOGENERACYJNEJ MAŁEJ MOCY WYPOSAŻONEJ W GAZYFIKATOR DOLNOCIĄGOWY**

Marian Wysocki<sup>1</sup>, Witold Elsner<sup>1</sup>, Roman Borecki<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Instytut Maszyn Ciepłych, Politechnika Częstochowska

<sup>2</sup> Instytut Badawczo-Wdrożeniowy Maszyn Sp.z o.o., Olsztyn

W rozdziale przedstawiono wyniki symulacji numerycznej układu kogeneracyjnego o mocy 50–75 kW<sub>el</sub>, wyposażonego w gazogenerator prądu zstępującego. Zastosowanie tej technologii otwiera obiecującą perspektywę wykorzystania przyjaznej dla środowiska utylizacji odpadów. Symulacja została przeprowadzona przy użyciu programu IPSEPro firmy Simtech. Parametry i skład gazu syntezowego zależą od wielu czynników, a praca koncentruje się głównie na ocenie wpływu wilgotności i składu chemicznego biomasy. Jak wykazano, czynniki te silnie wpływają na wartość opałową gazu, a tym samym na generowaną moc.

## **1. Wprowadzenie**

Coraz silniej podnoszone aspekty środowiskowe a zwłaszcza konieczność redukcji emisji dwutlenku węgla powoduje rosnące zainteresowanie odnawialnymi źródłami energii. Dużą rolę wśród nich odgrywa również biomasa. Jedną z bardziej efektywnych metod wykorzystania energii zawartej w biomacie jest jej zgazowanie, które polega na termicznym procesie konwersji biomasy w gaz, nazywany często gazem generatorowym lub syntezowym [7]. Gaz ten może być następnie wykorzystywany do generacji ciepła, energii elektrycznej, jak również, przy wykorzystaniu procesów syntezy, do produkcji paliw płynnych.

Gazyfikacja zachodzi przy niedoborze tlenu w obecności powietrza, lub też mieszaniny powietrza i pary wodnej, w temperaturze ok. 800–900°C. W skład gazu syntezowego wchodzi mieszanina tlenu węgla i wodoru (do 84%) z mniejszymi ilościami dwutlenku węgla, azotu, metanu i wyższych węglowodorów. Spośród wszystkich znanych technologii zgazowania do najbardziej

popularnych należy zaliczyć gazyfikację w gazyfikatorze dolnociągowym. Mimo problemów ze stabilnością pracy tego typu gazogeneratora jest on jednym z najczęściej sprzedawanych urządzeń (blisko 75% zgodnie z danymi Knoefa [3]). W tego typu konstrukcji biomasa doprowadzana jest do reaktora w górnej jego części, natomiast czynnik gazyfikujący (najczęściej powietrze) wprowadza się ponad strefę redukcji. Wytworzony gaz odprowadzany jest z przestrzeni poniżej rusztu a jego ciepło spalania uzależnione jest od jego składu chemicznego i dla analizowanego gazyfikatora wynosi 4–7 MJ/Nm<sup>3</sup>, przy czym istotną rolę odgrywa tu zawartość azotu (składnik balastowy). Skład gazu zależy od szeregu czynników, spośród których wymienić można: typ (skład) biomasy, rozmiar ziaren, zawartości wilgoci w biomacie, parametry pracy w tym temperatura, ciśnienie itp. Ważnym parametrem jest zawartość wilgoci oraz tzw. współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda$ . Ten ostatni parametr jest zdefiniowany jako stosunek rzeczywistej masy powietrza, w której spalane jest paliwo, do ilości potrzebnej do jego całkowitego spalania (ilość stechiometryczna). W przypadku biomasy do całkowitego spalania 1 kg suchej biomasy (0% wilgoci) potrzeba ok. 4,58 kg powietrza. Dla procesu gazyfikacji najlepszy efekt uzyskuje się dla  $\lambda=0,25$ , przy typowym zakresie 0,2–0,33. Oznacza to, że dla właściwego procesu gazyfikacji na 1 kg biomasy potrzeba ok. 1,15 kg powietrza.

