

Tomasz MUSIAŁ, Magdalena PIASECKA

WYZNACZANIE NAPRĘŻEŃ CIEPLNYCH W PIERŚCIENIOWYM WYMIENNIKU CIEPŁA Z MINIPRZESTRZENIĄ

Streszczenie

W artykule omówiony został jednowymiarowy model wymiany ciepła w pierścieniowym wymienniku ciepła z mini przestrzenią pozwalający na wyznaczenie współczynnika przejmowania ciepła oraz model obliczeń naprężeń cieplnych występujących w analizowanym wymienniku. Modele przedstawione w artykule pozwalają na wyznaczenie parametrów fizycznych odpowiadających za efektywność pracy wymienników ciepła z mini przestrzeniami. Warunki brzegowe w przedstawianych modelach wyznaczone zostały na podstawie badań eksperymentalnych wykonanych na module testowym.

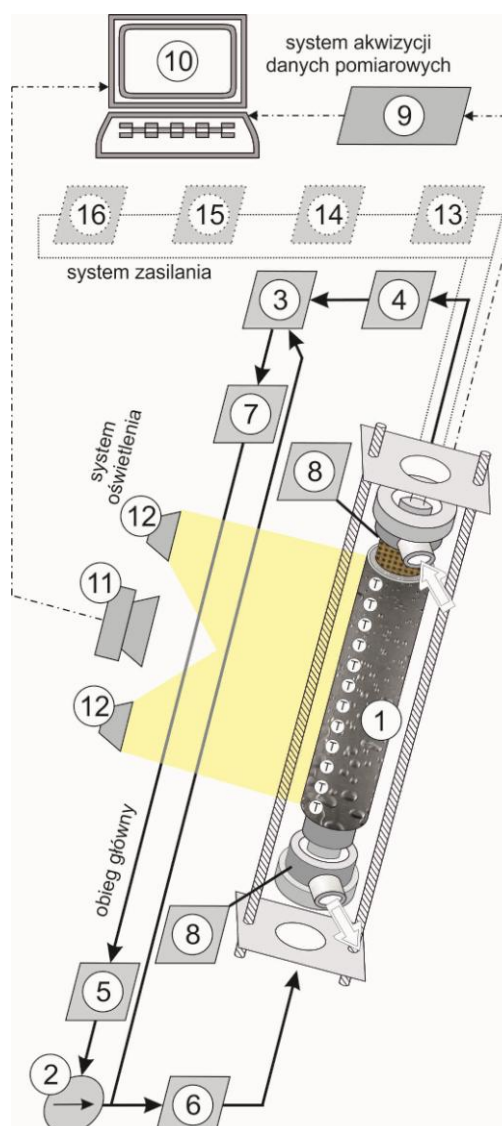
WSTĘP

W ostatnim czasie w światowej w literaturze światowej ukazało się wiele publikacji dotyczących wymiany ciepła przy wrzeniu w przepływie w wymiennikach ciepła z mini przestrzenią. Jednoczesne zastosowanie mini przestrzeni wraz z procesem wrzenia znacząco poprawia efektywność pracy wymienników ciepła dając szerokie potencjalne możliwości zastosowania w przemyśle. Wśród przykładowych badań opublikowanych w światowej literaturze wymienić można [1], gdzie przedstawiono zastosowanie wymienników ciepła z mini przestrzeniami do chłodzenia elektronicznych układów scalonych. W pracy [2] zbadano oraz przeanalizowano wymianę ciepła dla początkowych faz wrzenia, przyjaznych środowisku czynników roboczych w wymiennikach ciepła z mini przestrzeniami. W artykule [3] zaprezentowano badania współczynnika przejmowania ciepła podczas wymiany ciepła przy wrzeniu dla kanałów wymiennika ciepła o średnicach tradycyjnych oraz małych. W światowej literaturze brak jest wnikliwych badań dotyczących naprężeń cieplnych w wymiennikach ciepła z mini przestrzeniami. Znaleźć można natomiast artykuły z zakresu naprężeń cieplnych dla innych układów technicznych. W pracy [4] przeanalizowano naprężenia termiczne występujące w ogniwach paliwowych. W innym artykule [5] przedstawiono zagadnienie deformacji termicznych pod względem awaryjności dla rolki wykonanej ze stali nierdzewnej. W artykule [6] przedstawiono badania naprężeń cieplnych w zbiorniku ciśnieniowym w kontekście prawidłowego zaprojektowania takiego zbiornika. W pozycji [7] badacze przedstawili analizy zagadnienia optymalizacji rozruchu kotła grzewczego ze względu na naprężenia termiczne.

