



---

---

## Intensyfikacja konwekcyjnej wymiany ciepła przez mechaniczne zrywanie termicznej warstwy przyściennej

AUTOR: Przemysław Błasiak<sup>a,\*</sup>

REKOMENDOWANE PRZEZ: Zbigniew Gnutek<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Zakład Termodynamiki, Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów, Politechnika Wroclawska

\* Adres do korespondencji: przemyslaw.blasiak@pwr.edu.pl, tel. 71 320 30 91

---

### STRESZCZENIE

W pracy zaprezentowano metodę intensyfikacji wymiany ciepła za pomocą mechanicznego zaburzania termicznej warstwy przyściennej. Podano metodę wyznaczania współczynnika wnikania ciepła w takich warunkach oraz przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych. Mechaniczne zrywanie termicznej warstwy przyściennej jest jedną z aktywnych metod intensyfikacji wymiany ciepła. Laminarna warstwa przyścienna temperatury stanowi główny opór cieplny w procesie wymiany ciepła. Usunięcie tej warstwy za pomocą obrotowych elementów mechanicznych (skrobaków) skutkuje zmniejszeniem całkowitego oporu przenikania ciepła, a przez to zwiększeniem przekazywanego strumienia ciepła. Badania przeprowadzono na specjalnie do tego celu zaprojektowanym stanowisku eksperymentalnym. Czynnikiem roboczym było powietrze. Zbadano wpływ prędkości obrotowej łopatek skrobiących na wymianę ciepła. Wyniki badań zostały zaprezentowane w formie wykresów.

**SŁOWA KLUCZOWE:** *współczynnik wnikania ciepła, intensyfikacja wymiany ciepła, mieszalnik, termiczna warstwa przyścienna*

---

### 1. WPROWADZENIE

Strumień ciepła  $Q$  odbierany z powierzchni  $A$  przy określonym spadku temperatury  $\Delta T$  opisany jest za pomocą prawa Newtona zgodnie ze wzorem:

$$Q = \alpha A \Delta T \quad (1)$$

W przypadku, gdy spadek temperatury  $\Delta T$  jest zadany, np. przez warunki procesu technologicznego, istnieją dwa sposoby na intensyfikację przekazywania ciepła: rozwinięcie powierzchni  $A$  wymiany ciepła lub zwiększenie współczynnika wnikania ciepła  $\alpha$  [1].

Metody intensyfikacji wymiany ciepła możemy podzielić na dwie grupy: pasywne (nie wymagają dostarczania energii z zewnątrz) i aktywne (wymagają dostarczania dodatkowej energii spoza układu) [2]. Do metod pasywnych zaliczamy: chropowacenie powierzchni, rozwijanie powierzchni (zebra) i turbulizowanie strumienia przepływu za pomocą różnego rodzaju wstawek mechanicznych (np. zawirowywaczy). Wśród metod aktywnych wyróżnia się: mechaniczne zrywanie termicznej warstwy przyściennej, wibracja płynu lub powierzchni wymiany ciepła oraz stosowanie silnych pól elektrostatycznych.

Spośród wszystkich wymienionych metod największy stopień intensyfikacji wymiany ciepła można osiągnąć przy pomocy mechanicznego zrywania termicznej warstwy przyściennej. Przykładem może być praca Hagge i Junkhana [3], gdzie autorzy zaobserwowali ponad dziesięciokrotną intensyfikację wymiany ciepła w porównaniu do warunków bez mechanicznego zaburzania warstwy przyściennej.

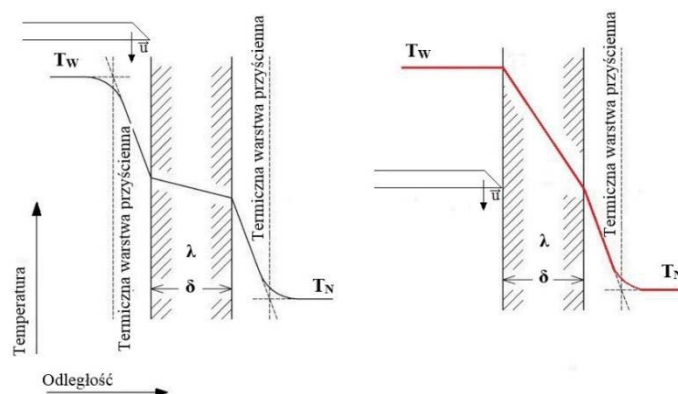
Celem pracy jest zaprezentowanie metody intensyfikacji wymiany ciepła przez mechaniczne zrywanie termicznej warstwy przyściennej oraz podanie metody eksperymentalnego wyznaczania współczynnika wnikania ciepła w tych specyficznych warunkach.

