

**Tomasz MUSZYŃSKI, Rafał ANDRZEJCZYK**POLITECHNIKA GDAŃSKA, WYDZIAŁ MECHANICZNY,  
80-233 Gdańsk, ul. G. Narutowicza 11/12**Zastosowanie korelacji opisujących wymianę ciepła w obszarze uderzających mikrostrug do projektowania kompaktowych wymienników ciepła: cz. 1. Budowa modelowego wymiennika ciepła i jego charakterystyka**

Dr inż. Tomasz MUSZYŃSKI

Jest związany z Wydziałem Mechanicznym Politechniki Gdańskiej, gdzie obecnie pracuje w Zakładzie Systemów i Urządzeń Energetyki Ciepłej. Zainteresowania aplikacyjne Dr T. Muszyńskiego dotyczą głównie intensyfikacji procesów wymiany ciepła prowadzącej do nowoczesnych konstrukcji wymienników ciepła, oraz ich modelowania numerycznego. Współuczestniczył on także w realizacji wielu projektów badawczych dotyczących problemów wymiany ciepła oraz energetyki odnawialnej.

e-mail: [Tomasz.Muszynski@pg.gda.pl](mailto:Tomasz.Muszynski@pg.gda.pl)

Dr inż. Rafał ANDRZEJCZYK

Jest absolwentem Politechniki Gdańskiej Wydziału Mechanicznego. W swojej pracy udowodnił on wpływ efektu nieadiabatyczności na spadek ciśnienia podczas wrzenia i kondensacji. W ramach przeprowadzonych eksperymentów Rafał Andrzejczyk starał się poszukiwać perspektywicznych, z punktu widzenia właściwości cieplno-przepływowych, niskiego wpływu na środowisko i bezpiecznych dla użytkownika, płynów energetycznych.

e-mail: [Rafal.Andrzejczyk@pg.gda.pl](mailto:Rafal.Andrzejczyk@pg.gda.pl)**Streszczenie**

W artykule przedstawiono konstrukcję prototypowego, modułowego mikrostrugowego wymiennika ciepła. Przeprowadzone badania cieplno-przepływowe w układzie woda-woda, umożliwiają określenie efektywności wymiany ciepła, charakterystyk cieplno-przepływowych, oraz wielkości współczynnika przejmowania ciepła. Eksperymenty w dalszej części publikacji posłużą do weryfikacji stosowności istniejących korelacji opisujących wymianę ciepła w obszarze uderzającej mikrostrugi.

**Słowa kluczowe:** mikrostrugi, wymienniki ciepła, intensyfikacja wymiany ciepła.

**Applicability of correlations of heat transfer in arrays of microjets to design compact heat exchangers: part 1. Model heat exchanger design and its characteristics****Abstract**

The article presents experimental studies on a compact heat exchanger with heat transfer intensification by means of impinging microjets. The pursuit to provide high performance of heat exchangers is a response to the demand both in economics and in the universal tendency to miniaturization of industrial equipment. This paper presents the design of a prototype, modular microjet heat exchanger. The modular design of the heat exchanger allows to change its geometrical dimensions, as well as changing the heat exchange membrane material. Schematics, view of test section and design of the heat exchanger are shown in Figures 1 to 4. The study of heat transfer in water-water flow, allows to determine the heat transfer efficiency, the characteristics of heat transfer, and the heat transfer coefficient values. Data were collected for the pressure drops in heat exchanger not exceeding 15 kPa, i.e. such as in conventional heat exchangers. Hydraulic characteristics of a model heat exchanger are shown in Figures 5 and 6. Additionally for the two experimental series, comparison of the performance of tested heat exchanger with standard pipe in the pipe heat exchanger has been made, as shown in Figure 9. Conducted experimental research, in the following part of publication will be used to verify the applicability of the existing correlations of heat transfer in microjet impingement area.