1. UKŁAD POMIAROWY

1.1. Stanowisko pomiarowe

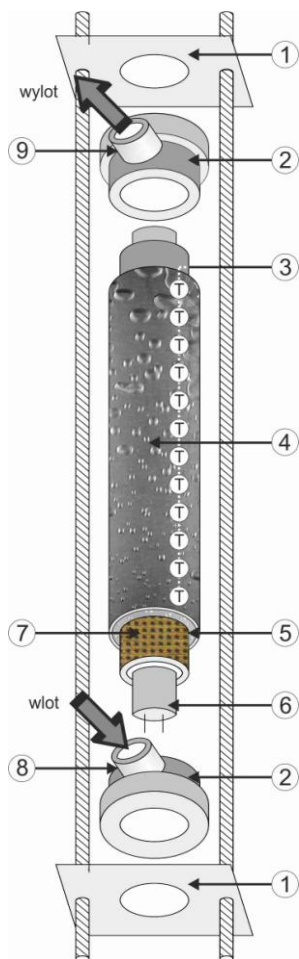
Stanowisko pomiarowe składa się z kilku elementów: obiegu pomiarowego w którym krąży czynnik roboczy FC-72, stacji akwizycji danych, systemy kontroli oraz systemu oświetleniowego. W skład obiegu pomiarowego wchodzi: pompa przepływowa, wymiennik ciepła, regulator ciśnienia, rotametry, filtr oraz odpowietrznik. Zapis obrazu wykonywany jest przy użyciu dwóch kamer: kamery cyfrowej oraz kamery termowizyjnej. Natomiast dane pomiarowe przetwarzane oraz zapisywane są przy użyciu stacji akwizycji danych, komputera PC, specjalistycznego oprogramowania oraz systemu oświetlenia.



Rys. 1. Schemat układu pomiarowego: 1- moduł testowy z mini przestrzenią, 2- pompa przepływowa, 3- regulator ciśnienia, 4- rurowy wymiennik ciepła, 5-filtr, 6-rotametr, 7- odpowietrznik, 8 przetwornik ciśnienia, 9- stacja akwizycji danych, 10- komputer, 11- kamera cyfrowa, 12-reflektory halogenowe, 13- bocznic, 14- źródło prądu elektrycznego, 15- woltomierz, 16- amperomierz

1.2. Pierścieniowy moduł testowy z mini przestrzenią.

W pierścieniowym module pomiarowym z mini przestrzenią o grubości 1-2 mm zlokalizowaną pomiędzy rurą metalową z powierzchnią rozwiniętą a zewnętrzną obudową wykonaną ze szkła. W środku rury metalowej zamontowana jest grzałka patronowa zasilana prądem elektrycznym stanowiąca źródło ciepła w układzie pomiarowym. Przestrzeń pomiędzy grzałką patronową a metalową rurą wypełniona jest pastą termoprzewodzącą, a na zewnętrznej powierzchni grzałki patronowej zainstalowane jest kilkanaście termopar współpracujących ze stacją akwizycji danych pomiarowych, co umożliwia zapis pomiaru temperatury na komputerze PC. Na wlocie oraz na wylocie z mini przestrzenią zainstalowane są przetworniki ciśnienia oraz termopary mierzące temperaturę i ciśnienie czynnika roboczego krążącego w układzie pomiarowym.



Rys. 2. Pierścieniowy moduł testowy z mini przestrzenią: 1- uchwyty mocujące, 2 - korpus modułu, 3 - termopary zlokalizowane pomiędzy grzałką patronową oraz metalową rurą w warstwie pasty termoprzewodzącej, 4 - rura szklana umożliwiająca obserwację struktur przepływu, 5 - mini przestrzeń pierścieniowa, 6 - grzałka patronowa, 7- rura metalowa o zewnętrznej powierzchni rozwiniętej, 8 - wlot czynnika roboczego, 9 - wylot czynnika roboczego.