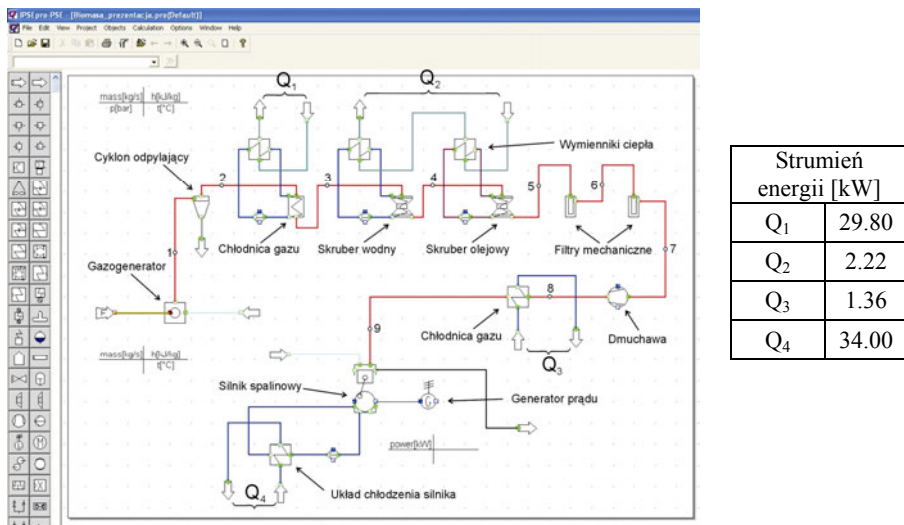
W pracy postanowiono przeanalizować wpływ zawartości wilgoci i składu chemicznego biomasy na skład gazu generatorowego oraz na pracę układu kogeneracyjnego, wyposażonego w gazyfikator dolnociągowy typu Imberta, o mocy 50–75 kW<sub>el</sub>. Taki układ kogeneracyjny jest budowany w ramach Programu Strategicznego „Zaawansowane technologie pozyskiwania energii”; zadanie Badawcze nr 4 pt. „Opracowanie zintegrowanych technologii wytwarzania paliw i energii z biomasy, odpadów rolniczych i innych” ([2]). Instalacja składać się będzie z następujących elementów i układów: układu przygotowania biomasy, generatora zgazowującego (gazyfikatora), instalacji oczyszczania gazu (pozwalającej na chłodzenie, osuszanie, odpylanie i oczyszczanie gazu ze smół), silnika spalinowego przystosowanego do spalania gazu generatorowego, generatora prądu zmiennego oraz układów wykorzystania ciepła odpadowego. Szczegółowy schemat instalacji został opisany w pracy [1].

Przed wykonaniem instalacji niezbędne jest przygotowanie założeń oraz przeprowadzenie analiz wstępnych, a następnie wykonanie projektu konstrukcyjnego. Jednym z ważnych etapów przygotowujących do wykonania projektu jest przeprowadzenie analizy symulacyjnej układu cieplnego instalacji kogeneracyjnej a następnie przeprowadzenie optymalizacji takiego układu. W tym celu postanowiono wykorzystać oprogramowanie IPSEpro firmy SimTech [6]. Oprogramowanie to jest złożonym środowiskiem programowym, służącym do rozwiązywania równań bilansowych masy i energii, które wykorzystuje predefiniowane (zapisane w postaci równań) elementy obiegu cieplnego, zgromadzone w bibliotekach urządzeń.

## 2. Budowa obiegu cieplnego i obliczenia wstępne

Obliczenia zostały przeprowadzone dla układu kogeneracyjnego o wyjściowej mocy elektrycznej równej  $75 \text{ kW}_{el}$ . Najważniejszym elementem tego układu jest gazogenerator. Do obliczeń wykorzystany został model gazogeneratora heterogenicznego `gasifier_het`. Modelując proces gazyfikacji istnieje wybór pomiędzy modelem równowagowym lub modelem nierównowagowym (kinetic rate model). Zaletą modelu równowagowego jest niezależność od konstrukcji generatora, co pozwala na większą elastyczność w modelowaniu pracy gazyfikatora i optymalizacji parametrów procesowych. W obliczeniach założono model równowagowy, co oznacza, że substraty przebywają w gazyfikatorze wystarczająco długo dla osiągnięcia równowagi chemicznej.

Dla uzyskania rozwiązania modelowane są reakcje spalania, syntezy gazu wodnego, Boudouarda i metanowa. W gazyfikatorze większość węgla przereagowuje na składniki gazu generatorowego a jego poziom jest opisany współczynnikiem konwersji, który został przyjęty na poziomie 0,97.



Rys. 1. Schemat modelowanej instalacji kogeneracyjnej

Strukturę obiegu cieplnego zbudowanego w IPSEpro przedstawiono na rys. 1. Dla takiego obiegu przeprowadzono wstępne obliczenia, zakładając zgazowanie peletu drewnianego, o wilgotności 20% dla strumienia masy  $\dot{m} = 0,0222 \text{ kg/s}$  o wartości opałowej równej  $15,02 \text{ MJ/kg}$ .

