

**Mirosław ŻUKOWSKI**

Politechnika Białostocka, Wydział Budownictwa i Inżynierii Środowiska,  
Katedra Ciepłownictwa, ul. Wiejska 45E, 15-351 Białystok  
E-mail: m.zukowski@pb.edu.pl

## **Symulacja numeryczna charakterystyki cieplnej i przepływowej rur o przekroju eliptycznym**

### 1 Wprowadzenie

Przewody o przekroju elipsy (rys. 1) są często stosowane w urządzeniach służących do wymiany ciepła. Mogą być elementami węzownicy kolektorów słonecznych, wszelkiego rodzaju rekuperatorów, kanałów wentylacyjnych lub wymienników w kotłach.

W rurze wraz ze wzrostem różnicy wartości między promieniem  $a$  i  $b$  następuje zwiększenie powierzchni omywanej przez płyn  $P_P$  (1), przy zachowaniu stałej wartości pola przekroju  $P_O$  (2). Jest to zjawisko korzystne z punktu wymiany ciepła, gdyż rośnie jej powierzchnia. Z drugiej zaś strony zwiększają się również opory przepływu. W pracy postanowiono opracować proste zależności, które pozwoliłyby ocenić, jak zmieniają się wyżej wymienione parametry wraz ze zmianą stosunku między wartościami promieni elipsy, zwanego dalej współczynnikiem kształtu  $w_K$ .



Rys. 1. Przewód eliptyczny

Fig. 1. Elliptical tube

$$P_P = \pi \left[ \frac{3}{2}(a+b) - \sqrt{ab} \right] l, \quad (1)$$

gdzie  $l$  jest długością rurociągu.

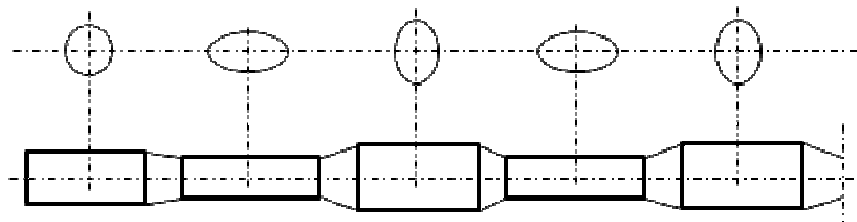
$$P_o = \pi ab. \quad (2)$$

W literaturze można znaleźć szereg prac badawczych związanych z przepływem płynu przez przewody elipsoidalne.

Huang i Ho [1] są autorami modelu matematycznego służącego do wyznaczania podstawowych parametrów dotyczących przepływu laminarnego w kanale o przekroju elipsy. Zastosowali oni metodę różnic skończonych. Siatka obliczeniowa bazowała na równomiernym podziale obszaru przepływu, co stanowiło duże uproszczenie. Wyniki analizy posłużyły do określenia wartości liczby Nusselta i współczynnika przejmowania ciepła przy przepływie w tego typu przewodzie.

Zjawiskiem spalania gazów w wymiennikach ciepła z kanałami przepływowymi w kształcie elipsy zajmowali się Harris i Goldschmidt. W pracy [2] zaprezentowali wyniki badań przepływu ciepła pomiędzy gorącymi gazami a środowiskiem zewnętrznym przy różnych stosunkach promieni elipsy:  $w_K=ab=1.9, 3.2$  i  $5$ . Okazało się, że współczynnik przejmowania ciepła był większy o około 10% przy  $w_K$  mniejszym od 3 w porównaniu do analogicznych warunków wymiany ciepła w przewodzie okrągłym.

Chen wraz z zespołem [3] wykonali badania przewodu o zmiennym przekroju, pokazanym na rysunku 2. Autorzy przeprowadzili symulacje numeryczne z wykorzystaniem modelu turbulencji Low-Reynolds Number  $\kappa$ - $\epsilon$ , wyniki których porównano z rezultatami eksperymentu. Jak okazało się, zmiana kształtu powodowała wzrost intensywności wymiany ciepła. Przy liczbie  $Re$  równej  $10^4$  liczba Nusselta wzrastała o 40% w porównaniu do wartości otrzymywanych przy przepływach przez przewód okrągły. Zaś czterokrotny wzrost liczby Reynoldsa powodował już dwukrotny wzrost liczba Nusselta.