2. MODEL MATEMATYCZNY

W opracowanych modelach matematycznych (rys 3) założono, że w warunki fizyczne w module pomiarowym mają charakter stanu ustalonego, a przepływ cieczy jest laminarny ($Re < 2100$). W zaproponowanych podejściach uwzględniono dwa wymiary: wymiar y równoległy do kierunku przepływu cieczy oraz prostopadły do niego wymiar r odnoszący się do szerokości kolejnych elementów modułu

pomiarowego. Modele rozpatrywane w artykule mają charakter jednowymiarowy w związku z czym obliczenia wykonywane są dla pewnego przekroju wzdłuż osi y . Rozkład temperatury elementów modułu zależy jedynie od zmiennych r i y , (jest osiowo-symetryczny). W modelu rozkład temperatury czynnika chłodniczego uzależniono od rodzaju przepływu. Założono dwa różne sposoby obliczeń temperatury czynnika chłodniczego, gdy w szczelinie pierścieniowej przeważa obszar konwekcji jednofazowej, zakończonej inicjacją wrzenia, a inaczej w przypadku, gdy występuje przepływ dwufazowym z rozwiniętym wrzeniem pęcherzykowym lub pęcherzykowo – korkowym. Pierwszy rodzaj przepływu ma charakter przepływu jednofazowego z inicjacją wrzenia, zaś drugi przepływ ma charakter dwufazowy. Dla obu typów przepływów założono, że:

- przepływ cieczy w minikanale jest laminarny i stacjonarny o stałej gęstości strumienia masy,
- temperatura cieczy na wlocie $T_{F,in}$ temperatura na wylocie z minikanalu jest znana.

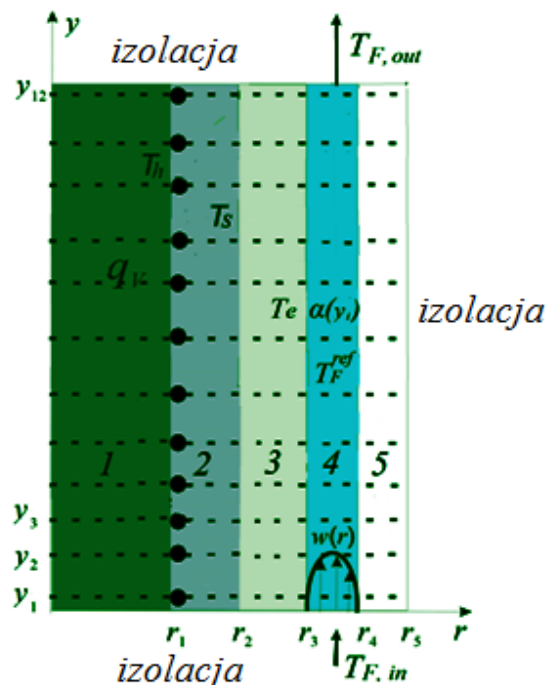
Odczyt temperatury na powierzchni grzałki patronowej możliwy jest dzięki zamontowanym termoparom pozwalającą na uzyskanie M odczytów: y_1, y_2, \dots, y_M .

2.1. Jednowymiarowy model wymiany ciepła

W modelu jednowymiarowym przewodzenia ciepła dla każdego przekroju ($y_i = constans$) zakładamy, że temperatura grzałki T_h spełnia równanie Poissona w postaci równania 1:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT_h}{dr} \right) = - \frac{q_v}{\lambda_h} \quad (1)$$

gdzie q_v - objętościowy strumień ciepła generowany w grzałce, λ_h - współczynnik przewodzenia ciepła grzałki.



Rys. 3. Schemat modułu pomiarowego obrazujący założenia przyjęte do metod obliczeniowych

Równanie (1) rozwiązano przyjmując założenia:

- temperatura grzałki w każdym punkcie walca jest skończona (również w jego środku, gdy $r=0$).
- Dla $r=r_1$ w każdym punkcie y_1, y_2, \dots, y_M spełniony jest warunek

$$\frac{1}{2} r_1 q_V = \lambda_h \frac{\partial T_h(r_1, y_i)}{\partial r} = \lambda_s \frac{\partial T_s(r_1, y_i)}{\partial r} \quad (2)$$

Przyjmując dla $r=r_1$ równość temperatury grejnika T_h oraz warstwy termoprzewodzącej T_s i uwzględniając, że szerokość elementów w module pomiarowym jest niewielka możemy zapisać

$$\frac{\partial T_s(r_1, y_i)}{\partial r} \approx \frac{T_{s,i} - T_h(r_1, y_i)}{r_2 - r_1} \quad (3)$$

gdzie: $T_{s,i} = T_s(r_2, y_i)$ są pomiarami temperatury otrzymanymi za pomocą termopar w punktach (r_2, y_i) , rys.3.