Obliczone parametry czynników roboczych (masa, entalpia, ciśnienie i temperatura) umożliwiają wyznaczenie strumieni energii, które potencjalnie mogą być odebrane z poszczególnych wymienników ciepła. Wartości te podano

w tabeli umieszczonej obok rys. 1. Analizując zawarte tam dane należy zwrócić uwagę na stosunkowo duże wartości mocy cieplnej w części wysokotemperaturowej układu chłodzenia ( $Q_1$ ) i w układzie chłodzenia silnika spalinowego ( $Q_4$ ), które są o rząd wielkości większe niż w pozostałych dwóch układach. W tej sytuacji wydaje się uzasadnione ekonomicznie rozbudowanie instalacji o układy odzysku ciepła, ale tylko z tych dwóch pierwszych układów. Ciepło w pozostałych układach chłodzenia traktowane byłoby jako ciepło odpadowe, bowiem jego zagospodarowanie nie dałoby wymiernych zysków.

Tabela 1. Parametry gazu generatorowego w charakterystycznych punktach instalacji.

Nr punktu	Temperatura	Ciśnienie	Strumień objętości syngazu	Entalpia
-	°C	bar	m <sup>3</sup> /s	kJ/kg
1	609	0,95	0,146	867,8
2	460	0,93	0,124	642,0
3	80	0,91	0,061	105,7
4	60	0,89	0,059	79,0
5	50	0,87	0,058	65,8
6	45	0,85	0,058	59,2
7	40	0,83	0,058	52,5
8	78	1,04	0,053	103,6
9	60	1,02	0,051	79,0

Dla analizowanej instalacji kluczowe znaczenie mają własności gazu generatorowego. W tabeli 1 zamieszczono parametry tego gazu w wybranych punktach obiegu wskazanych na rys. 1. Jak widać cały układ, poza fragmentem doprowadzenia gazu do silnika, pracuje na lekkim podciśnieniu przy czym przepływ gazu wymuszony jest dmuchawą. W pierwszej części instalacji obserwuje się silny spadek temperatury, czego efektem jest zmniejszenie strumienia objętości. Na wlocie do silnika parametry gazu są zgodne z oczekiwaniami i typowe dla założonego silnika a wartość opałowa gazu wynosi 4827 kJ/kg. Definiując sprawność układu jako stosunek uzyskanej mocy generatora do strumienia energii doprowadzonej w biomase:

$$\eta = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{Biom} \cdot W_{Biom}} \cdot 100\% \quad (1)$$

jej wartość dla analizowanego przypadku wynosi 26,35%.

Tabela 2 zawiera porównanie z danymi literaturowymi [4], udziałów objętościowych składników gazu generatorowego, uzyskanego z biomasy (pelet drewniany) o wilgotności 20%, dla ciśnienia normalnego i dla temperatury 20 °C. Jak można zauważyć, udziały poszczególnych składników mieszczą się w podanych w literaturze przedziałach (CH<sub>4</sub>, CO<sub>2</sub>), bądź są do nich bardzo zbliżone (CO, H<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>). Uzyskana wartość opałowa gazu jest, co prawda nieco niż-

sza, jednak należy zwrócić uwagę, że dane literaturowe [4] podają jej wartość dla tzw. gazu suchego, natomiast w obliczeniach własnych gaz ma kilkuprocentową zawartość wilgoci.

Tabela 2. Parametry i skład objętościowy gazu generatorowego

		Obl. IPSEPro	Knoef, 2008
Wilgotność biomasy	%	20	20
Temperatura biomasy	°C	25	
Strumień masowy biomasy	kg/s	0,022	
Wartość opałowa biomasy	MJ/kg	15,02	
Strumień masowy syngazu	kg/s	0,0556	
Wartość opałowa syngazu	MJ/m <sup>3</sup>	4,71	5–5,9
Skład syngazu – udziały objęt.	%		
CH <sub>4</sub>		1,9	0–2
CO		13,8	17–22
CO <sub>2</sub>		14,6	9–15
H <sub>2</sub>		22,1	12–20
H <sub>2</sub> O		9,7	
H <sub>2</sub> S		1,0	
N <sub>2</sub>		36,8	50–54

### 3. Analiza wpływu wybranych parametrów na pracę instalacji

#### 3.1. Wpływ wilgotności biomasy na parametry gazu generatorowego

Analizę wpływu wilgotności biomasy na parametry gazu generatorowego wykonano dla biomasy w postaci peletu drewnianego z różną zawartością wody, przy czym jej udział masowy zawierał się w przedziale (20–40)% sumarycznej masy wsadowej do gazogeneratora. Jak pokazano w tabeli 3 wzrost wilgotności biomasy użytej w procesie zgazowania wydatnie zmniejsza jej wartość opałową, która zmienia się od 4827 do 4264 kJ/kg, co niewątpliwie ma wpływ na przebieg procesu zgazowania w gazogeneratorze.