## 2. MECHANICZNE ZRYWANIE TERMICZNEJ WARSTWY PRZYŚCIENNEJ

### 2.1. OPIS ZJAWISKA

Zagadnienie mechanicznego zrywania termicznej warstwy przyściennej w literaturze anglosaskiej nazywane jest *scraping of the boundary layer*. W literaturze polskiej używa się także określeń: usuwanie, skrobanie lub zaburzanie warstwy przyściennej. Autor celowo używa określenia termiczna warstwa przyścienna, w celu podkreślenia, że wzrost wymienianego strumienia ciepła spowodowany jest przez zwiększenie gradientu temperatury przy ścianie. Zjawisko to bardziej poglądowo przedstawione jest na rys. 1 na przykładzie przenikania ciepła przez przegrodę płaską. Podczas procesu przenikania ciepła w pobliżu ścianki tworzy się termiczna warstwa przyścienna, czyli cienki obszar, w którym występują największe gradienty temperatury. Warstwa ta stanowi główny opór cieplny w procesie wymiany ciepła. Usunięcie tej warstwy powinno skutkować zmniejszeniem całkowitego oporu cieplnego, a więc zwiększeniem wymienianego strumienia ciepła. Zwykle realizowane jest to przez elementy mechaniczne w postaci łopatek zwanych skrobakami (ang. *scrapers*). Na rys. 1 z lewej strony widać rozkłady temperatury płynu w pobliżu ścianki oraz w samej przegrodzie na chwilę przed usunięciem termicznej warstwy przyściennej przez łopatkę skrobiącą. Jest to tzw. stan niezaburzony, w którym możemy zaobserwować termiczną warstwę przyścienną z obu stron przegrody. Na rys. 1 po prawej stronie przedstawiony jest rozkład temperatur zaraz po przejściu skrobaka w pobliżu ścianki. Ruch łopatki powoduje turbulizację płynu w warstwie przyściennej oraz intensyfikuje mieszanie się elementów płynu znajdujących się w bezpośrednim sąsiedztwie ścianki z elementami płynu z pozostałej jego części. Efektem jest to, co obrazowo nazywamy zrywaniem termicznej warstwy przyściennej, czyli zmniejszenie jej grubości. Temperatura płynu w pobliżu ścianki staje się bardziej wyrównana i niemal równa temperaturze samej ścianki. Zmniejszenie grubości termicznej warstwy przyściennej powoduje zmniejszenie składowej konwekcyjnej oporu cieplnego. Temperatura powierzchni

ścianki, po stronie, gdzie nastąpiło zerwanie termicznej warstwy przyściennej, rośnie. Następuje wzrost różnicy temperatur oraz gradientu w przegrodzie, czego skutkiem, jest zwiększony strumień ciepła.

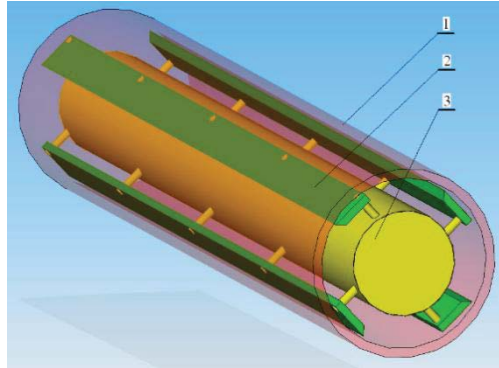


Rys. 1. Mechanizm zwiększania gradientu temperatury w warstwie przyściennej podczas mechanicznego zaburzania ruchu płynu w pobliżu ścianki

## 2.2. WYSTĘPOWANIE I ZASTOSOWANIE

Zjawisko mechanicznego zaburzania termicznej warstwy przyściennej występuje wszędzie tam, gdzie następuje wzajemny ruch elementów maszyn. Zjawisko to jest szczególnie ważne w ciepłych maszynach energetycznych. Przykładami mogą być: silnik Wankla, sprężarki łopatkowe, sprężarki spiralne, silnik spalinowy (tłok i cylinder), itp.