**Keywords:** microjets, heat exchangers, heat transfer intensification.

**1. Wstęp**

Jeden z problemów technicznych związanych z techniką cieplną w układach chłodniczych i klimatyzacyjnych stanowi wyposażenie tychże instalacji w wysokosprawne wymienniki ciepła typu parownik, skraplacz, czy też wymienniki regeneracyjne. Dążenie do zapewnienia wysokiej wydajności tych elementów ma obecnie źródło zarówno w ekonomii, jak i w powszechnej tendencji do miniaturyzacji urządzeń zarówno przemysłowych jak i domowych. Istotne jest również otrzymanie jak najwyższych gęstości

przekazywanego strumienia ciepła. Jak powszechnie wiadomo, w wymiennikach ciepła typu rekuperator, decydujący wpływ na jego wydajność cieplną mają współczynniki przejmowania ciepła po obu stronach przegrody rozdzielającej media robocze. Natomiast współczynnik przenikania ciepła głównie zależy od wartości niższego z tych współczynników. Należy zatem ze szczególną dbałością organizować warunki wymiany ciepła po stronie nośnika o gorszych parametrach wymiany ciepła.

Ogólnie metody intensyfikacji wymiany ciepła w kanałach przy pomocy technik pasywnych przedstawione zostały w pracach Gupty [1] oraz Webba [2]. Natomiast na intensyfikacji wymiany ciepła w kompaktowych wymiennikach ciepła skoncentrował się między innymi Stone [3]. W wielu pracach problematyka oporów hydraulicznych podejmowana jest oczywiście jednocześnie z problematyką intensyfikacji wymiany ciepła. Dotyczy to zarówno badań eksperymentalnych, jak i numerycznych w wymiennikach płytowych podczas konwekcji jednofazowej oraz przepływów z wrzeniem/kondensacją [4-5]. Zagadnienia związane z rozwojem konstrukcji kompaktowych wymienników ciepła można znaleźć w pozycji [6], natomiast analizy optymalizacyjne były prowadzone przez Wanga [7].

Chłodzenie mikrostrugowe do tej pory znajdowało zastosowanie szczególnie w układach elektroniki [8]. Dodatkowe badania wykazują możliwość uzyskania wysokich wartości współczynników przejmowania ciepła przy wykorzystaniu swobodnych strug cieczy [9,10]. Szczególnie interesujące wydaje się być wykorzystanie tej technologii do modyfikacji istniejących konstrukcji wymienników ciepła.

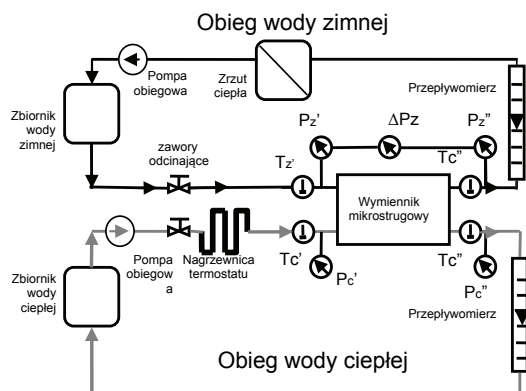
W ramach artykułu przeprowadzono systematyczne badania eksperymentalne intensyfikacji wymiany ciepła w modelowym wymienniku mikrostrugowym, złożonym z szeregu płyt (przy czym płyta środkowa stanowiła przegrodę przez którą zachodziła wymiana ciepła. Płyty były następnie skręcone z kolektorami czołowymi. Powstał w ten sposób modelowy wymiennik, umożliwiający podstawowe badania cieplno-przepływowe. Prace przeprowadzono kilku etapowo. W części pierwszej niniejszej publikacji przedstawiono budowę układu badawczego, i badanego wymiennika mikrostrugowego, oraz jego charakterystykę cieplno-przepływową.

W kolejnej części publikacji, pokazane zostaną wyniki modelowania matematycznego wymiennika na podstawie dostępnych korelacji empirycznych, oraz jego porównanie z danymi otrzymanymi eksperymentalnie. Bezpośrednie porównanie uzyskanych charakterystyk cieplno-przepływowych umożliwi weryfikację danych literaturowych, a także celowość intensyfikacji wymiany ciepła poprzez zastosowanie mikrostrug w wymienniku ciepła.

Doświadczenia przeprowadzono na stanowisku laboratoryjnym zbudowanym w Katedrze Energetyki i Aparatury Przemysłowej PG. Na stanowisku tym zrealizowano jednofazową konwekcyjną wymianę ciepła w układzie woda-woda.