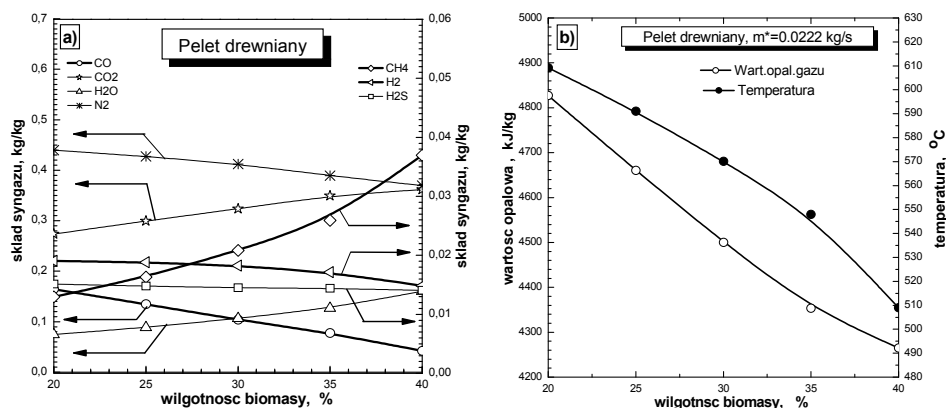
Oddziaływanie wilgotności przeanalizowano w oparciu o następujące parametry gazu generatorowego: skład gazu generatorowego (udziały masowe), strumień masy gazu generatorowego, wartość opałową, jego temperaturę oraz moc na wale silnika.

Na rys. 2a. przedstawiono zmianę składu uzyskanego gazu generatorowego w funkcji wilgotności biomasy. Pogrubionymi liniami zaznaczono udziały

składników palnych. Jak widać w tej grupie znaczący udział ma tlenek węgla CO, którego zawartość ze wzrostem wilgotności biomasy jednak maleje, od wartości 0,17 do 0,04 kg na 1 kg masy gazu syntezowego. Znacznie niższe udziały przypadają dla metanu CH<sub>4</sub> i wodoru H<sub>2</sub>. Wzrost wilgotności biomasy powoduje ponad dwukrotny wzrost udziału masowego CH<sub>4</sub> (od 0,013 do 0,037 kg/kg), natomiast udział H<sub>2</sub> nieznacznie maleje (od 0,019 do 0,015 kg/kg).

Tabela 3. Wpływ wilgotności biomasy na jej wartość opałową

Składnik	Jednostka	Biomasa_A (pelet drewniany)				
Wilgotność biomasy	%	20	25	30	35	40
Wartość opałowa	kJ/kg	4827	4660	4500	4353	4264



Rys. 2. Wpływ wilgotności biomasy na skład (a), wartość opałową oraz temperaturę gazu generatorowego (b)

Zmiany składu gazu generatorowego przekładają się bezpośrednio na ewolucję jego wartości opałowej. Jak pokazano to na rys. 2b. wzrost wilgotności biomasy powoduje spadek wartości opałowej oraz spadek temperatury syngazu na wyjściu z gazogeneratora, która jest odzwierciedleniem poziomu temperatury procesu zgazowania biomasy. Jest to niekorzystna sytuacja, która jest związana z ilością doprowadzonego powietrza potrzebnego do równowagowego zgazowania składników biomasy. Spadek wartości opałowej syngazu jest przede wszystkim efektem spadku udziału głównego nośnika energii jakim jest CO. Spadek wartości opałowej powoduje wyraźny spadek mocy na wale silnika wysokoprężnego (o 28,8%) w analizowanym zakresie wilgotności.



### 3.2. Wpływ składu biomasy na parametry gazu generatorowego

Analizę wpływu składu biomasy na parametry gazu generatorowego wykonano dla czterech rodzajów biomasy, z których dwa, o skrajnych poziomach wartości opałowej, minimalnej i maksymalnej stanowią: osad ściekowy (Biomasa\_B) i pelet drewniany (Biomasa\_A). Dwa pośrednie rodzaje biomasy są mieszaniną wcześniej wymienionych składników w następujących proporcjach: 80% udziału osadu ściekowego i 20% udziału peletu drewnianego – Biomasa\_C oraz 60% udziału osadu ściekowego i 40% udziału peletu drewnianego – Biomasa\_D. Obliczenia te miały na celu analizę w jakim stopniu dodawanie do osadów ściekowych, o niskiej wartości opałowej, paliwa kwalifikowanego, o wysokiej wartości opałowej, poprawi warunki pracy silnika w projektowanej instalacji.