Metoda ta wykorzystywana jest bezpośrednio w skrobakowych wymiennikach ciepła stosowanych w przemyśle chemicznym i spożywczym, głównie do gęstych cieczy. Wymienniki takie w literaturze określa się jako *Scraped Surface Heat Exchanger* (SSHE), a ich dokładniejszy podział przedstawiony jest w [4]. Istnieje bardzo dużo różnych rozwiązań konstrukcyjnych tych urządzeń, ale można w ich budowie wyróżnić trzy główne części (rys. 2.): 1) stojan, 2) łopatki (skrobaki), 3) wał. Łopatki, umieszczone na obracającym się rotorze, mogą być zamocowane na sztywno lub ustalać swoje położenie pod wpływem sił hydrodynamicznych i odśrodkowych. W wyniku obrotu wału, łopatki poruszające się w bliskiej odległości od ścianki statora, zeskrobują warstwę przyściennej, czego wynikiem jest polepszenie przepływu ciepła. Ciecze przetłaczane wewnątrz SSHE to np.: dżemy, lody, majonezy, margaryny, produkty mięsne itp. Są to zazwyczaj płyny ni-newtonowskie, co trzeba brać pod uwagę przy modelowaniu zjawisk wymiany ciepła w takich urządzeniach. Produkty te przejawiają dużą zależność lepkości od warunków ruchu płynu. Obecnie badania dotyczące zjawiska zrywania termicznej warstwy przyściennej koncentrują się głównie na SSHE. W następnym podrozdziale zostanie przedstawiony aktualny stan wiedzy na temat tych urządzeń.



Rys. 2. Schemat budowy skrobakowego wymiennika ciepła: 1) stojan, 2) łopata (skrobak), 3) wał

### 2.3. WYMIENNIKI SKROBAKOWE

Powstało wiele prac mających na celu poznanie zjawisk przepływowych oraz mechanizmów wymiany ciepła w SSHE. Są to głównie prace eksperymentalne oraz numeryczne. Są wśród nich także studia teoretyczne. W początkowym okresie badań (tj. początek lat 60 do końca lat 80), do projektowania SSHE używano głównie teorii penetracji oraz analizy wymiarowej. Analiza wymiarowa jest chętnie stosowana do tej pory [5, 6], ponieważ jest dosyć prosta i uzyskane dzięki niej wyniki, można wykorzystać dla urządzeń geometrycznie podobnych. Stwierdzono, że teoria penetracji daje dobre rezultaty jedynie dla płynów o małych lepkościach, więc ma ona małe zastosowanie dla SSHE (są w nich przetwarzane gęste ciecze o dużej lepkości). Niemniej jednak pojawiają się prace wykorzystujące tę teorię [7, 8].

W ostatniej dekadzie pojawiło się kilka modeli matematycznych stosujących odmienne podejścia niż teoria penetracji i analiza wymiarowa. W pracy [9] autorzy analizowali wymianę ciepła w krystalizatorze. Przy wykorzystaniu prostego modelu wymiany ciepła otrzymali wzór analityczny na współczynnik wymiany ciepła dla chłodzenia (bez zmiany fazy) i krystalizacji (ze zmianą fazy). W pracy [10] wykorzystano analizę asymptotyczną, a następnie wyniki porównano z analizami numerycznymi. Dzięki tej metodzie uzyskano dobrą zgodność wyników przy dużo mniejszym nakładzie obliczeniowym. Modele matematyczne są także przedstawione w [11, 12], gdzie uzyskano rozwiązania analityczne. W pracy [13] przedstawiono model teoretyczny opisujący przepływ w SSHE przy pominięciu wpływu przepływu osiowego oraz przy warunku ogrzewania izotermicznego. Wyniki uzyskanych rozkładów prędkości porównano z wynikami doświadczalnymi otrzymanymi metodą MRI (magnetic resonance imaging). Podkreślono, że bardzo duży wpływ na wymianę ciepła ma kształt łopatek.