## 2. Stanowisko pomiarowe

Jak wspomniano we wprowadzeniu, stanowisko badawcze zbudowane w Katedrze Energetyki i Aparatury Przemysłowej Politechniki Gdańskiej pozwala na przeprowadzanie badania konwekcyjnej wymiany ciepła pomiędzy dwoma mediami roboczymi, które stanowi destylowana ciepła i zimna woda. Woda ciepła krąży w obiegu, w którym źródło ciepła stanowi ultratermostat laboratoryjny z grzałką elektryczną o mocy 2 kW. Woda zimna krąży w obiegu gdzie zainstalowano układ odbioru ciepła w postaci chłodnic z regulowaną prędkością obrotową wentylatora. Schemat stanowiska badawczego przedstawiony jest na rys. 1.

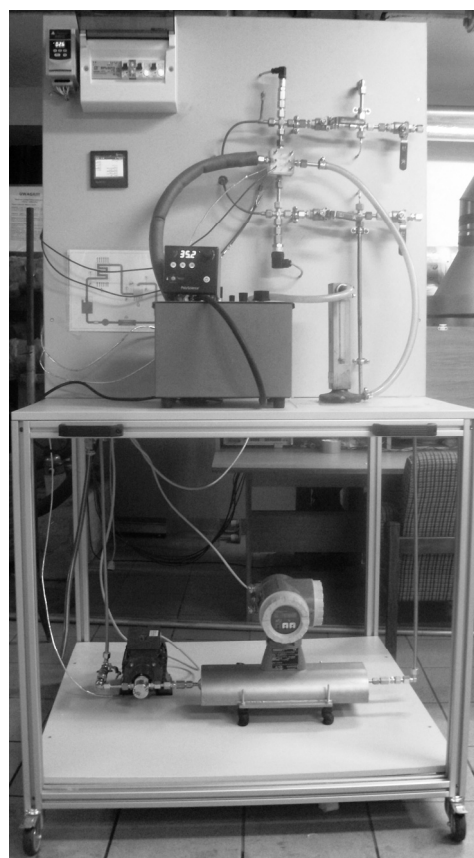


Rys. 1. Schemat instalacji badawczej  
Fig. 1. Schematic diagram of test installation

Pompę stanowi magnetyczna pompa zębata firmy Verder VS120. Zastosowanie napędu magnetycznego oznacza, że urządzenie jest w 100% szczelne przez co, bezpieczne dla otoczenia. Pompa pozwalają na pracę przy wysokim ciśnieniu, i wysokich temperaturach, w ośrodkach agresywnych chemicznie jak np. glikole, solanki, czynniki fluorowcopochodne itp.

Przedstawione w niniejszym artykule stanowisko przeznaczone jest do pracy z różnymi typami płynów, posiada także kontrolę parametrów cieplno-przepływowych czynnika roboczego, umożliwiające dokładne bilansowanie energetyczne badanego urządzenia. Natężenie przepływu w obiegu ciepłej wody mierzone jest przy pomocy przepływomierza masowego wykorzystującego efekt Coriolisa, zaletą tego typu pomiaru jest równoczesny pomiar masy i gęstości cieczy tłoczonej przez pompę. Elementy badawcze mogą stanowić różnego typu wymienniki, zamocowane w izolowanej cieplnie obudowie. Ciepło dostarczane jest do nich poprzez wodę cyrkulującą w obiegu ultratermostatu. Całkowita moc wejściowa jest określana z bilansu masy i energii, z uwzględnieniem strat do otoczenia. Ilość generowanego ciepła określana jest podczas każdej serii pomiarowej. Ilość ciepła odbieranego przez układ obliczana jest analogicznie z bilansu masy i energii. Odczyt parametrów odbywa się podczas stanu ustalonego, w celu pominięcia pojemności cieplnej układu. W celu przeprowadzenia pomiarów temperatury płynów roboczych, wykorzystano termoparę typu T, w pierwszej klasie dokładności, o średnicy płaszcza 1 mm, odizolowanej od spoiny pomiarowej. Wszystkie termopary zostały skalibrowane w 5 punktach referencyjnych zgodnie ze wskazaniami rezystancyjnego czujnika temperatury Pt100, o dokładności  $\pm 0.01$  K. Na tej podstawie wykonano krzywe kalibracyjne, zaaplikowane następnie do układu akwizycji danych, co pozwoliło na ograniczenie błędu pomiaru temperatury do  $\pm 0.1$  K. Układ pomiarowy oparty jest o zaawansowany sterownik z rejestratorem i panelem HMI, Simex Multicon CMC-99. Pomiar ciśnienia realizowany jest po stronie obiegu wody zimnej z zastosowaniem inteligentnego piezoelektrycznego przetwornika różnicy ciśnienia. Wbudowany w przetwornik mikroprocesor umożliwia kompensację: temperaturową, histerezy, liniową oraz zapewnia wydłużoną stabilność czasową. Zakres pomiarowy tego przetwornika to

