

**Marcin KRUZEL, Krzysztof DUTKOWSKI**POLITECHNIKA KOSZALIŃSKA, WYDZIAŁ MECHANICZNY, KATEDRA TECHNIKI CIEPLNEJ I CHŁODNICTWA  
ul. Raclawicka 15-17, 75-620 Koszalin**Pomiar współczynnika przejmowania ciepła w warunkach odparowania rozprężnego czynnika chłodniczego****Mgr Marcin KRUZEL**

Absolwent Instytutu Ekonomii i Zarządzania Politechniki Koszalińskiej (2008 r.). Do roku 2010 pracownik naukowo - dydaktycznym Instytutu Ekonomii i Zarządzania. Obecnie doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Koszalińskiej. W swoich pracach zajmuje się chłodnictwem oraz ekonomicznymi i technicznymi aspektami wykorzystywania odnawialnych źródeł energii.



e-mail: marcinkruzel@gmail.com

**Dr hab. inż. Krzysztof DUTKOWSKI**

Absolwent Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej (1995 r.). W 2011 roku uzyskał stopień doktora habilitowanego nauk technicznych w dyscyplinie Budowa i Eksploatacja Maszyn na Wydziale Mechanicznym Politechniki Koszalińskiej. Zatrudniony na stanowisku profesora nadzwyczajnego w Katedrze Techniki Ciepłej i Chłodnictwa. Zajmuje się badaniami oporów przepływu, wymianą ciepła podczas przemian fazowych czynników chłodniczych w przepływie w minikanalach.



e-mail: krzysztof.dutkowski@tu.koszalin.pl

**Streszczenie**

W artykule przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych lokalnego współczynnika przejmowania ciepła. Wymiana ciepła odbywała się między ogrzewaną ścianką kanału a przepływającym wewnątrz czynnikiem chłodniczym (R134a i R404A). Wykorzystano 12, wykonanych ze stali nierdzewnej, rurek o średnicy wewnętrznej w zakresie  $d_w = 0,64 \div 2,30$  mm. Rurki tej średnicy, tzw. minikanaly wykorzystuje się do budowy miniaturowych wymienników ciepła. Badania przeprowadzone w zakresie gęstości strumienia masy ( $w_p$ ) =  $350 \div 1400$  kg/(m<sup>2</sup>s) i gęstości strumienia ciepła dochodzącej do  $q = 90$  kW/m<sup>2</sup> pozwoliły zaobserwować występowanie, nie obserwowanego w kanałach konwencjonalnych, zjawiska flashingu. Wykazano, że w strefie objętej występowaniem zjawiska flashingu warunki wymiany ciepła pogarszają się, a wartość lokalnego współczynnika przejmowania ciepła w tej strefie może spaść nawet o 50%.

**Słowa kluczowe:** badania eksperymentalne, współczynnik przejmowania ciepła, minikanaly, odparowanie rozprężne.

**Measurement of the heat transfer coefficient during a refrigerant flashing flow****Abstract**

The paper presents the results of experimental investigations on the heat transfer coefficient. The heat was transferred between the heated channel wall and the refrigerant flowing inside the channel. Refrigerants R134a and R404A were used as a working fluid. During the experiments 12 tubes were used. The tubes were made of stainless steel and their inner diameter was: 0.45, 0.55, 0.80, 1.10, 1.15, 1.30, 1.35, 1.40, 1.60, 1.68, 1.94 and 2.30 mm. Channels with the above mentioned diameters are called minichannels and they are used to build miniaturized heat exchangers. The study was conducted in six series in which the mass flux density was changed (Table 1). During each series the heat flux density was stepwise increased and then decreased. Its maximum value was  $q = 90$  kW/m<sup>2</sup>. This allowed obtaining the forced convection heat transfer or boiling phenomenon. In some cases, it was noted that the flashing phenomenon occurred. This phenomenon occurred when the local pressure was lower than the saturation pressure (at a given temperature). It revealed the evaporation of a liquid, not by applying heat from the wall, but by using the latent heat (heat of evaporation) [4, 5]. Reduction in the local pressure below the saturation pressure was common in minichannels. The reason is large pressure drops which occur in tubes of such small diameters. The flashing phenomenon was not observed inside conventional channels. The results of this study showed that in the zone of its occurrence the value of the local transfer coefficient decreased significantly (Figures 5 ÷ 8). During the experimental investigations the value of the local heat transfer coefficient decreased to 50%. From the conducted research it follows that the existence of the flashing phenomena in heat exchangers is harmful.

