



## **Badanie skraplania czynnika chłodniczego w obszarze pary przegrzanej**

*Tadeusz Bohdal, Magdalena Florianowicz  
Politechnika Koszalińska*

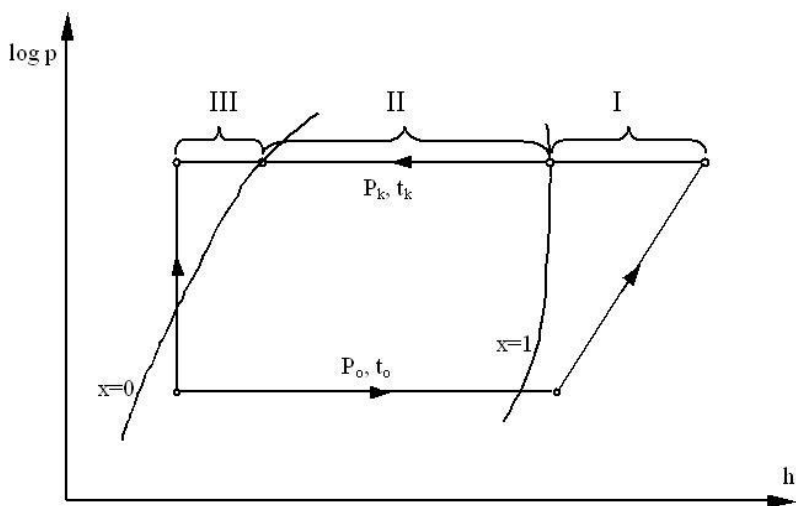
### **1. Wstęp**

Przemiany fazowe czynników chłodniczych umożliwiają intensywną wymianę ciepła w parownikach i skraplaczach. Procesy wrzenia pozwalają uzyskiwać efekt chłodzenia, a procesy skraplania efekt grzania otoczenia przez czynnik podlegający przemianie fazowej. Oba te procesy są niezbędne w klasycznej instalacji chłodniczej i pozwalają zamknąć realizowany obieg termodynamiczny w urządzeniu. Wrzenie może zachodzić przy określonym ciśnieniu, gdy temperatura cieczy osiągnie temperaturę wyższą od temperatury nasycenia, a skraplanie, gdy temperatura pary osiągnie temperaturę niższą od temperatury nasycenia. Podczas przemian fazowych następuje zmiana starej fazy w nową, o ile zostaną spełnione ściśle określone warunki. Dla procesu skraplania warunkami tymi są: istnienie gradientu temperatury na ściance kanału oraz występowanie nowej fazy, czyli zarodków cieczy. Powstające skropliny mogą tworzyć ciągłą warstwę na powierzchni (skraplanie błonowe) lub też gromadzić się na niej w postaci pojedynczych kropli (skraplanie kropłowe). W rurach skraplaczy urządzeń chłodniczych występuje z reguły

skraplanie błonowe, podczas którego powstaje film cieczy na powierzchni wewnętrznej kanału. Nie można jednak wykluczyć warunków powstawania skraplania kropkowego lub mieszanego (w przypadku skraplania czynników o dużym stężeniu rozpuszczonych w nich olejów). Przepływ skraplającego się czynnika chłodniczego ograniczony jest, poza tym, ściankami kanału. Ruch powstającego filmu kondensatu może mieć charakter laminarny lub turbulentny. Mechanizm tego procesu jest odmienny od innych rodzajów skraplania (na ściance płaskiej pionowej, na zewnętrznej powierzchni rury), ponieważ istnieją określone i ograniczone warunki odpływu powstającego kondensatu [9, 10, 13, 15].

Do węzownicy skraplacza dopływa para przegrzana czynnika chłodniczego, odpływa zaś ciecz dochłodzona. Występują podczas skraplania w węzownicy trzy strefy wymiany ciepła [6, 10, 11], to znaczy (rys. 1):

- strefa odbioru ciepła przegrzania *I*,
- strefa skraplania właściwego (dopływ pary nasyconej suchej, a wypływ cieczy nasyconej o stopniu suchości  $x = 0$ ) *II*,
- strefa dochłodzenia kondensatu *III*.