od 5 kPa do 500 kPa, a jego dokładność pomiarowa to  $\pm 0,065\%$ . Ciśnienie na wlocie i wylocie do wymiennika po stronie wody zimnej jest również mierzone z wykorzystaniem wysokiej klasy przetworników ciśnienia (pomiar jest więc zdublowany). Na wlocie zainstalowano przetwornik ciśnienia absolutnego o zakresie pomiarowym 0 do 4 bar i dokładności 0,25%. Na wylocie zainstalowano przetwornik ciśnienia manometrycznego o zakresie 0-6 bar i dokładności 0,5%. Umożliwia to dokładne wyznaczanie parametrów płynu w punkcie pomiarowym oraz zdublowanie pomiaru spadku ciśnienia. Jest to istotne dla weryfikacji pracy instalacji i wychwytywania ewentualnych awarii sprzętowych. Po stronie płynu gorącego, istnieje również możliwość pomiaru temperatury na wlocie i wylocie do wymiennika, za pomocą termopar T w klasie 1. Mierzone jest również ciśnienie za pomocą przetworników ciśnienia manometrycznego NAH w zakresie pomiarowym 0 do 25 bar i dokładności  $\pm 0,3\%$ . Rysunek 2 przedstawia widok stanowiska.



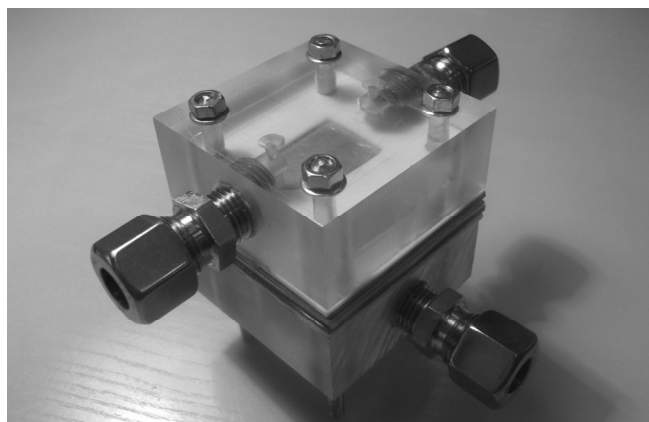
Rys. 2. Widok stanowiska pomiarowego: konfiguracja obiegów wody chłodzącej i wody grzejnej  
Fig. 2. Test stand view: configuration of the cold water and hot water circuit

Dokładny schemat rozmieszczenia głównych elementów stanowiska został zaprezentowany na rysunku 1. Należy nadmienić, iż w obiegu pierwotnym (wody gorącej) jako źródło ciepła użyto ultratermostatu laboratoryjnego PolyScience, o stabilności temperaturowej  $\pm 0,05^\circ\text{C}$ . Ultratermostat ten może pracować z różnymi czynnikami roboczymi, oprócz wody destylowanej również z roztworami wody z glikolami oraz olejami silikonowymi. Jest to o tyle ważne, iż dzięki temu do uzyskania możliwy jest szeroki zakres zmiany parametrów dostarczanego ciepła, oraz badania różnych mediów roboczych w prezentowanym układzie.