**Keywords:** experimental investigations, heat transfer coefficient, minichannels, flashing.

**1. Wstęp**

Pod pojęciem „odparowanie rozprężne” (ang.: flashing) należy rozumieć zjawisko obserwowane w cieczy wtedy, gdy jej ciśnienie nagle zmniejszy się i osiągnie wartość niższą od ciśnienia nasycenia w danej temperaturze. Ciecz będąca początkowo w stanie równowagi termodynamicznej przechodzi w stan cieczy przegrzanej i wewnątrz cieczy zaczyna się proces intensywnego parowania (wrzenia).

Przykładami przemysłowego zastosowania zjawiska flashingu są: procesy odsalania wody morskiej (w celu produkcji wody pitnej), procesy suszenia, sterylizacja przyrządów chirurgicznych. Zjawisko flashingu może mieć miejsce, jako zjawisko niepożądane, np. w elektrowniach jądrowych. W momencie awarii systemu chłodzenia rdzenia reaktora, czynnik chłodzący o wysokim ciśnieniu wydostaje się do otoczenia. Wówczas następuje jego gwałtowne odparowanie. Jest to proces zachodzący bardzo intensywnie, który jest opisywany w literaturze, jako „eksplozja czynnika chłodzącego” [1].

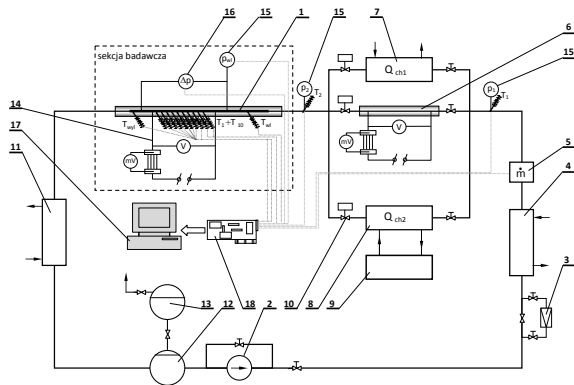
Ze względu na nagły proces przemiany fazowej, zjawisko odparowania rozprężnego powoduje nagłą zmianę temperatury cieczy. Dzieje się tak, ponieważ powstające pęcherzyki parowe stanowią upusty ciepła (do procesu parowania niezbędne jest ciepło, które pobierane z najbliższego otoczenia powoduje jego ochłodzenie). W efekcie temperatura cieczy zaczyna się obniżać. Ta zdolność do szybkiego chłodzenia jest praktycznie wykorzystywana w niektórych procesach występujących podczas lotów kosmicznych, w tym do chłodzenia gorących części wahadłowca przez rozpylanie wody w warunkach niskiego ciśnienia [2, 3].

Miniaturyzacja w urządzeniach wymiany ciepła sprawia, że średnice rurek stosowanych do budowy wymienników są rzędu dziesiątek lub setek mikrometrów. Przepływowi cieczy przez takie kanały (minikanaly) towarzyszy znaczny spadek ciśnienia na trasie. Może się okazać, iż ciśnienie w przewodzie obniży się lokalnie poniżej wartości ciśnienia nasycenia. Wówczas od tego przekroju rozpocznie się proces odparowania – tzw. odparowania rozprężnego. Jeżeli proces odparowania rozprężnego będzie miał miejsce w skraplaczu, wówczas może okazać się, że proces skraplania jest niemożliwy do zrealizowania, gdyż skroplona ciecz ulega odparowaniu rozprężnemu w dalszej części minikanalu. Może się zdarzyć, że proces odparowania rozprężnego będzie zachodził w minikanalach parownika. Wówczas proces odparowania będzie napędzany, nie jak to zakładano, ciepłem z najbliższego otoczenia (np. ciepłem procesora), lecz tzw. ciepłem utajonym – ciepłem przemiany fazowej (ciepłem parowania) [4, 5].

W artykule przedstawiono wyniki badań własnych, których celem było określenie wpływu zjawiska odparowania rozprężnego na intensywność procesu wymiany ciepła (współczynnik przejmowania ciepła). Jako cieczy roboczej użyto czynników chłodniczych: R134a i R404A.

## 2. Stanowisko badawcze

Na rys. 1 przedstawiono schemat stanowiska badawczego. Ciecz czynnika chłodniczego zasysana przez pompę 2 ze zbiornika 12 przepływała przez filtr 3 oraz wstępną chłodnicę czynnika 4. Na wypływie cieczy z chłodnicy zainstalowano przepływomierz elektroniczny 5 (typu Coriolisa) pozwalający na pomiar natężenia przepływu czynnika chłodniczego. Ciekły czynnik chłodniczy doprowadzany był następnie do zespołu wymienników ciepła, które oznaczono na rys. 1 symbolami 6, 7 i 8. Możliwość alternatywnego wykorzystania tych wymienników pozwalała uzyskać odpowiedni stan czynnika chłodniczego na dopływie do sekcji badawczej. Mierzono parametry termiczne czynnika chłodniczego (ciśnienie i temperaturę) na dopływie ( $p_1$ ,  $T_1$ ) do zespołu wymienników ciepła oraz na wypływie ( $p_2$ ,  $T_2$ ).