Wyliczając z (3) i (4) temperaturę $T_h(r_1, y_i)$ rozwiązanie równania (2) można przedstawić w postaci

$$T_h(r, y_i) = T_{s,i} - q_V \left(\frac{r^2 - r_1^2}{4\lambda_h} + \frac{(r_2 - r_1)r_1}{2\lambda_s} \right) \quad (4)$$

Zakładając równość odpowiednich temperatur i strumieni ciepła na brzegach $r = r_2$ oraz $r = r_3$, rys. 3, w każdym punkcie pomiarowym y_1, y_2, \dots, y_M mamy

$$T_e(r_3, y_i) = T_{s,i} + \frac{q_V r_1^2 (r_3 - r_2)}{2r_2 \lambda_e} \quad (5a)$$

$$\lambda_F \frac{\partial T_F(r_3, y_i)}{\partial r} = \frac{q_V r_1^2}{2r_3} \quad (5b)$$

Stąd z warunku brzegowego Robina, otrzymujemy wzór na lokalne wartości współczynnika przejmowania ciepła w punktach y_1, y_2, \dots, y_M na styku powierzchnia rozwinęta-ciecz

$$\alpha(y_i) = \alpha_i = \frac{r_1^2}{2r_3} \frac{q_V}{T_{s,i} + \frac{q_V r_1^2 (r_3 - r_2)}{2r_2 \lambda_e} - T_F^{ref}} \quad (6)$$

W równaniu (6) temperaturę odniesienia T_F^{ref} wlicza się w zależności od rodzaju przepływu:

- dla przepływów jednofazowych temperatura cieczy T_F^{ref} zmienia się w minikanale liniowo: od temperatury wejścia $T_{F,in}$ do temperatury wyjścia $T_{F,out}$. Obie te temperatury są znane z pomiarów;
- dla przepływów dwufazowych przyjmujemy, że

$$T_F^{ref} = \begin{cases} T_F & \text{if } T_{sat} > T_F \\ T_{sat} & \text{if } T_{sat} \leq T_F \end{cases} \quad (7)$$

Temperaturę na powierzchni rury metalowe można obliczyć z poniższej zależności:

$$T_e = \frac{q_w}{\alpha(y_i)} + T_F^{ref} \quad (8)$$

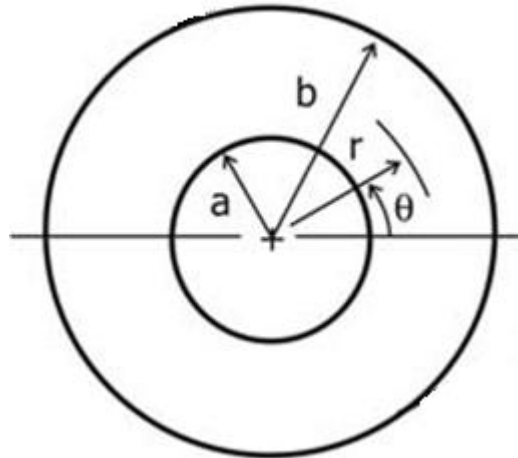
gdzie: T_e temperatura na powierzchni grzejnej, q_w powierzchniowy strumień ciepła.

2.2. Jednowymiarowy model naprężeń cieplnych

W celu obliczenia naprężeń cieplnych w modelu jednowymiarowym należy rozwiązać poniższe równanie różniczkowe:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0 \quad (9)$$

gdzie: σ_r oznaczają naprężenia obwodowe, natomiast σ_θ oznaczają naprężenia poprzeczne.



Rys. 4. Schemat rury pierścieniowej, w której powstają naprężenia. Równania odkształceń w zależności od naprężeń przedstawiają zależności (10), (12). Rozwiązaniem ogólnym równania (9) jest (14) i (15) [8]:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} (\sigma_r - \nu \sigma_\theta) + a\theta(r) \quad (10)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E} (\sigma_\theta - \nu \sigma_r) + a\theta(r) \quad (11)$$

$$\theta(r) = T(r) - T_0 \quad (12)$$

$$T(r) = T_e - \frac{T_e - T_s}{\ln \frac{r_3}{r_2}} \ln \frac{r}{r_2} \quad (13)$$

gdzie: ε_r - odkształcenie obwodowe, ε_θ - odkształcenie poprzeczne, E - moduł Younga, ν - współczynnik Poissona, a - współczynnik rozszerzalności liniowej, $\theta(r)$ - różnica temperatury, $T(r)$ - temperatura w dowolnym przekroju rury metalowej określona z wzoru 13, T_0 - temperatura wewnętrznej powierzchni rury metalowej.