Rys. 2. Rura o zmiennym przekroju stosowana w aplikacjach związanych z wymianą ciepła, opisana w pracy [3]

Fig. 2. Tube with variable cross-section used in heat exchange applications described in the work [3]

Maia i inni [4] badali zjawisko konwekcji wymuszonej zachodzącej przy przepływie laminarnym w wymiennikach ciepła wyposażonych w kanały o przekroju elipsy. Model obliczeniowy zastosowany przez autorów bazował na metodzie *Generalized Integral Transform Technique*. Wyniki obliczeń rozkładu temperatury i liczby Nusselta pokrywały się z danymi zawartymi w literaturze.

Bahrami wraz z zespołem [5] zajmował się badaniami charakterystyki przepływowej mikrokanalowych wymienników ciepła. Zbudowano model obliczeniowy pozwalający na określenie strat ciśnienia występujących przy przepływach przez różnego typu przewody, między innymi o przekroju elipsoidalnym. Porównanie wyników obliczeń z danymi literaturowymi wykazało maksymalnie 8% rozbieżności.

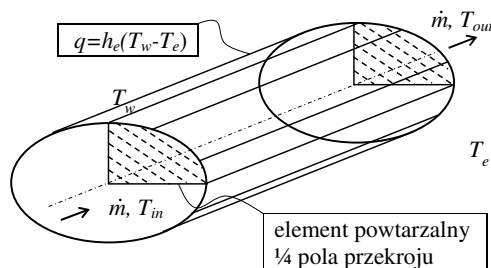
Rury o przekroju elipsy używane są między innymi do konstruowania paneli słonecznych. Przykład takiego rozwiązania można znaleźć w pracach Sivakumara i innych [6, 7]. Wykonali oni badania eksperymentalne i analizę teoretyczną kolektora słonecznego wyposażonego w elipsoidalne rurki ciepła. Rezultatem pracy było określenie optymalnego strumienia masy przepływającego czynnika roboczego oraz charakterystyki cieplnej urządzenia.

Zjawiskiem dyssypacji energii w wyniku tarcia lepkiego przy przepływie płynu nienewtonowskiego w kanałach eliptycznych, przy założeniu stałej temperatury ścianki, zajmowali się Ragueb i Mansouri [8]. Rozkład temperatury płynu został określony na podstawie obliczeń numerycznych przy użyciu metody *Alternating Direction Implicit*. W wyniku analizy zaprezentowano szereg korelacji służących do określenia zależności liczby Nusselta od parametrów kanału i warunków granicznych.

W żadnej z wyżej wymienionych prac nie zaprezentowano prostej zależności, która umożliwiłaby porównanie strat ciśnienia i ilości wymienianego ciepła między rurami mającymi tę samą powierzchnię, lecz inny współczynnik kształtu  $w_K$ .

## 2 Opis modelu CFD rury eliptycznej

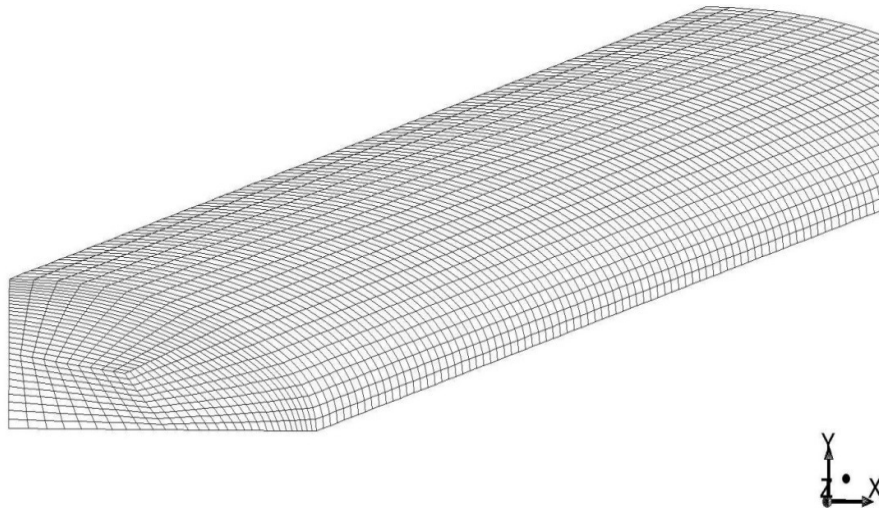
W celu określenia charakterystyki cieplno-przepływowej rury eliptycznej zastosowano symulacje komputerowe jako narzędzie badawcze. Sporządzono trójwymiarowy model (rys. 3) w środowisku oprogramowania Fluent (pakiet ANSYS Academic Research CFD Release Version 14.5).