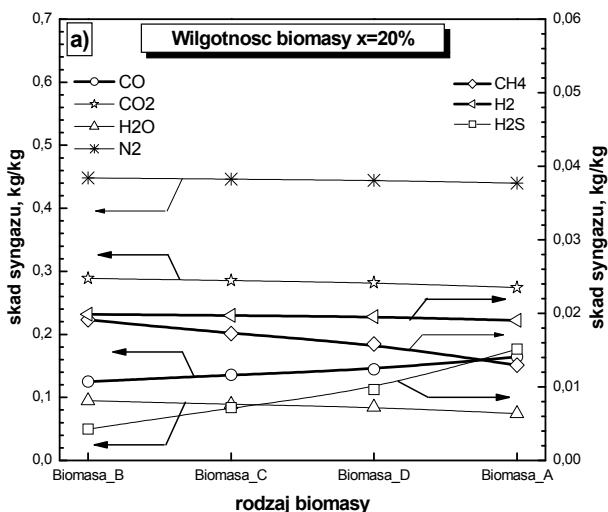
Tabela 4. Składy poszczególnych rodzajów biomasy

Składnik	Jednostka	Biomasa_B	Biomasa_C	Biomasa_D	Biomasa_A
Osad ściekowy	%	100	80	60	-
Pelet	%	-	20	40	100
C	kg/kg	0,2576	0,28608	0,31456	0,4
H <sub>2</sub>	kg/kg	0,03248	0,035584	0,038688	0,048
N <sub>2</sub>	kg/kg	0,028	0,02272	0,01744	0,0016
O <sub>2</sub>	kg/kg	0,16752	0,195376	0,223232	0,3068
S	kg/kg	0,0068	0,01256	0,01832	0,0356
H <sub>2</sub> O	kg/kg	0,2	0,2	0,2	0,2
Popiół	kg/kg	0,3076	0,24768	0,18776	0,008
Wartość opałowa	kJ/kg	9972,2	10981,5	11991,9	15020,0

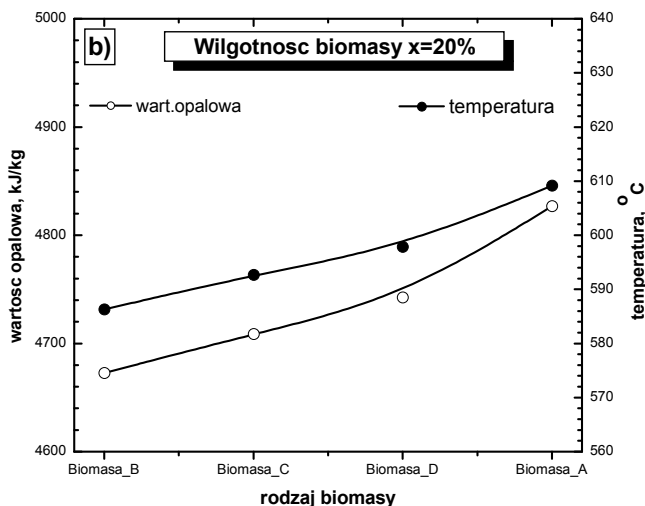
Dane tabelaryczne wszystkich czterech rodzajów biomasy branych pod uwagę w analizie, zamieszczono w tabeli 4. Jak można zauważyć zmiana udziału osadu ściekowego w biomacie istotnie wpływa na jej wartość opałową. Największe znaczenie ma zmniejszający się udział popiołu, który spada z poziomu ok. 31% dla czystego osadu ściekowego do poziomu 0,8% dla peletu. Jak można się spodziewać skład biomasy będzie miał duży wpływ na parametry i skład gazu generatorowego.

Wyniki takiej analizy przedstawiono na rys. 3a. i 3b., gdzie pokazano ewolucję składu gazu generatorowego otrzymanego w wyniku zgazowania czterech rodzajów biomasy. Wzrost kaloryczności biomasy (tabela 4) powoduje wzrost udziału CO od 12 do około 15%. Co prawda towarzyszy temu spadek udziałów

CH<sub>4</sub> i H<sub>2</sub>, ale można zauważyć, że ich udziały są o rząd wielkości mniejsze od udziału CO. Efektem tych zmian jest umiarkowany wzrost wartości opałowej syngazu (od 4670 do 4830 kJ/kg), oraz jego temperatury (od 586 do 609 °C). Ponieważ zwiększeniu wartości opałowej gazu generatorowego towarzyszy wzrost jego strumienia masy to mocy na wale silnika rośnie od 62,1 do 94,4 kW.



Rys. 3a. Wpływ rodzaju biomasy na skład



Rys. 3b. Wartość opałową oraz temperaturę syngazu

## 4. Wnioski

W rozdziale przeprowadzono analizę pracy instalacji kogeneracyjnej wyposażonej w gazyfikator dolnociągowy. Skład i parametry gazu generatorowego zależą od wielu czynników, przy czym w pracy skoncentrowano się na ocenie roli zawartości wilgoci i składu chemicznego biomasy. Jak wykazano oba te czynniki silnie wpływają na wartość kaloryczną gazu a więc i na uzyskiwaną moc na wale.