Analizując prace eksperymentalne autorzy stwierdzają, że w zależności od prędkości kątowej mamy dwa rodzaje przepływów w SSHE: laminarny oraz wirowy. W pierwszym przypadku jest to superpozycja przepływów Poiseuille'a i Couette'a w przestrzeni pierścieniowej, na które nałożone są dodatkowo perturbacje spowodowane przez łopatki. Ruch wirowy pojawia się po przekroczeniu tzw. krytycznej uogólnionej liczby Taylo-

ra  $Ta_{cg}$ , po przekroczeniu której pojawiają się wiry Taylora. W pracy [14] pokazano, że dla przestrzeni pierścieniowej bez łopatek  $Ta_{cg} \approx 45$  natomiast w przepływie w rzeczywistości w SSHE  $Ta_{cg} = 80$ . Widać więc, że obecność łopatek w znacznym stopniu wpływa na warunki hydrodynamiczne. Stwierdzono, że przybliżenie przepływu w SSHE poprzez przepływ w szczelinie pierścieniowej, jest błędne, gdyż są to dwa zupełnie różne przepływy. Wykazano też, że wiry Taylora poprawiają mieszanie w kierunku promieniowym przyczyniając się do uzyskania homogenicznej temperatury produktu. Zostało to też potwierdzone w [15], gdzie badano wpływ rodzaju przepływu na rozkład temperatury. Pokazano tam doświadczalnie występowanie stref stagnacji, które wcześniej zostały zauważone przez Baccara i Abida na drodze numerycznej [16]. Należy podkreślić fakt, że praca Baccara i Abida jest jak dotąd jedyną pracą uwzględniającą trójwymiarowy przepływ w SSHE oraz nieizotermiczne warunki brzegowe wzdłuż ścianki. Zwykle badacze zaniebdywali wpływ przepływu osiowego przyjmując uproszczony przepływ dwuwymiarowy, a także nakładając warunek brzegowy pierwszego rodzaju stałej temperatury ścianki [17, 18, 19]. Niemniej jednak prace te ujawniły wiele ciekawych szczegółów dotyczących zjawisk zachodzących w SSHE. Brano pod uwagę płyny newtonowskie i nienewtonowskie i w obu przypadkach okazało się, że obszar w pobliżu łopatki (skrobaka) jest najbardziej interesujący. W pobliżu ostrza łopatki występuje maksymalna temperatura oraz maksymalny strumień ciepła, a więc i współczynnik wymiany ciepła  $\alpha$ . Ponadto potwierdzono przypuszczenia Hagge i Yunkhana [3], że pomiędzy skrobakiem a ścianką występuje przepływ turbulentny mimo, że globalnie panuje przepływ laminarny. Pokazują to rozkłady prędkości, dla szczeliny między ścianką, a ostrzem skrobaka rzędu  $130\mu\text{m}$ , gdzie zaobserwowano strefę recyrkulacji.

W pracy [20] autorzy wykorzystali technikę PIV (Particle Image Velocimetry) w celu uzyskania informacji na temat rzeczywistych rozkładów prędkości w SSHE. Wyniki eksperymentalne porównano z obliczeniami CFD uzyskując dobrą zgodność. Dane te jednak dotyczyły tylko wybranych przekrojów. Natomiast w [21] tą samą techniką uzyskano po raz pierwszy trójwymiarowy rozkład prędkości w SSHE. Wadą metody PIV jest jednak konieczność utrzymywania izotermicznej temperatury ścianki stojana, aby można było przeprowadzić pomiar. W związku z tym rozkłady prędkości w rzeczywistym SSHE mogą być inne. Ci sami autorzy [22] badali eksperymentalnie oraz numerycznie wpływ dyssypacji energii, spowodowanej lepkością, na wymianę ciepła. Wyniki numeryczne nieco odbiegały od doświadczalnych ze względu na przyjęcie założenia dwuwymiarowego przepływu, co miało wpływ na uzyskany rozkład temperatury w pobliżu rotora. Podano warunki pozwalające określić w jakiej sytuacji można zaniedbać dyssypację energii w SSHE oraz korelację liczby Nusselta w funkcji liczb Reynoldsa, Prandtla i Brinkmana.

W najnowszych pracach z zakresu SSHE [23, 24] pojawiła się nowa konstrukcja tego typu wymiennika ciepła nazwana RSSHE (Reciprocating Scraped Surface Heat Exchanger). Efekt skrobania warstwy przyściennej uzyskiwany jest za pomocą ruchu posuwisto zwrotnego. Rolę skrobaków pełnią tu pół cylindryczne tłoki, zamontowane naprzemiennie na długim tłoczysku, które są dobrze dopasowane do powierzchni wymiany ciepła. Konstrukcję stanowi wiele rurek, wewnątrz których przesuwają się skrobiące tłoki. Dodatko-



wo ruch tłoków powoduje makroskopowe przesunięcia płynu wzmagając tym samym mieszanie i wymianę ciepła.