$$\sigma_r = -\frac{Ea}{r^2} \int_a^r \theta dr + \frac{EC_1}{1-\nu} - \frac{EC_2}{(1+\nu)r^2} \quad (14)$$

$$\sigma_\theta = \frac{Ea}{r^2} \int_a^r \theta dr + Ea\theta + \frac{EC_1}{1-\nu} + \frac{EC_2}{(1+\nu)r^2} \quad (15)$$

Wprowadzając warunek brzegowy $\sigma_r = 0$ dla $r = a$ oraz $r = b$ równania szczególne naprężeń termicznych (16) oraz (17) w metalowej rurze z powierzchnią rozwiniętą:

$$\sigma_r = -\frac{Ea}{r^2} \int_a^r \theta dr + \frac{Ea}{(b^2 - a^2)} \left(1 - \frac{a^2}{r^2} \right) \int_a^b \theta dr \quad (16)$$

$$\sigma_\theta = \frac{Ea}{r^2} \int_a^r \theta dr - Ea\theta + \frac{Ea}{(b^2 - a^2)} \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) \int_a^b \theta dr \quad (17)$$

WNIOSKI

W pracy przedstawiono spójną koncepcję modelu matematycznego opisującego zjawiska przewodzenia ciepła zachodzące w mini przestrzeniach [9] pierścieniowych oraz naprężeń termicznych na ich powierzchniach. Przedstawione modele przewodzenia ciepła odznaczają się prostotą, co stanowi ich podstawową zaletę. Opracowane i zweryfikowane analogiczne modele matematyczne dotyczące wymiany ciepła w prostokątnych minikanalach dały wyniki zgodne z fizyką zagadnienia. W prezentowanych modelach uwzględnione są dwa parametry wyznaczane eksperymentalnie: rozkład temperatury powierzchni warstwy wypełniającej termoprzewodzącej oraz stopień zapelnienia. Równania naprężeń pozwalają na określenie stopnia odkształceń powierzchni pierścieniowej wymiennika ciepła a tym samym określenie potencjalnej deformacji minikanalu, które mogą powodować jego lokalne przewężenia.

BIBLIOGRAFIA

1. Campbell L. A., Kandlikar S. G., Experimental study of heat transfer, pressure drop, and dryout for flow boiling of water in an oil heated minichannel, Second International Conference on Microchannels and Minichannels, Rochester, 2004
2. Bohdal T., Początek wrzenia w przepływie proekologicznych czynników chłodniczych, Rocznik Ochrony Środowiska, nr 2, 2000
3. Mikielwicz D., Mikielwicz J., Tesmar J., Improved semi-empirical method for determination of heat transfer coefficient in flow boiling in conventional and small diameter tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer, nr 50, 2007
4. Fan P., Zeng Y., Zhang Y., Li G.: Numerical study on thermal stresses of a planar solid oxide fuel cell, International Journal of Thermal Sciences, nr 77, 2014
5. Ariza E.A., Tschiptschin A.P., Azevedo C.R.F.: Failure analysis of a martensitic stainless steel (CA-15M) roll manufactured by centrifugal casting. Part II: Thermal stress analysis by FEA, Engineering Failure Analysis, nr 48, 2015
6. Ahmed M., Khan R., Badshah S., Jan S.: Finite element investigation of geometry effect on pressure vessel under combined structural and thermal loads, International Journal of Engineering and Advanced Technology, nr 4, 2014
7. Taler J., Dzierwa P., Taler D., Harchut P.: Optimization of the boiler start-up taking into account thermal stresses, Energy, 2015
8. Hetnarski R.B., Eslami M.R.: Thermal Stresses – Advanced Theory and Applications, Springer, 2009
9. Hożejowska S., Piasecka M., Musiał T., Heat transfer coefficient for flow boiling in an annular mini gap, Proc. of Experimental Fluid Mechanics, 2015

THERMAL STRESS IN ANNULAR HEAT EXCHANGER WITH MINI GAP

Abstract

Paper discussed a one-dimensional model of heat transfer in an annular heat exchanger with mini gap which helps to determine the heat transfer coefficient and model of thermal stress determination in analyzed heat exchanger. The models presented in this paper allow to determine physical parameters responsible for the efficiency of heat transfer in the exchanger. Boundary conditions in the models have been determined in experimental tests.

Autorzy:

mgr inż. **Tomasz Musiał** – Politechnika Świętokrzyska w Kielcach,
dr hab. inż. **Magdalena Piasecka** – Politechnika Świętokrzyska w Kielcach.