Proponowana instalacja kogeneracyjna jest, zdaniem autorów, optymalnym rozwiązaniem dla małej i średniej skali instalacji energetycznej, która może być przeznaczona do utylizacji odpadów. Układ kogeneracyjny oparty na silniku tłokowym zasilany gazem generatorowym, wymaga niższych, w porównaniu z innymi rozwiązaniami, nakładów inwestycyjnych oraz niższych kosztów eksploatacji. Instalacja taka pozwala również na stosunkowo wysoki stopień konwersji energii, bowiem sprawność tzw. uzysku energii elektrycznej z biomasy szacuje się na poziomie od 20 nawet do 26%.

### Podziękowania

Praca była realizowana w ramach Programu Strategicznego "Zaawansowane technologie pozyskiwania energii"; zadanie Badawcze nr 4 pt. "Opracowanie zintegrowanych technologii wytwarzania paliw i energii z biomasy, odpadów rolniczych i innych" realizowane ze środków NCBiR i ENERGA S.A.

### LITERATURA

- [1] BORECKI R., ELSNER W., WYSOCKI M., Sewage Sludge and Municipal Waste Pyrolytic Gasification used Decentralised Energy Systems, ECO-ENERGETICS - BIOGAS AND SYNGAS. TECHNOLOGIES, LEGAL FRAMEWORK, POLICY AND ECONOMICS IN BALTIC SEE REGION, BALTIC BIOGAS FORUM, 2011, Wyd. Wyższej Szkoły Administracji, Gdańsk 2011, (Editors: Adam Cenian, Janusz Golaszewski, Tadeusz Noch), 70 – 77.
- [2] BORECKI R., ELSNER W., Opracowanie założeń projektowych prototypowej instalacji układu zgazowania w zespole kogeneracyjnym przeznaczonej do zgazowania pirolitycznego odpadów komunalnych i ściekowych, Raport wew. nr E25/2010/1, 2010.
- [3] KNOEF H.A.M., Inventory of Biomass Gasifier Manufacturers and Installations. Final Report to European Commission, Contract DIS/1734/98-NL, in Biomass Technology Group B.V., University of Twente Enschede, Netherland, 2000.
- [4] KNOEF H., A., M., BTG Biomass Gasification, 2008.
- [5] PRINS M.J., PTASINSKI K.J., JANSSEN F.J., Thermodynamics of gas-char reactions: first and second law analysis, Chemical Engineering Science, 58, 2003, 1003-1011.
- [6] SIMTECH, PSE User Documentation, Version 4.0.
- [7] WERTHER J., OGADA T., Sewage sludge combustion, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 25, 1999, 55-116.



# **XXIV. MODELING OF VAPOR DIFFUSION DETERMINED BY COMBINED EVAPORATOR-ADSORBER FEEDBACK IN A SOLID SORPTION HEAT PUMP**

Bartosz Zajączkowski, Bogusław Białko

Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów, Wydział Mechaniczno-Energetyczny,  
Politechnika Wroclawska

Operation of the sorption system relies on the vapor diffusion between heat exchanger and adsorber. Both length and diameter of connecting pipes play important part in system performance. However, higher cooling power is only attainable for shorter cycle times. Researchers working on solid sorption know that narrow connections reduce system performance and introduce solutions that eliminate or at least limit that influence.

## **1. Introduction**

Diameter of connecting pipes is less important factor in systems where cycle time is long, such as solar sorption devices. They operate in intermittent day/night mode. Adsorption and desorption take hours, therefore narrow pipe connections between elements of the system yield small influence on its specific cooling power, i.e. vapor has more than enough time to travel between the heat exchanger (evaporator/condenser) and the adsorber.

Liu et al. proposed to avoid the problem altogether by encapsulating heat exchangers and adsorbers within a single vacuumed case that allows unconstrained vapor flows between components [4]. Although attractive, this solution offers a practical limit defined by size of the case.

In all the other cases connecting pipes might undermine efficiency increase efforts due to the optimization of main system components (e.g. adsorber or heat exchangers).

Since the pressure remains constant throughout half-cycle, the only mass flow is caused by the difference in density between evaporator and adsorber.

Densities are very small (specific volume of water vapor is large), therefore the only way to achieve necessary mass flows is properly design all the connections, i.e. use the largest possible tube diameter and the short possible length of the connection between evaporator and adsorber. Over dimensioning must be avoided because of unnecessary thermal mass that reduces efficiency of the system. During evaporation local concentration of vapor will increase. This will cause the mass flow through the pipe connecting evaporator and adsorber. The length and the diameter of connecting pipe then influence the total amount of vapor as well as the flow dynamics.

In this paper we numerically evaluate the tradeoff between those two parameters and observe how they influence the dynamics of adsorption cycle. The calculations are conducted for steady state case (with constant densities in evaporator and adsorber) and for dynamic case. In the latter, the vapor density in the adsorber is controlled by concentration of adsorbate on the adsorbent.