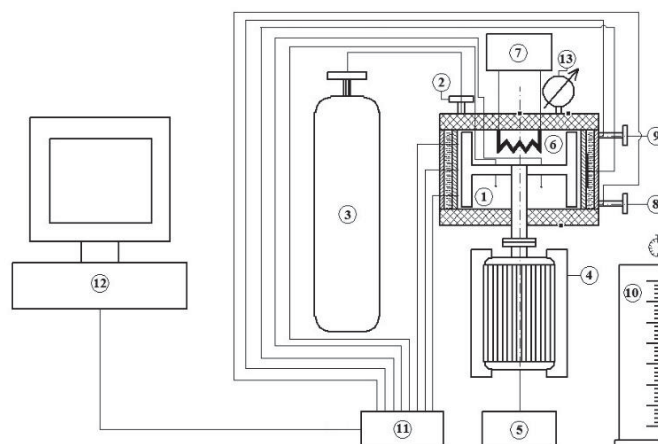
### 3. METODA BADAWCZA

Podczas zjawiska zrywania termicznej warstwy przyściennej, największy wpływ na wielkość przekazywanego strumienia ciepła ma sześć głównych parametrów: 1) Prędkość obrotowa  $n$  łopatek skrobiących, 2) liczba Prandtla  $Pr$  czynnika roboczego, 3) wielkość szczeliny  $\delta$  pomiędzy końcem ostrza łopatki a ścianką, 4) ciśnienie  $p$  gazu w cylindrze, 5) intensywność chłodzenia cylindra, 6) kształt ostrza łopatki skrobiącej. W celu możliwości zbadania wpływu tych parametrów na wymianę ciepła, autor zaprojektował specjalne stanowisko badawcze pozwalające na wyznaczenie wartości współczynnika wnikania ciepła w warunkach mechanicznego zaburzania termicznej warstwy przyściennej.

Schemat ideowy stanowiska badawczego przedstawiony jest na rys. 3. Do zaizolowanego cieplnie prasowaną wełną szklaną cylindra 1, o średnicy wewnętrznej 140 mm i wysokości 80 mm, wprowadzany był czynnik gazowy przez iglicowy zawór dolotowy 2 połączony z butlą gazową 3. Wewnątrz cylindra umieszczone były dwie łopatki skrobiące w kształcie litery „T”, zamontowane na obrotowym wale, których zadaniem było zaburzanie termicznej warstwy przyściennej. Wał napędzany był za pomocą silnika elektrycznego 4. Prędkość obrotowa wału sterowana była w sposób płynny za pomocą falownika 5. Do czynnika roboczego doprowadzany był stały strumień ciepła  $Q = 100$  W za pomocą grzałki 6 umieszczonej pod pokrywą cylindra. Moc grzałki regulowana była za pomocą autotransformatora i mierzona przy użyciu watomierza 7. Czynnik roboczy chłodzony był za pomocą płaszcza wodnego utworzonego w szczelinie pierścieniowej pomiędzy zewnętrzną powierzchnią pobocznicy cylindra i wewnętrzną powierzchnią pobocznicy pokrywy cylindra. Czynnikiem chłodzącym była woda pobierana z sieci wodociągowej. Na wlocie 8 i wylocie 9 płaszcza wodnego, mierzona była temperatura wody, aby możliwe było dokonanie bilansu cieplnego stanowiska. W celu potwierdzenia stałego strumienia wody chłodzącej wykorzystano metodę wagową mierząc za pomocą stopera czas napełniania menzurki 10. Za pomocą cienkich linii przedstawione zostały najważniejsze przewody doprowadzone do czujników pomiarowych zamontowanych na stanowisku. Wewnątrz cylindra mierzona była temperatura gazu  $T_g$  w dwóch punktach za pomocą termopar. Temperatura wewnętrznej powierzchni ścianki cylindra  $T_s$  mierzona była za pomocą termopar w trzech punktach wzdłuż wysokości ścianki. Na zewnętrznej powierzchni pobocznicy cylindra umieszczony był czujnik gęstości strumienia ciepła  $q$ , który oznaczono w przesadzie pogrubioną kreskę. Ponadto mierzona była temperatura górnej i dolnej zewnętrznej powierzchni cylindra za pomocą termopar w punktach oznaczonych zaczerpniętymi kwadratami. Wszystkie sygnały pomiarowe rejestrowane były przez aparaturę pomiarową firmy National Instruments 11 i dalej zapisywane na dysku twardym komputera 12. Ciśnienie gazu wewnątrz cylindra było monitorowane za pomocą manometru sprężynowego 13. Wszystkie wielkości mierzone na stanowisku były kontrolowane aż do osiągnięcia stanu ustalonego. Średni czas potrzebny do ustabilizowania się