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego: 1 – minikanal, 2 – pompa czynnika chłodniczego, 3 – filtr, 4 – wstępna chłodnica czynnika, 5 – przepływomierz, 6 – elektryczny podgrzewacz, 7 – chłodnica nr 1 (chłodzenie wodą), 8 – chłodnica nr 2 (chłodzenie dodatkowym czynnikiem chłodniczym), 9 – pomocniczy układ chłodniczy, 10 – zawory elektromagnetyczne, 11 – skraplacz, 12 – zbiornik cieczy czynnika, 13 – uzupełniający zbiornik czynnika, 14 – układ ogrzewania elektrycznego, 15 – czujnik ciśnienia, 16 – czujnik różnicy ciśnienia, 17 – komputer, 18 – system akwizycji danych

Fig. 1. Schematic diagram of the experimental set-up: 1 – minichannel, 2 – pump, 3 – filter, 4 – pre-cooler, 5 – flow-meter, 6 – electric heater, 7 – cooler no. 1 (cooling by tap water), 8 – cooler no. 2 (cooling by additional refrigerating system), 9 – additional refrigerating system, 10 – electromagnetic valves, 11 – condenser, 12 – liquid tank, 13 – additional tank, 14 – electric heating system of the test section, 15 – pressure sensors, 16 – difference pressure sensor, 17 – computer, 18 – data acquisition system

Czynnik chłodniczy o odpowiednich parametrach uzyskiwanych na wypływie z zespołu wymienników ciepła (6, 7, 8) kierowany był do odcinka pomiarowego minikanalu rurowego 1. Mierzono ciśnienie  $p_{wl}$  czynnika w minirurce w przekroju wlotowym odcinka pomiarowego, spadek ciśnienia  $\Delta p$  na długości odcinka testowego, rozkład temperatury ścianki minikanalu na długości odcinka, temperaturę czynnika na wlocie  $T_{wl}$  i na wypływie z tego odcinka  $T_{wyl}$  oraz doprowadzaną moc elektryczną  $P_{el}$ .

Para czynnika chłodniczego opuszczająca odcinek pomiarowy 1 była doprowadzana do skraplacza 11 chłodzonego wodą, a skropliny czynnika odprowadzono do zbiornika 12 połączonego ze zbiornikiem uzupełniającym 13.

Wszystkie sygnały napięciowe wielkości mierzonych doprowadzono do systemu akwizycji danych 18 współpracującego z komputerem 17.

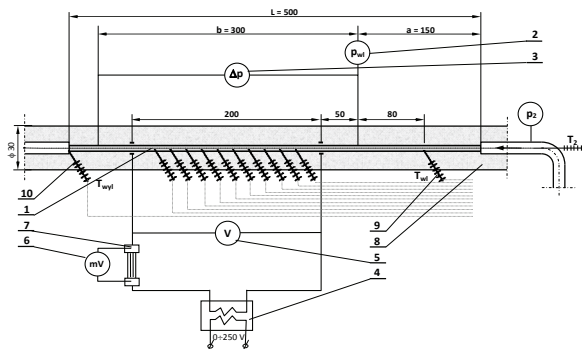
Podstawowym elementem stanowiska badawczego był odcinek pomiarowy 1 zawierający minikanal rurowy. W badaniach eksperymentalnych zastosowano, wykonane ze stali nierdzewnej, minikanaly rurowe o średnicy wewnętrznej  $d_w = 0,45 \div 2,30$  mm i całkowitej długości  $L = 500$  mm. Minikanal podzielono na trzy strefy: stabilizacyjną ( $a = 150$  mm), właściwy odcinek pomiarowy ( $b = 300$  mm) i odcinek odpływowy ( $c = 50$  mm). Na rysunku 2 pokazano schemat włączenia odcinka pomiarowego do instalacji badawczej.

Ze schematu przedstawionego na rys. 2 wynika, że właściwy odcinek pomiarowy ( $b$ ) ogrzewano elektrycznie na długości 200 mm. Odcinek pomiarowy włączony był w obwód elektryczny.