Rys. 3. Szkic elementu powtarzalnego modelowanego obszaru przepływu rury

Fig. 3. Sketch of the repeating element of the modeled flow region of the pipe

Geometrię modeli oraz siatki obliczeniowe wygenerowano za pomocą preprocesora Academic GAMBIT v.2.4. Następnie w procesorze zastosowano odpowiednie jej pionowe i poziome skalowanie, aby uzyskać następujące wartości  $w_K$ : 1, 1.21, 1.44, 1.62, 1.96 i 2.56. Przykład zmodyfikowanej siatek prezentuje rys. 4. Analizowano przepływ turbulentny w szerokim zakresie liczby Reynoldsa, zmieniając ją od 3600 do 72000. Zastosowano tradycyjny model turbulencji  $k-\epsilon$ .



Rys. 4. Podział obszaru przepływu przy  $w_K=2.56$

Fig. 4. The division of flow domain at  $w_K=2.56$

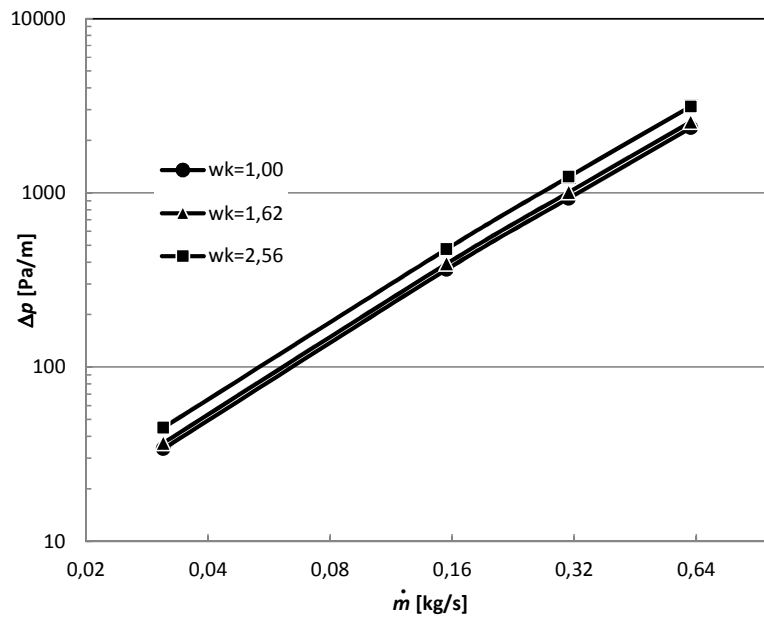
### 3 Omówienie wyników obliczeń

Symulacje numeryczne wykonano dla sześciu współczynników konfiguracji i czterech wartości liczby Reynoldsa: 3597, 17986, 35971 i 71942, które odpowiadały następującej średniej prędkości wody: 0.1, 0.5, 1 i 2m/s. W sumie otrzymano 24 warianty obliczeniowe.

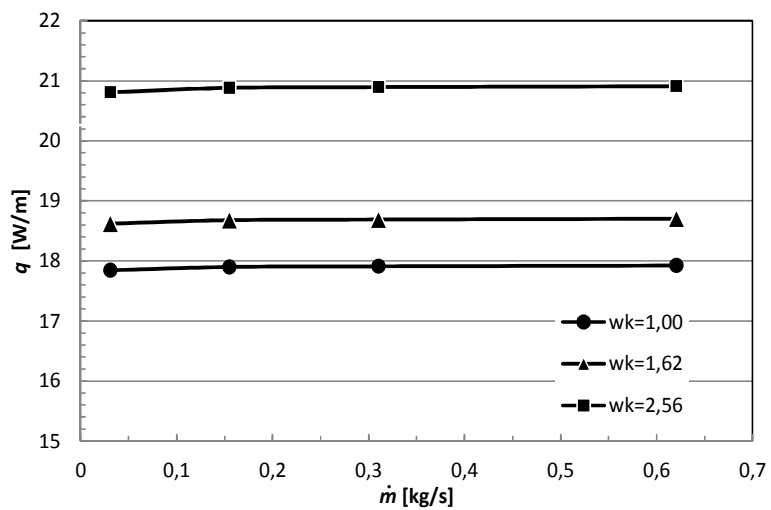
Wyniki analizy obliczeniowej zaprezentowano w formie wykresów. Na rysunku 5 przedstawiono zależność spadku ciśnienia na długości 1m rurociągu w funkcji strumienia masy wody dla trzech wybranych wartości  $w_K$ . Jak można zauważyć najmniejszymi oporami przepływu charakteryzuje się oczywiście przewód okrągły ( $w_K=1$ ). Jednak w przypadku rury najbardziej „spłaszczonej” ( $w_K=2.56$ ), spadek ciśnienia wzrasta już o ponad 30%. Wyniki te dotyczą tak zwanej rury gładkiej.