## 2. Modeling

The calculations are first made for simple tubing using base Fick's Law equation. Then, the complexity is increased by the introduction of sorption component and evaporation component, i.e. the sorption dynamics is involved using LDF model and the evaporation dynamics is approximated with linear function. LDF model for sorption is commonly accepted as a reasonably good approximation of the sorption curve and is used by many authors.

Our design use silica-gel/water working pair, because it allows regeneration temperatures below 100°C. Sorption capacity of silica-gel for water doubles the zeolites in such temperatures. Also, reliable data (sorption constant and activation energy) are available for silica-gel and water pair.

### 2.1. Steady state

Vapor particles obey the Fick's Law [1], which connects diffusive flux to the concentration. This relation is mathematically written in the terms of varying density:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -D \nabla^2 \rho. \quad (1)$$

$D$  is the diffusion coefficient, which is usually determined experimentally for any given pair of substances. Water vapor propagating through the air yields  $D = 2.4 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$  [1].

The aim of this calculation is to analyze limiting influence of the geometry of connecting constant diameter piping using one-dimensional flow model. The

connecting tube is defined by length  $L$  and cross section area  $A$ . The latter is used for calculation of the mass flow:

$$\frac{\partial m}{\partial t} = J \cdot A = -D \frac{\partial \rho}{\partial x} A. \quad (2)$$

If the state is steady, i.e. both the density in evaporator and the density in the adsorber remain constant, the mass flow is steady as well and can be calculated with following equation:

$$\dot{m} = -D \frac{\pi d}{L} (\rho_{ads} - \rho_{evap}). \quad (3)$$

Where  $\rho_{ads}$  and  $\rho_{evap}$  are the vapor densities in adsorber and evaporator (set as boundary conditions). The cross section has been substituted with more convenient diameter of the connecting tube  $d$ . The mass flow is linear function of density difference and the ratio between pipe's diameter and length.

## 2.2. Sorption dynamics

In the situation analyzed here, there is certain sorption dynamics observed in the bed. The change of concentration in time can be calculated. Intra-particle mass flow rates can be obtained by numerical integration with Fickian solid diffusion model in similar fashion as the vapor diffusion in connecting piping. However such calculations are numerically expensive. In result Linear Driving Force (LDF) proposed by Gluekauf. LDF model is an approximation of solid diffusion model. It directly returns the concentration of the adsorbate within the particle. Speed and accuracy of LDF model are the reasons of its wide application in numerical simulations of heat and mass transfer in adsorbent beds. The equation for LDF model is as follows:

$$\frac{\partial w}{\partial t} = \frac{15D_s}{R_p^2} (w_{eq} - w), \quad (4)$$

where  $R_p$  is the radius of silica-gel particle and  $D_s$  is the surface diffusivity of particles. Surface diffusivity can be calculated with Arrhenius equation:

$$D_s = D_{s0} \cdot \exp\left(\frac{-E_a}{RT_{ads}}\right). \quad (5)$$

For silica-gel-water working pair we follow Chua et al. [2], who introduced pre-exponential factor  $D_{s0} = 2.54 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ , activation energy of surface diffusion  $E_a = 4.2 \times 10^4 \text{ J/mol}$  and the radius of silica-gel particles  $R_p = 7.1 \times 10^{-4} \text{ m}$ .

Equilibrium uptake  $w_{eq}(T_{ads}, P_{ads})$  is calculated from adsorption equilibrium equation [3]:

$$w_{eq} = K_0^\infty \cdot \exp\left(\frac{\Delta H_{ads}}{RT_{ads}}\right) \cdot P_{ads} \cdot \quad (6)$$

Where  $\Delta H_{ads}$  is the isosteric heat of adsorption [kJ/kg] and  $K_0^\infty$  is a constant in adsorption isotherm equation. Ng et al. [3] experimentally obtained values of necessary constants for different types of silica gel. In simulations presented here, we assumed use of type 3A silica. Thus,  $K_0^\infty = 5.2 \times 10^{-12} \text{ Pa}^{-1}$  and  $\Delta H_{ads} = 2.38 \times 10^3 \text{ kJ/kg}$ .

### 3. Calculations

The results of numerical calculations have been produced with scripts written in Python using implicit time stepping.

#### 3.1. Steady state flow

Additional assumptions that has been implemented in numerical code are as follows:

- Both sorption and evaporation dynamics are not limiting factors. Density of the vapor in the evaporator is constant (first boundary condition). Also, the adsorbent is able to absorb incoming vapors immediately as they enter the adsorber, i.e. the density of the vapor inside of it also remains constant (second boundary condition).
- The connections are isolated stainless steel (304) tubes. Therefore, heat transfer between pipe wall and diffusing vapors are assumed negligible.

All the calculations were conducted for length between 0.05 m up to 0.5 m and three tube sizes that are used in our test setup: 8×1 mm, 14×1 mm, 22×1 mm. Here is the discussion of the results.