wszystkich parametrów to około cztery godziny. Następnie znając z pomiarów temperatury średnie ścianki i płynu oraz gęstość strumienia ciepła, można było wyznaczyć wartość współczynnika wnikania ciepła  $\alpha$  bezpośrednio ze wzoru Newtona (2). Na rys. 4 przedstawiono cylinder wraz z układem łopatek skrobiących.

$$\alpha = \frac{q}{T_g - T_s} \quad (2)$$



Rys. 3. Schemat ideowy stanowiska badawczego do wyznaczenia współczynnika wnikania ciepła w warunkach mechanicznego zrywania termicznej warstwy przyściennej (opis w tekście)



Rys. 4. Cylinder wraz z układem łopatek skrobiących

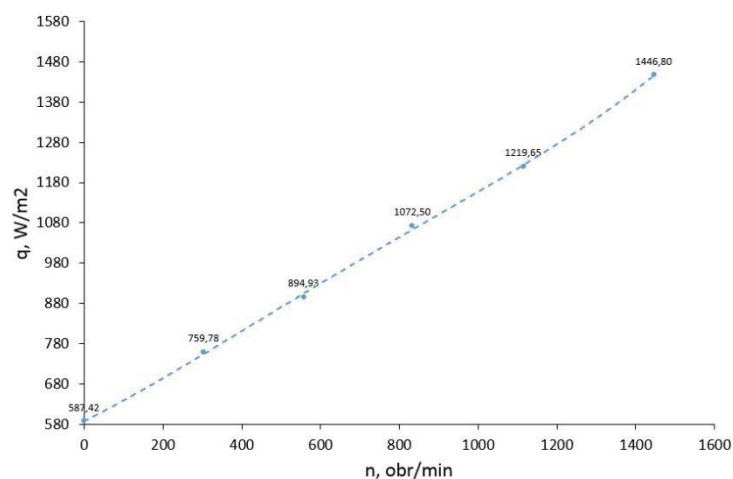
#### 4. WYNIKI I DYSKUSJA

Przeprowadzone badania miały na celu zbadanie wpływu prędkości obrotowej łopatek skrobiących na wymianę ciepła. Czynnikiem roboczym było powietrze pod ciśnieniem atmosferycznym. Wielkość szczeliny  $\delta$  pomiędzy końcem ostrza łopatki a ścianką cylin-

dra była stała i wynosiła 13,5 mm. Prędkość obrotowa łopatek zmieniała się w granicach od 0–1500 obr/min.

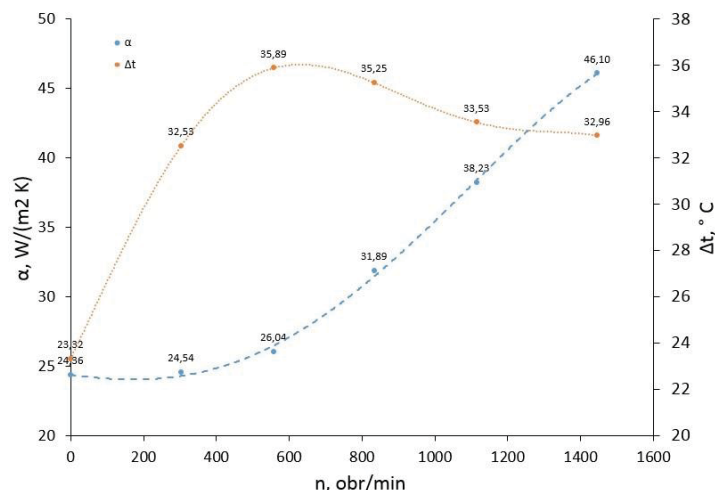
Na rys. 5 przedstawiono zależność gęstości strumienia ciepła  $q$  w funkcji prędkości obrotowej  $n$ . Widać na nim ewidentnie, że wraz ze wzrostem prędkości obrotowej gęstość strumienia ciepła rośnie liniowo. Taki sam rezultat otrzymali Hagge i Junkhan [3], którzy także prowadzili badania dla powietrza. W obecnej pracy, dla badanego zakresu prędkości, uzyskano trzykrotną intensyfikację wymiany ciepła w porównaniu do warunków bez zaburzenia termicznej warstwy przyściennej. Wynik ten jest odmienny niż w pracy Hagge i Junkhana, gdzie autorzy zaobserwowali jedenastokrotną intensyfikację wymiany ciepła. Może to wynikać z faktu, że prowadzili oni badania przy wyższych prędkościach obrotowych (do 2000 obr/min) i przy mniejszych szczelinach pomiędzy końcem ostrza łopatki a ścianką (szczelina maksymalna  $\delta = 3,71$  mm).