Straty ciepła rurociągu obliczono, zakładając temperaturę wody równą  $T_{in}$  50°C i grubość ścianki 0,002m oraz współczynnik przewodzenia materiału, z którego została wykonana, wynoszący 0.4W/(mK). Na zewnątrz rura była omywana powietrzem o temperaturze  $T_e$  równej 20°C, a współczynnik przejmowania ciepła  $h_e$  wynosił 10W/(m<sup>2</sup>K). W zakresie przepływu turbulentnego straty mocy cieplnej są praktycznie niezależne od wartości strumienia masy wody.

Jak można zaobserwować na rysunku 6, wraz ze zwiększeniem się współczynnika kształtu elipsy  $w_K$  następuje wzrost ilości wymienianego ciepła z otoczeniem. Jest to oczywiście niekorzystne, gdy rurociąg służy tylko do transportu czynnika; w przypadku projektowania wymienników ciepła zjawisko to jest jak najbardziej pożądane.



Rys. 5. Charakterystyki przepływowe analizowanych przewodów  
Fig. 5. Flow characteristics of the analyzed pipes



Rys. 6. Charakterystyki cieplne analizowanych przewodów  
Fig. 6. Thermal characteristics of the analyzed pipes

W celu zobrazowania ilościowego wpływu stopnia „spłaszczenia” przewodu okrągłego na charakterystykę cieplno-przepływową sporządzono wykres pokazany na rysunku 7, na którym  $\Delta e$  opisana jest zależnością (3) i (4):

$$\Delta e = \frac{\Delta p - \Delta p_{w_k=1}}{\Delta p_{w_k=1}} \cdot 100\% , \quad (3)$$

$$\Delta e = \frac{\Delta q - \Delta q_{w_k=1}}{\Delta q_{w_k=1}} \cdot 100\% , \quad (4)$$

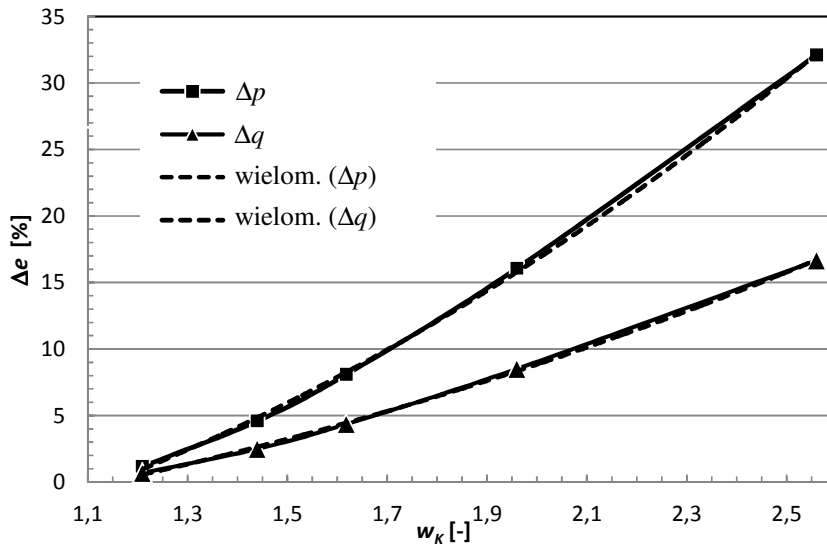
gdzie:  $\Delta p_{w_k=1}$ ,  $\Delta q_{w_k=1}$  są wartościami otrzymanymi dla przewodu okrągłego.

Obie funkcje można zaprosymować za pomocą poniższych wielomianów:

$$\Delta e(p) = 5.5834 w_k^2 + 2.0557 w_k - 9.6889 , \quad (5)$$

$$\Delta e(q) = 2.6093 w_k^2 + 2.108 w_k - 5.803 . \quad (6)$$

Współczynnik determinacji  $R^2$ , będący podstawową miarą jakości dopasowania modelu, w obu przypadkach jest równy 0.9996, co świadczy o bardzo silnej korelacji.



Rys. 7. Zależność strat ciśnienia i mocy cieplnej w zależności od współczynnika kształtu elipsy

Fig. 7. The dependence of pressure loss and heat power on the aspect ratio of the ellipse

#### 4 Podsumowanie

W artykule podjęto próbę oceny wpływu kształtu przewodu eliptycznego na właściwości cieplno-przepływowe rurociągu. Korzystając z symulacji numerycznych bazujących na algorytmach obliczeniowej mechaniki płynów, dokonano oszacowania jednostkowych strat ciśnienia i mocy cieplnej w zależności od wartości współczynnika kształtu przekroju rury  $w_K$  oraz strumienia masy. Na podstawie przeprowadzonej analizy można stwierdzić, że zmiana  $w_K$  w granicach od 1.21 do 2.56 powoduje wzrost:

- jednostkowych strat ciśnienia od 1.2% do 32.1%,
- jednostkowych strat mocy cieplnej od 0.7% do 16.7%

w porównaniu do rurociągu o przekroju okrągłym.