Running the simulation in different conditions allowed evaluation of the time necessary for the mass flow to stabilize itself. This value is independent of pipe diameter and relies only on diffusion conditions, i.e. pipe length and diffusion coefficient. Diffusion coefficient is constant for given working pair used in the system.

In Figure 2 we show dynamic stabilization of the mass flow calculated for three different pipe sizes. Assumed length of the connection is 0.3 m, which means that time of the flow stabilization is 3900 s (assuming second order accuracy). The mass flow rate is directly proportional to the diameter of the tube.



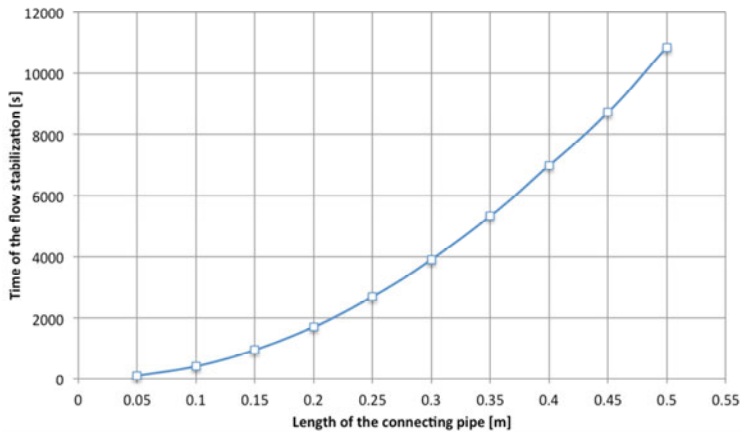


Fig. 1. Time required for the mass flow to stabilize itself, as a function of the connecting pipe's length

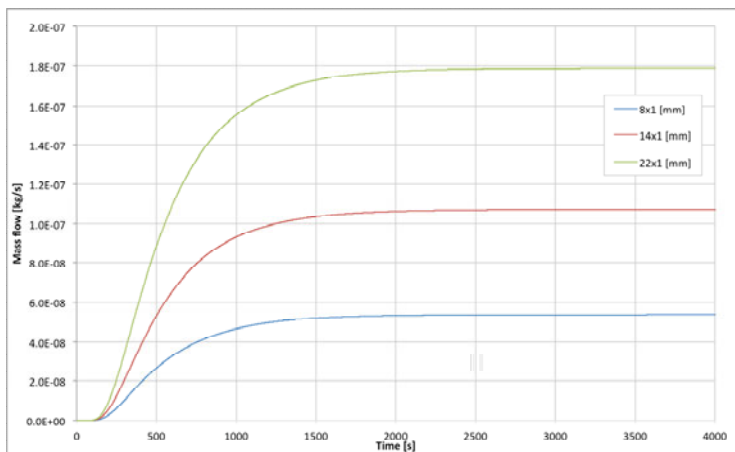


Fig. 2. Time of flow stabilization in 0.3 m long tube and different I.D.-s (6 mm, 12 mm and 20 mm) – steady state is achieved after about 3900 s

This means that in every cycle some time is required for the flow to reach the maximum value.

### 3.2. Adsorption dynamics

Typically, some delay is observed between the beginning of the evaporation and the moment when the first molecules of refrigerant enter adsorber.

Using the above equation it is possible to evaluate steady state mass flow as a function of pipe diameter and the length. Most of the relations is linear.

## 4. Conclusions

It is understood that both diameter and the length of connecting pipes will have impact on the dynamics of the process, as well as on the specific cooling power of the sorption device and on its efficiency. In many applications (e.g. solar) this impact is small when compared to other limiting factors such as sorption capacity of the adsorbent or the temperature of regeneration.

The study of mass flows between elements of the sorption systems allowed quantification of the influence of connections.

### REFERENCES

- [1] R.B. BIRD, W.E. STEWART, E.N. LIGHTFOOT, *Transport phenomena* 2nd ed., John Wiley & Sons, 2001, ISBN 0-471-07392-X.
- [2] H. CHUA, K. NG, W. WANG, C. YAP, X. WANG, Transient modeling of a two-bed silica gel water adsorption chiller, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (4) (2004) 659–669.
- [3] K. NG, H. CHUA, C. CHUNG, C. LOKE, T. KASHIWAGI, A. AKISAWA, B. SAHA, Experimental investigation of the silica gelwater adsorption isotherm characteristics, *Applied Thermal Engineering* 21 (16) (2001) 1631–1642.
- [4] LIU, Y., WANG, R., & XIA, Z.. Experimental study on a continuous adsorption water chiller with novel design. *International Journal of Refrigeration*, (2005), 28(2), 218–230. doi:10.1016/j.ijrefrig.2004.09.004.