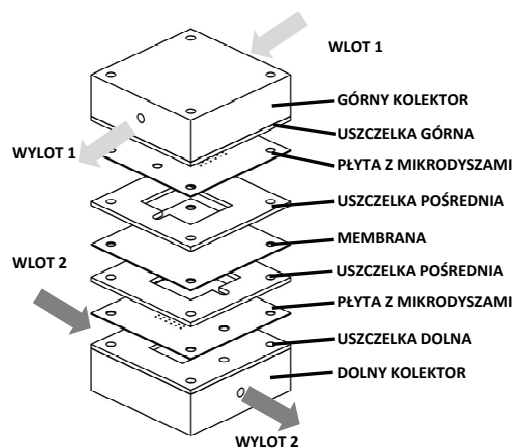
W ramach pomiarów cieplno-przepływowych rejestrowane są następujące parametry: temperatura gorącego czynnika na wlocie ( $t_c'$ ) i wylocie ( $t_c''$ ) wymiennika, temperatura zimnego medium na wlocie ( $t_z'$ ) i wylocie ( $t_z''$ ) wymiennika, oraz wydatek masowy obu płynów ( $\dot{m}_c$  oraz  $\dot{V}_z$ ), ciśnienia na wlocie ( $P_z'$  i  $P_c'$ ) i wylocie do wymiennika ( $P_z''$  i  $P_c''$ ).

### 3. Konstrukcja wymiennika

Przedmiotem badań jest mikrostrugowy wymiennik ciepła typu rekuperator. Jego zasadniczy trzon stanowi seria stalowych membran z wyciętymi mikrodyszami o długości 1 mm, i średnicy 400 mikrometrów. Membrany te przedzielone są uszczelkami wykonanymi z PTFE. Membrany i płytki mają otwory pozwalające na przepływ czynników wymieniających energię cieplną. Liczba mikrostrug może być zmieniana poprzez modyfikację płyt z mikrodyszami. Wymiana ciepła pomiędzy czynnikami odbywa się przez przegrodę o grubości 1mm wykonaną ze stopu aluminium EN AW-1050A, o powierzchni wymiany ciepła  $4 \text{ cm}^2$ . Opisaną powyżej strukturę wymiennika pokazano na Rys. 3. Natomiast szczegóły konstrukcji wymiennika przedstawiono na rys. 4.



Rys. 3. Widok mikrostrugowego wymiennika ciepła  
Fig. 3. View of microjet heat exchanger model



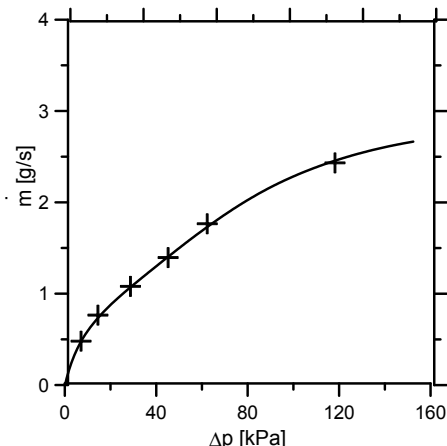
Rys. 4. Budowa mikrostrugowego wymiennika ciepła  
Fig. 4. Microjet heat exchanger

Połączenie poszczególnych elementów wymiennika ciepła zapewnia współprądowy przepływ mediów roboczych. Ponieważ operacja ściskania przekładek i membran powoduje pewne odkształcenie w kolektorze (wykonanym z PMA), aby zapobiec przeciekom pomiędzy kanałami kolektora dodatkowo zastosowano uszczelnienie z wysokotemperaturowej masy silikonowej.

Chropowatość powierzchni płyty pośrodkowej wymiennika określono w Zakładzie Badawczo – Rozwojowym Centrum Techniki Okrętowej w Gdańsku. Do pomiarów wykorzystano miernik SurfTest 211 firmy Mitutoyo o numerze seryjnym 6B0741. Przed przystąpieniem do pomiarów przyrząd skalibrowano używając wzorca chropowatości 178-601 firmy Mitutoyo o numerze seryjnym 612385. Przeprowadzone pomiary, określając parametry chropowatości jako:  $R_a = 0,57 \text{ }\mu\text{m}$ ,  $R_z = 3,46 \text{ }\mu\text{m}$ .