Wskutek przepływu prądu następowało w nim wydzielanie ciepła Joule'a. Na odcinku tym zainstalowano 10 czujników termometrów termoelektrycznych typu K rozmieszczonych równomiernie w przekrojach oddalonych od siebie o 18,2 mm. Za pomocą tych czujników mierzoną temperaturę powierzchni ścianki zewnętrznej minikanalu. Przed montażem czujników sporządzono ich indywidualne, eksperymentalne charakterystyki termoelektryczne, względem termometru rtęciowego o działce elementarnej  $0,1^\circ\text{C}$ .

Ciśnienie czynnika chłodniczego na dopływie do odcinka pomiarowego mierzono piezorezystancyjnym czujnikiem z przetwornikiem. Czujnik ten miał podstawowy zakres pomiarowy  $0 \div 4$  MPa a niepewność pomiaru wynikała z jego klasy (0,075% max. wskazania). Spadek ciśnienia czynnika chłodniczego na długości 300 mm odcinka minikanalu mierzono czujnikiem różnicy ciśnienia z przetwornikiem o zakresie  $0 \div 1,6$  MPa (niepewność pomiaru - 0,075% max. wskazania przyrządu).

Odcinek pomiarowy oraz kanały rurowe do- i odprowadzające czynnik chłodniczy pokryto izolacją silikonową o średnicy zewnętrznej  $\phi 36$  mm.



Rys. 2. Schemat ideowy odcinka pomiarowego: 1 – minikanal rurowy, 2 – czujnik ciśnienia, 3 – czujnik różnicy ciśnienia, 4 – transformator wysokoprądowy, 5 – woltmierz, 6 – bocznic wysokoprądowy, 7 – miliwoltmierz, 8 – izolacja cieplna, 9 – termometr termoelektryczny, 10 – termometr termoelektryczny

Fig. 2. Schematic diagram of the test section: 1 – minichannel, 2 – pressure sensor, 3 – pressure drop sensor, 4 – high-current transformer, 5 – voltmeter, 6 – millivoltmeter, 7 – high-current shunt, 8 – thermal insulation, 9 – inlet temperature, 10 – outlet temperature

## 3. Zakres badań

Badania eksperymentalne wymiany ciepła prowadzono podczas przepływu w minikanalach czynników chłodniczych R134a oraz R404A. Dla każdej średnicy minirurki wykonano sześć serii pomiarowych różniących się natężeniem przepływu czynnika chłodniczego. Wartość gęstości strumienia masy ( $w\rho$ ) ustalano tak, aby była porównywalna dla każdej średnicy minirurki. Przy ustalonej gęstości strumienia masy zwiększano skokowo, a następnie zmniejszano gęstość strumienia ciepła. Jego maksymalna wartość nie przekraczała  $q = 90$  kW/m<sup>2</sup>. Zestawienie zakresów zmiany eksperymentalnych parametrów wielkości mierzonych przedstawiono w tabelicy 1.

Tab. 1. Zakres parametrów eksperymentalnych  
Tab. 1. The range of experimental parameters

$d_w$ [mm]	(wp) [kg/(m <sup>2</sup> s)] – R134a						(wp) [kg/(m <sup>2</sup> s)] – R404A					
	I	II	III	IV	V	VI	I	II	III	IV	V	VI
0,45	380,9	427,6	551,9	808,0	961,1	1399,1	363,7	442,1	581,0	830,0	951,7	1407,8
0,55	348,3	440,8	584,0	809,6	958,0	1396,4	367,2	447,2	578,5	822,3	933,7	1401,3
0,80	361,7	436,4	568,1	811,8	953,5	1343,8	365,3	443,8	575,1	817,3	942,7	1403,8
1,10	377,4	428,4	576,2	814,1	945,1	1385,6	362,1	440,9	572,8	805,6	936,2	1400,2
1,15	360,6	449,4	583,2	820,8	956,9	1427,3	356,5	441,5	568,9	814,9	942,1	1410,2
1,30	364,6	439,4	571,1	817,0	933,5	1344,5	365,1	448,6	572,4	815,9	940,7	1399,8
1,35	364,5	438,1	566,7	809,2	938,4	1393,2	355,6	440,0	571,7	818,1	939,8	1403,1
1,40	361,3	437,1	568,7	813,3	936,3	1389,0	368,9	440,0	567,5	816,1	936,8	1394,7
1,60	365,3	438,4	557,7	816,0	941,5	1468,1	354,4	439,6	564,7	813,5	954,4	1399,4
1,68	291,6	443,8	448,3	520,5	864,2	1422,6	346,3	419,4	543,8	774,8	904,5	1333,1
1,94	355,5	441,7	567,1	813,0	945,9	1441,8	361,9	435,3	570,2	812,9	936,6	1389,1
2,30	360,7	436,7	555,9	813,6	948,5	x	363,4	441,2	576,9	790,5	944,4	x
(wp) średnie	357,7	438,2	558,2	788,9	940,2	1401,0	360,9	440,0	570,3	811,0	938,6	1394,8