Zatem w przypadku obliczeń inżynierskich, gdy mamy do czynienia z deformacją kształtu przekroju rurociągu nie przekraczającą 1.4, można traktować go jako okrągły, gdyż błąd związany z wyznaczeniem spadku ciśnienia i strat ciepła nie przekroczy odpowiednio 4% i 2%. Jeżeli zaś chcemy uzyskać znaczący efekt intensyfikacji wymiany ciepła, to przewód eliptyczny powinien charakteryzować się współczynnikiem kształtu  $w_K$  co najmniej większym od 2.

#### Literatura

1. Huang Y.M., Ho C.H.: Study of the Fluid Flow in the Elliptical Duct by the Method of Characteristics. *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 115, No. 1, pp. 80-84, 1993
2. Harris D.K., Goldschmidt V.W.: Measurements of the overall heat transfer from combustion gases confined within elliptical tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 26, pp. 33-37, 2002
3. Wen-Lih Chen W.-L., Guo Z., Chen C.-K.: A numerical study on the flow over a novel tube for heat-transfer enhancement with a linear Eddy-viscosity model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 3431-3439, 2004
4. Maia C.R.M., Aparecido J.B., Milanez L.F.: Heat transfer in laminar flow of non-Newtonian fluids in ducts of elliptical section. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 45, 1066-1072, 2006
5. Bahrami M., Yovanovich M.M., Culham J.R.: A novel solution for pressure drop in singly connected microchannels of arbitrary cross-section. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 2492-2502, 2007
6. Sivakumar K., Krishna Mohan N., Sivaraman B.: Performance analysis of elliptical heat pipe solar collector. *Indian Journal of Science and Technology*, Vol. 4, No. 1, pp. 4-7, 2011
7. Sivakumar K., Krishna Mohan N., Sivaraman B.: Theoretical and Experimental Investigation of Elliptical Heat Pipe Flat Plate Solar Collector. *IACSIT International Journal of Engineering and Technology*, Vol. 4, No. 1, pp. 86-92, 2012
8. Ragueb H., Mansouri K.: A numerical study of viscous dissipation effect on non-Newtonian fluid flow inside elliptical duct. *Energy Conversion and Management*, Vol. 68, pp. 124-132, 2013

## Streszczenie

W artykule zaprezentowano charakterystykę cieplną i przepływową przewodów o przekroju elipsy. Jako narzędzie badawcze posłużyły symulacje numeryczne bazujące na algorytmach komputerowej mechaniki płynów. Obliczenia wykonano dla sześciu wartości stosunku promieni elipsy  $w_K$ : 1, 1.21, 1.44, 1.62, 1.96, i 2.56 oraz czterech wartości liczby Reynoldsa z przedziału od 3600 do 72000. Na podstawie przeprowadzonej analizy stwierdzono, że zmiana wartości  $w_K$ , w rozpatrywanych granicach, wpływa na wzrost jednostkowych strat ciśnienia od 1.2% do 32.1% oraz zwiększenie strat mocy cieplnej od 0.7% do 16.7% w porównaniu do rurociągu o przekroju kołowym o tej samej powierzchni.

**Słowa kluczowe:** rury elipsoidalne, komputerowa mechanika płynów, wymiana ciepła, straty ciśnienia

## Numerical simulation of thermal and flow performance of elliptical tubes

### Summary

This paper presents the thermal and flow characteristics of pipes with a cross-section of an ellipse. Numerical simulations based on algorithms of computational fluid dynamics were used as a research tool. The calculations were made for the six values of the ratio of the ellipse radius  $w_K$ : 1.0, 1.21, 1.44, 1.62, 1.96, and 2.56 and the four values of the Reynolds number range from 3600 to 72000. Based on the analysis it was found that change in the value  $w_K$ , in the analyzed limits, affects the increase in pressure loss from 1.2% to 32.1% and increase the heat loss from 0.7% to 16.7%, compared to the circular section tube of the same area.

**Keywords:** elliptical tubes, computational fluid dynamics, heat transfer, pressure loss

Artykuł napisano w ramach realizacji pracy statutowej Katedry Ciepłownictwa Politechniki Białostockiej S/WBIIS/4/2014.