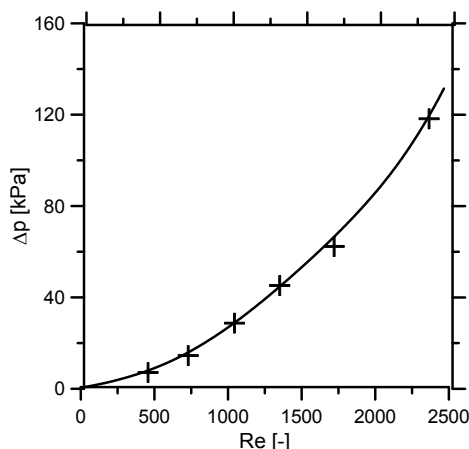
### 4. Badania eksperymentalne

Jako pierwszy punkt badań eksperymentalnych sporządzono charakterystykę hydrauliczną wymiennika. Rys. 5 przedstawia uzyskany w wymienniku przepływ wody w funkcji spadku ciśnienia.



Rys. 5. Strumień masy czynnika zasilający wymiennik ciepła  
Fig. 5. Microjet heat exchanger mass flow rate

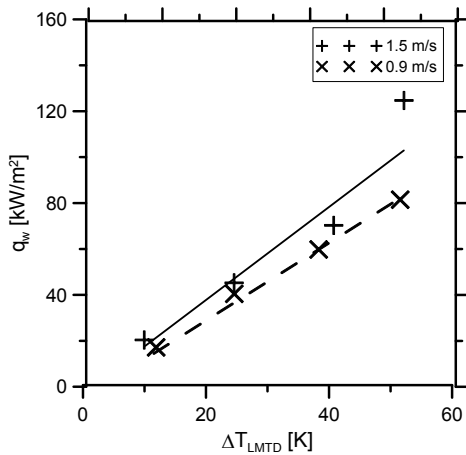
Aby badany mikro wymiennik ciepła mógł stanowić alternatywę dla obecnie stosowanych konstrukcji, musi posiadać porównywalne opory przepływu t.j. około 15 kPa. W dalszym etapie badań wybrano punkty o oporach 8 i 16 kPa, przy liczbie Reynoldsa wynoszącej odpowiednio 450 i 750, rys. 6.



Rys. 6. Opór przepływu wymiennika mikrostrugowego w funkcji liczby Reynoldsa  
Fig. 6. Pressure drop characteristics of microjet heat exchanger in function of Reynolds number

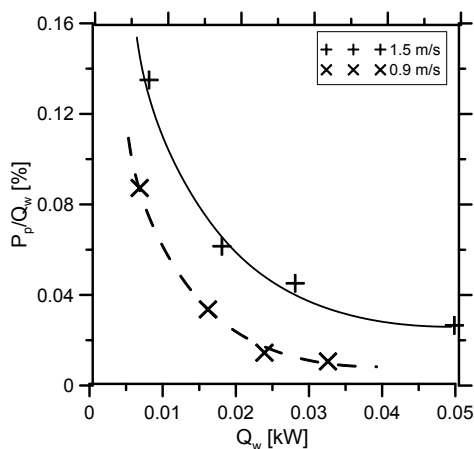
Dla zadanych natężeń przepływu średnia prędkość wody w mikrodyszach wynosiła ok. 0,9 m/s oraz 1,5 m/s. Dla obu serii pomiarowych zebrano dane eksperymentalne, przy wzrastającej temperaturze zasilania wody w obiegu pierwotnym. Rys. 7 pokazuje gęstość strumienia ciepła w funkcji logarytmicznej średniej różnicy temperatur. Jak widać trendy wzrostu strumienia ciepła można przybliżyć linią prostą, co oznacza, że współczynnik przewodzenia ciepła w danym zakresie temperatur jest stały. Oznacza to, iż zmiana właściwości wody wraz z temperaturą nie powodują istotnej zmiany w odbiorze ciepła.

Dla przeprowadzonych serii eksperymentów sporządzono również porównanie efektywności odbioru ciepła, określonego jako stosunek mocy pompowania do ilości przekazanego ciepła. Wynik porównania przedstawia rys.8.