## 4. Metodyka badań

Lokalny współczynnik przejmowania ciepła  $\alpha_{(i)}$  obliczono z zależności:

$$\alpha_{(i)} = \frac{q}{T_{w(i)} - T_{f(i)}}, \quad (1)$$

gdzie:  $T_{w(i)}$  zmierzona temperatura ścianki minikanalu w  $i$ -tym przekroju, zaś  $q$  – gęstość strumienia ciepła określona z zależności:

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{P_{el} - Q_{str}}{A}, \quad (2)$$

w której strumień ciepła  $Q$  jest różnicą mocy elektrycznej dostarczonej do ogrzewanego odcinka minikanalu rurowego  $P_{el}$  i straty ciepła do otoczenia –  $Q_{str}$ , zaś  $A$  wewnętrzną, ogrzewaną powierzchnią minirurki.

Bezpośredni pomiar temperatury czynnika chłodniczego ( $T_{f(i)}$ ) w przekroju odległym o  $L_{(i)}$  od przekroju wlotowego podczas przepływu wewnątrz minikanalu rurowego jest niemożliwy z przyczyn technicznych. Dlatego wartości temperatury czynnika w poszczególnych przekrojach odcinka pomiarowego określono:

- stosując metodę bilansu cieplnego – gdy ciśnienie w przekroju  $L_{(i)}$  jest większe od ciśnienia nasycenia:

$$T_{f(i)} = T_{wl} + \frac{q \cdot \pi \cdot d_w \cdot L_{(i)}}{m \cdot c_p}. \quad (3)$$

gdzie  $T_{wl}$  oznacza temperaturę czynnika chłodniczego zmierzoną w przekroju wlotowym odcinka pomiarowego,  $c_p$  – średnie ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu czynnika jednofazowego określone dla średniej temperatury czynnika;

- korzystając z tablic własności fizycznych czynnika roboczego, wiedząc, że:

$$T_{f(i)} = f(p_s), \quad (4)$$

gdy ciśnienie w przekroju  $L_{(i)}$  jest mniejsze od ciśnienia nasycenia.

Wartość gęstości strumienia ciepła (2) obliczono z dokładnością  $\pm 23\%$ , zaś dokładność wyznaczenia temperatury czynnika roboczego (3) i (4) wynosi  $\pm 0,5K$ .

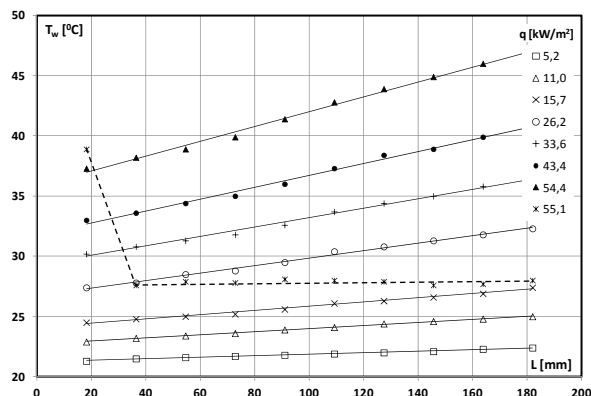
W przekrojach, w których lokalne ciśnienie czynnika chłodniczego jest mniejsze (lub równe) ciśnieniu nasycenia, przy danej temperaturze, teoretycznie powinno odbywać się wrzenie. Wiadomym jest natomiast, że rozpoczęciu procesu wrzenia zawsze towarzyszy wyraźny spadek temperatury ścianki  $T_w$ . Dlatego dalszej przedstawiono te przypadki (wyniki badań eksperymentalnych), które uzyskano nim w ogrzewanym minikanale rozpoczęło się wrzenie pęcherzykowe powodujące gwałtowne obniżenie lokalnej temperatury ścianki i jak wynika z zależności (1), gwałtowny wzrost wartości lokalnego współczynnika przejmowania ciepła  $\alpha_{(i)}$ .

## 5. Wyniki badań

Na rys. 3 ÷ 5 przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych wykonanych podczas przepływu czynnika chłodniczego R134a w ogrzewanym minikanale o średnicy wewnętrznej  $d_w = 1,68$  mm dla gęstości strumienia masy ( $w\rho$ ) = 1441 kg/(m<sup>2</sup>s). Podczas eksperymentu wystąpiło zjawisko odparowania rozprężnego (flashingu), a następnie wrzenie, z towarzyszącym mu, charakterystycznym obniżeniem temperatury ścianki.