Na rys. 6 zaprezentowano wartości współczynnika wnikania ciepła  $\alpha$  w funkcji prędkości obrotowej  $n$ . W tym przypadku zależność nie jest już liniowa. Wynika to z nieliniowego charakteru różnicy temperatur pomiędzy gazem a powierzchnią cylindra. Wartość współczynnika wnikania ciepła dla maksymalnej prędkości obrotowej zwiększyła się dwukrotnie w porównaniu z wartością dla zerowej prędkości łopatek. Ponadto widać, że do prędkości około 600 obr/min wartość współczynnika wnikania ciepła jest niemal stała. Mimo to gęstość strumienia ciepła rośnie liniowo. Nagły wzrost wartości współczynnika wnikania ciepła sugeruje zmianę warunków przepływu w cylindrze po przekroczeniu krytycznej prędkości 600 obr/min. Wyjaśnienie tego zjawiska wymaga jednak dalszych badań, które zostaną zaprezentowane w następnej pracy.



Rys. 5. Wykres gęstości strumienia ciepła  $q$  w funkcji prędkości obrotowej  $n$





Rys. 6. Wykres współczynnika wnikania ciepła  $\alpha$  oraz różnicy temperatury  $\Delta t$  w funkcji prędkości obrotowej  $n$

## 5. PODSUMOWANIE

W pracy poruszono tematykę wymiany ciepła w warunkach mechanicznego zaburzenia termicznej warstwy przyściennej. Omówiono mechanizm intensyfikacji wymiany ciepła oraz obecny stan wiedzy dotyczący tego zagadnienia. Przedstawiono wyniki badań przeprowadzonych na specjalnie zaprojektowanym stanowisku badawczym, które miały na celu pokazać wpływ prędkości obrotowej łopatek skrobiących na wymianę ciepła. Dla badanego zakresu prędkości (0–1500 obr/min) otrzymano liniowy wzrost gęstości strumienia ciepła wraz ze wzrostem prędkości obrotowej łopatek skrobiących oraz trzykrotną intensyfikację wymiany ciepła w porównaniu do warunków bez zaburzenia termicznej warstwy przyściennej.

## LITERATURA

- [1] **Madejski J.:** *Teoria wymiany ciepła*, Wydawnictwo Politechniki Szczecińskiej, Szczecin 1998, 497-535.
- [2] **Bergles A.E.:** *Techniques to enhance heat transfer*, In *Handbook of Heat Transfer*, 3<sup>rd</sup> edition McGraw-Hill New York, 11,1–11,76, 1998.
- [3] **Hagge J.K., Junkhan G.H.:** *Mechanical augmentation of convective heat transfer in air*, Journal of Heat Transfer 97(4), 516-520, 1975. DOI:10.1115/1.3450421.
- [4] **Penney W. R., Bell K. J.:** *Close-Clearance Agitators—Part 1. Power Requirements*, Ind. Eng. Chem., 1967, 59 (4), 39–46.
- [5] **Lakhdar M. B., Cerecero R., Alvarez G., Guilpart J., Flick D., Lallemand A.:** *Heat transfer with freezing in a scraped surface heat exchanger*, Applied Thermal Engineering, 25, 2005, 45–60.
- [6] **Boccardi G., Celata G.P., Lazzarini R., Saraceno L., Trinchieri R.:** *Development of a heat transfer correlation for a Scraped-Surface Heat Exchanger*, Applied Thermal Engineering, 30, 2010, 1101–1106.