Rys. 7. Gęstość strumienia ciepła w funkcji średniej logarytmicznej różnicy temperatury

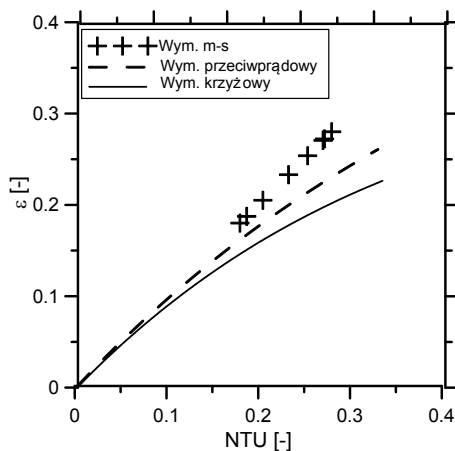
Fig. 7. Heat flux density vs. the logarithmic mean temperature difference



Rys. 8. Efektywność wymiany ciepła

Fig. 8. Effectiveness of heat removal

Jak łatwo ocenić, w przypadku niższych wydatków objętościowych efektywność odbioru ciepła jest większa, co w prosty sposób przekłada się na niższy koszt pracy wymiennika w instalacji.



Rys. 9. Efektywność mikrostrugowego wymiennika ciepła w porównaniu z typowymi konstrukcjami

Fig. 9. Comparison between efficiency of microjet heat exchanger with typical heat exchangers

Aby umożliwić porównanie badanego wymiennika z innymi istniejącymi konstrukcjami, sporządzono porównanie efektywności wymiennika metodą NTU-ε. Podstawą określenia efektywności w tej metodzie jest stosunek przetransferowanego ciepła w wymienniku, do maksymalnego możliwego z zasadami termodynamiki strumienia ciepła. Rys. 9 przedstawia porównanie wydajności badanego wymiennika z krzyżowym i przeciwpłądowym wymiennikiem ciepła. Jak widać konstrukcja ta pozwala na zwiększenie sprawności wymiennika o około 5% w porównaniu do przeciwpłądowego wymiennika ciepła.

## 5. Podsumowanie

Konstrukcja prototypowego, modułowego mikrostrugowego wymiennika ciepła pozwoli na przeprowadzenie szeregu badań cieplno przepływowych w układzie woda-woda, woda – czynnik niskowrzący, oraz glikol-czynnik niskowrzący, olej silikonowy – czynnik niskowrzący, olej silikonowy – olej silikonowy. Współczynnik przejmowania ciepła bez przemiany fazowej, w przypadku wymiany ciepła w obszarze uderzającej mikrostrugi cieczy osiąga bardzo duże wartości (porównywalne z wielkościami dla wrzenia i kondensacji). Badania prototypu wymiennika przynoszą zadowalające rezultaty, w postaci bardzo sprawnego wymiennika ciepła o niewielkiej mocy potrzebnej na przetłaczanie medium grzejącego. Weryfikacja stosowalności korelacji opisujących wymianę ciepła, pozwoli na dokładne projektowanie nowego typu kompaktowych wymienników ciepła.

## 6. Literatura

- [1] Gupta A., Uniyal M.: Review of heat transfer augmentation through different passive intensifier methods. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, vol. 1, pp. 14-21, 2012.
- [2] Webb R. L.: *Principles of enhanced heat transfer*. Wiley-Interscience, New York, 1994.
- [3] Stone. K.M.: Review of literature on heat transfer enhancement in compact heat exchangers. Air Conditioning and Refrigeration Center Technical Reports, 1996.
- [4] Dovic D., Palm B., Svaic S.: Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 4553–4563, 2009.
- [5] Galeazzo F.C.C., Tadini C.C., Gut J.A.W.: The effect of flow arrangement on the pressure drop of plate heat exchangers. *Chemical Engineering Science*, vol. 63, pp. 5386-5393, 2008.
- [6] Kanaris A.G., Mouza A.A., Paras S.V.: Optimal design of a plate heat exchanger with undulated surfaces. *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, pp. 1184–1195, 2009.
- [7] Wang L., Sunden B.: Optimal design of plate heat exchangers with and without pressure drop specifications. *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, pp. 295–311, 2003.
- [8] Wang E.N., Zhang L., Goodson K.E., Kenny T.W., Micromachined jets for liquid impingement cooling of VLSI chips, *J. Microelectromech. Syst.* 2004.
- [9] Wolf D.H., Incropera F.P., and Viskanta R., Local jet impingement boiling heat transfer, *Int. J. Heat Mass Trans-fer*, 1996.
- [10] Garimella S.V., Rice R.A., Confined and submerged liquid jet impingement heat-transfer, *J. Heat Transfer*, 1995.

otrzymano / received: 24.07.2014

przyjęto do druku / accepted: 01.10.2014

artykuł recenzowany / revised paper