Na rysunku 3 przedstawiono, uzyskany na podstawie pomiarów, rozkład lokalnej temperatury ścianki wzdłuż ogrzewanej strefy minirurki, dla różnych wartości gęstości strumienia ciepła  $q$ . Im dalej od początku ogrzewanej strefy minikanalu znajduje się przekrój pomiarowy, tym temperatura jego ścianki jest wyższa. Przyrost temperatury ścianki jest tym większy, im większy jest doprowadzony strumień ciepła. Proporcjonalny wzrost temperatury ścianki na długości minikanalu, potwierdzony prostoliniowym charakterem przebiegu linii trendu, świadczy (aż do wartości  $q = 54,4$  kW/m<sup>2</sup>) o jednofazowym przepływie czynnika chłodniczego. Wrzenie powodujące gwałtowne obniżenie temperatury

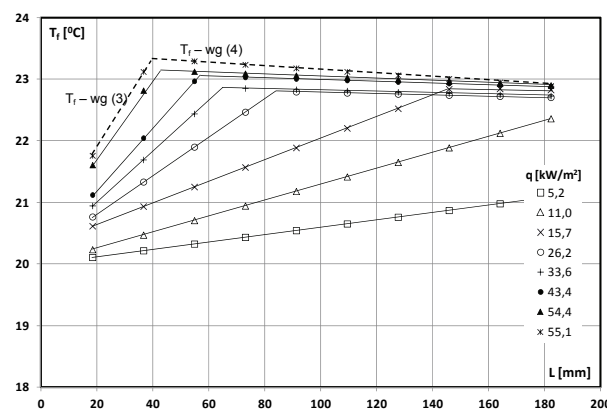
ścianki rozpoczyna się przy strumieniu ciepła  $q = 55,1$  kW/m<sup>2</sup> i obejmuje przekroje położone w odległości powyżej 20 mm ogrzewanej strefy minikanalu.



Rys. 3. Eksperymentalny rozkład temperatury ścianki  $T_w$  na długości minikanalu: R134a,  $d_w = 1,68$  mm, ( $w\rho$ ) = 1441 kg/(m<sup>2</sup>s)

Fig. 3. Experimental temperature of wall  $T_w$  along the minichannel length: R134a,  $d_w = 1,68$  mm, ( $w\rho$ ) = 1441 kg/(m<sup>2</sup>s)

Na rysunku 4 pokazano rozkład temperatury czynnika chłodniczego na długości minikanalu obliczony z zależności (3) i (4). Już dla wartości strumienia ciepła  $q = 15,7$  kW/m<sup>2</sup> czynnik w rdzeniu kanału osiągnął, w trzech ostatnich przekrojach, temperaturę nasycenia odpowiadającą lokalnemu ciśnieniu. Dla wartości  $q = 54,4$  kW/m<sup>2</sup> praktycznie na całej długości minikanalu (pomijając pierwsze dwa przekroje, położone najbliżej początku ogrzewanej strefy) czynnik ulegał odparowaniu rozprężnemu, gdyż jego temperatura odpowiadała temperaturze nasycenia. Fakt ten potwierdzają również wyniki pomiaru oporów przepływu (nie prezentowane w niniejszym artykule). Rozpoczęcie wrzenia z towarzyszącym mu przejściem frontu wrzenia, powodującym gwałtowne obniżenie temperatury ścianki, nastąpiło dopiero przy gęstości strumienia ciepła  $q = 55,1$  kW/m<sup>2</sup>.



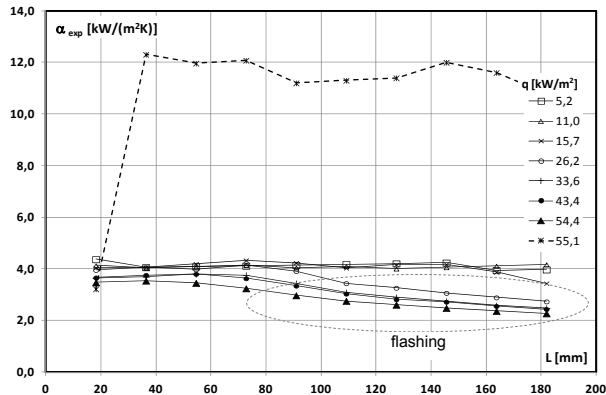
Rys. 4. Temperatura płynu  $T_f$  na długości minikanalu: R134a,  $d_w = 1,68$  mm, ( $w\rho$ ) = 1441 kg/(m<sup>2</sup>s)

Fig. 4. Temperature of fluid  $T_f$  along the minichannel length: R134a,  $d_w = 1,68$  mm, ( $w\rho$ ) = 1441 kg/(m<sup>2</sup>s)

Rozpoczęciu wrzenia w przepływie towarzyszy gwałtowny wzrost intensywności procesu wymiany ciepła. Charakteryzuje się on nawet kilkukrotnym wzrostem wartości lokalnego współczynnika przejmowania ciepła  $\alpha_{(i)}$ .