- [7] **Landfeld A., Kyhos K., Strohalm J., Sestak J., Houska M.:** *Heat transfer with heating and cooling granular materials in a scraped-surface homogeniser*, Journal of Food Engineering, 77, 2006, 708–712.
- [8] **Pawar S. B., Mujumdar A.S., Thorat B.N.:** *Flow pattern and heat transfer in agitated thin film dryer*, Chemical Engineering and Processing, 2011.
- [9] **Qin F. G. F., Chen X. D., Russell A. B.:** *Heat Transfer at the Subcooled-Scraped Surface with/without Phase Change*, AIChE Journal, 2003, Vol. 49, No. 8.
- [10] **Fitt A. D., Lee M. E. M., Please C. P.:** *Analysis of heat flow and “channelling” in a scraped-surface heat exchanger*, J Eng Math, 2007, 57, 407–422.
- [11] **Duffy B. R., Wilson S. K., Lee M. E. M.:** *A mathematical model of fluid flow in a scraped-surface heat exchanger*, J Eng Math, 2007, 57, 381–405.
- [12] **Smith A. A. T., Wilson S. K., Duffy B. R., Hall-Taylor N.:** *Heat and fluid flow in a scraped-surface heat exchanger containing a fluid with temperature-dependent viscosity*, J Eng Math, 2010, 68, 301–325.
- [13] **Wang W., Walton J. H., McCarthy K. L.:** *Flow profiles of power law fluids in scraped surface heat exchanger geometry using MRI*, Journal of Food Process Engineering, Vol. 22, 1, 11–27, 1999.
- [14] **Dumont E., Fayolle F., Legrand J.:** *Flow regimes and wall shear rates determination within a scraped surface heat exchanger*, Journal of Food Engineering, 45, 2000, 195-207.
- [15] **Dumont E., Della Valle D., Fayolle F.:** *Influence of flow regimes on temperature heterogeneities within a scraped surface heat exchanger*, Journal of Food Process Engineering, 23, 2000, 207-220.
- [16] **Baccar M., Salah Abid M.:** *Numerical analysis of three-dimensional flow and thermal behaviour in a scraped-surface heat exchanger*, Revue Générale de Thermique, Vol. 36, 10, 1997, 782-790.
- [17] **Stranzinger M., Bieder A., Feigl K., Windhab E.:** *Effects of flow incidence and secondary mass flow rate on flow structuring contributions in scraped surface heat exchangers*, Journal of Food Process Engineering, 25, 2002, 159-187.
- [18] **Sun K.-H., Pyle D.L., Fitt A.D., Please C.P., Baines M.J., Hall-Taylor N.:** *Numerical study of 2D heat transfer in a scraped surface heat exchanger*, Computers & Fluids, 33, 2004, 869–880.
- [19] **Yataghenea M., Pruvost J., Fayolle F., Legrand J.:** *CFD analysis of the flow pattern and local shear rate in a scraped surface heat exchanger*, Chemical Engineering and Processing, 47, 2008, 1550–1561.
- [20] **Yataghenea M., Fayolle F., Legrand J.:** *Numerical and experimental investigation of flow patterns in scraped surface heat exchangers*, Proceedings of European Congress of Chemical Engineering (ECCE-6) Copenhagen, 16-20.09.2007.
- [21] **Mourad Y., Francine F., Legrand J.:** *Flow patterns analysis using experimental PIV technique inside scraped surface heat exchanger in continuous flow conditio*, Applied Thermal Engineering, 2011, 1–14.
- [22] **Yataghenea M., Fayolle F., Legrand J.:** *Experimental and numerical analysis of heat transfer including viscous dissipation in a scraped surface heat exchanger*, Chemical Engineering and Processing, 48, 2009, 1445–1456.
- [23] **Solano J.P., García A., Vicente P.G., Viedma A.:** *Flow pattern assessment in tubes of reciprocating scraped surface heat exchangers*, International Journal of Thermal Sciences, 50, 2011, 803–815.
- [24] **Solano J.P., García A., Vicente P.G., Viedma A.:** *Flow field and heat transfer investigation in tubes of heat exchangers with motionless scrapers*, Applied Thermal Engineering, 31, 2011, 2013–2024.