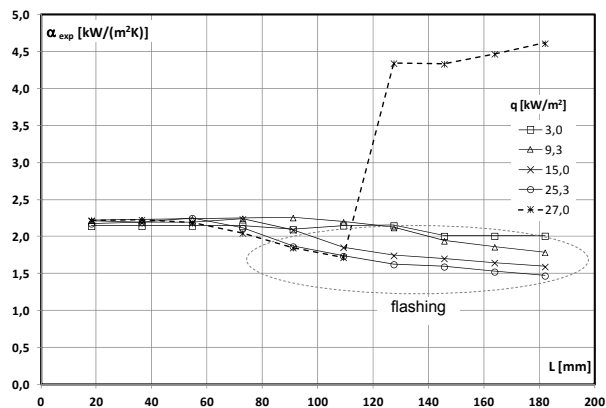
Na rys. 5 przedstawiono rozkład lokalnego współczynnika przejmowania ciepła dla różnych wartości gęstości strumienia ciepła  $q$ . Charakterystyki uzyskane dla  $q = 5,2$  kW/m<sup>2</sup> i  $q = 11,0$  kW/m<sup>2</sup> wskazują na jednofazowy przepływ czynnika na całej długości ogrzewanej strefy minikanalu. Przy  $q = 15,7$  kW/m<sup>2</sup>, zaczynając od trzeciego przekroju od końca ogrzewanej strefy minikanalu, wartość lokalnego współczynnika zmniejsza się. W strefie tej rozpoczęło się odparowanie rozprężne. Powstające

pęcherzyki parowe należy traktować jako upusty ciepła, które pobierają ciepło utajone od cieczy zamiast od ogrzewanej ścianki. W kolejnych przypadkach wystąpienie zjawiska odparowania rozprężnego sprawia, że wartość współczynnika przejmowania ciepła wyraźnie maleje, i jest nawet o 50% niższa od wartości współczynnika przejmowania ciepła podczas jednofazowej konwekcji wymuszonej.

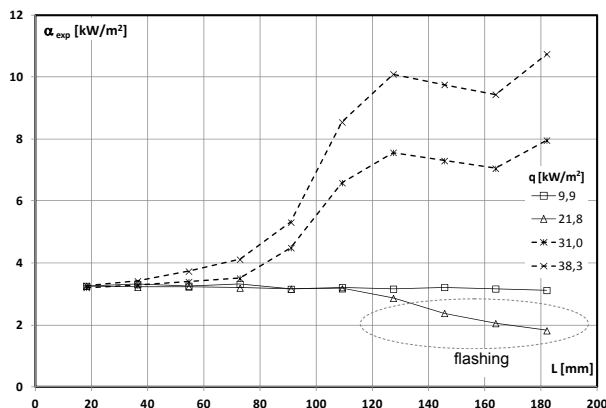


Rys. 5. Eksperymentalny, lokalny współczynnik przejmowania ciepła na długości minikanalu: R134a,  $d_w = 1,68$  mm,  $(w\rho) = 1441$  kg/(m<sup>2</sup>s)  
Fig. 5. Experimental, local heat transfer coefficient along the minichannel length: R134a,  $d_w = 1,68$  mm,  $(w\rho) = 1441$  kg/(m<sup>2</sup>s)

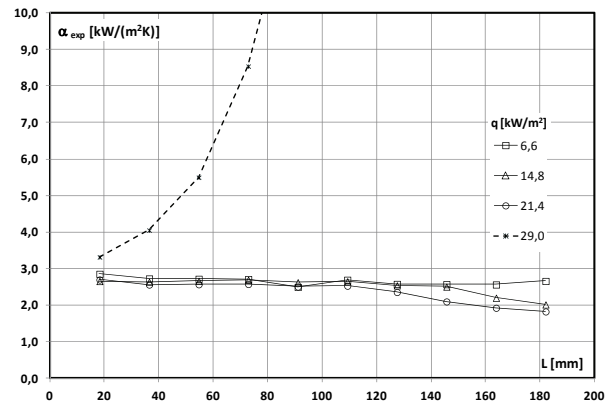
Eksperymentalne pomiary, podczas których występowało odparowanie rozprężne, zaprezentowano na rysunkach 6 ÷ 8. Rysunki te potwierdzają negatywny wpływ zjawiska flashingu na wartość lokalnego współczynnika przejmowania ciepła.



Rys. 6. Eksperymentalny, lokalny współczynnik przejmowania ciepła na długości minikanalu: R134a,  $d_w = 1,68$  mm,  $(w\rho) = 864$  kg/(m<sup>2</sup>s)  
Fig. 6. Experimental, local heat transfer coefficient along the minichannel length: R134a,  $d_w = 1,68$  mm,  $(w\rho) = 864$  kg/(m<sup>2</sup>s)



Rys. 7. Eksperymentalny, lokalny współczynnik przejmowania ciepła na długości minikanalu: R134a,  $d_w = 0,55$  mm,  $(w\rho) = 1396$  kg/(m<sup>2</sup>s)  
Fig. 7. Experimental, local heat transfer coefficient along the minichannel length: R134a,  $d_w = 0,55$  mm,  $(w\rho) = 1396$  kg/(m<sup>2</sup>s)



Rys. 8. Eksperymentalny, lokalny współczynnik przejmowania ciepła na długości minikanalu: R404A,  $d_w = 1,10$  mm,  $(w\rho) = 936$  kg/(m<sup>2</sup>s)  
Fig. 8. Experimental, local heat transfer coefficient along the minichannel length: R404A,  $d_w = 1,10$  mm,  $(w\rho) = 936$  kg/(m<sup>2</sup>s)

## 6. Wnioski

Na podstawie badań eksperymentalnych przeprowadzonych podczas przepływu czynników chłodniczych R134a i R404A w ogrzewanych minikanalach o średnicy wewnętrznej  $0,45 \div 2,30$  mm, w zakresie gęstości strumienia masy  $(w\rho) = 350 \div 1400$  kg/(m<sup>2</sup>s) i gęstości strumienia ciepła do  $q = 90$  kW/m<sup>2</sup> można sformułować następujące wnioski:

1. Dla małych wartości strumienia ciepła doprowadzanego do czynnika chłodniczego w minikanale ma miejsce wymiana ciepła na drodze konwekcji wymuszonej, a proces jest analogiczny do konwekcji wymuszonej w kanałach konwencjonalnych.
2. Podczas przepływu cieczy w ogrzewanym minikanale, przy określonych parametrach cieplno-przepływowych, może zająć zjawisko odparowania rozprężnego, tzw. flashingu nie spotykane w kanałach konwencjonalnych.
3. Zjawisko flashingu powoduje wyraźne zmniejszenie wartości lokalnego współczynnika przejmowania ciepła w strefie jego występowania. W badanym zakresie parametrów spadek wartości lokalnego współczynnika przejmowania ciepła dochodził do 50%.
4. Ze względu na spadek wartości lokalnego współczynnika przejmowania ciepła w strefie jego występowania zjawisko flashingu mogące zachodzić w miniaturowych wymiennikach ciepła należy uznać za szkodliwe.
5. Możliwość wystąpienia zjawiska flashingu powinna zostać uwzględniona na etapie projektowania urządzeń realizujących wymianę ciepła, podczas jednofazowego przepływu cieczy w minikanale.

W pracy wykorzystano wyniki badań uzyskane w ramach grantów MNiSzW nr N513 012 31/2188 oraz N 512 355 637.

## 7. Literatura

- [1] Colak U., Özdemir O.: Comparative analysis of pressure vessel integrity for various local conditions. *Journal of Nuclear Materials*, 297, s. 271–278, 2001.
- [2] Aoki I.: Analysis of characteristics of water flash evaporation under low-pressure conditions. *Heat Transfer - Asian Research*, vol. 29, s. 22–33, 2000.
- [3] Aoki I.: Water flash evaporation under low pressure conditions, *Heat Transfer - Japanese Research*, vol. 23, s. 544–555, 1994.
- [4] Saury D., Harmand S., Siroux M.: Experimental study of flash evaporation of a water film. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, s. 3447–3457, 2002.
- [5] Saury D., Harmand S., Siroux M.: Flash evaporation from a water pool, Influence of the liquid height and of the depressurization rate. *Int. Journal of Thermal Science*, vol. 44, s. 953–965, 2005.

otrzymano / received: 22.11.2013

przyjęto do druku / accepted: 02.09.2014

artykuł recenzowany / revised paper