**Rys. 1.** Strefy skraplania czynnika w węzownicy rurowej skraplacza  
**Fig. 1.** Condensation areas in condenser's coil pipe

W pierwszych odcinkach rury skraplacza występuje przepływ jednofazowy pary przegrzanej, która ulega schłodzeniu w kontakcie ze ścianką rury, przechodząc do stanu nasycenia (strefa *I*). Jeżeli temperatura ścianki jest niższa od temperatury nasycenia, wówczas rozpoczyna się proces skraplania właściwego połączony z kondensacją i powstawaniem filmu cieczowego na ściance wewnętrznej kanału (strefa *II*). Kierunek przepływu pary i powstającego kondensatu jest ten sam, przy czym prędkość pary jest dużo większa niż cieczy. Poczynając od pewnej długości węzownicy rurowej skraplacza warstwa filmu kondensatu przechodzi z laminarnej w turbulentną. Część cieczy porywana jest także z obszaru pary płynącej środkiem kanału rurowego. Wskutek tarcia międzyfazowego następuje wzajemne oddziaływanie pary i cieczy. Wpływa to, między innymi, na zmniejszenie grubości warstwy kondensatu oraz turbulizuje przepływ. W przypadku czynników chłodniczych wpływ tarcia międzyfazowego jest szczególnie silny. Przy utrudnionym odpływie kondensatu, wzrasta grubość filmu cieczowego oraz maleją wymiary przekroju poprzecznego przepływu. Udział cieczy na pewnym odcinku węzownicy może być tak duży, że nastąpi okresowe zamknięcie całego przekroju przepływowego. W końcowych odcinkach węzownicy pojawia się jednoodrodny przepływ cieczy połączony z jej dochłodzeniem (strefa *III*).

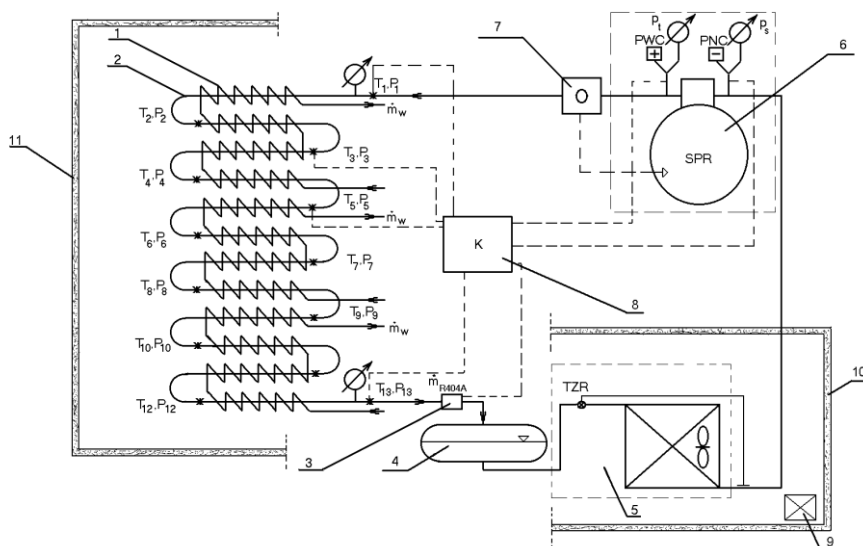
Niniejsze opracowanie dotyczy wymiany ciepła w strefie przepływu pary przegrzanej (strefa *I*) i możliwości wystąpienia sprzyjających warunków do rozpoczęcia lokalnego procesu skraplania czynnika chłodniczego. W procesie izobarycznego schładzania pary przegrzanej mogą zaistnieć warunki, w których wystąpi takie lokalne zjawisko skraplania pary już w obszarze przegrzania. Niekiedy proces taki w ogóle może nie zaistnieć w skraplaczu. Zasadniczo problem obliczenia współczynnika przejmowania ciepła podczas skraplania czynnika chłodniczego w obszarze pary przegrzanej należy do zagadnień otwartych i pomimo faktu, że taki przypadek należy do najczęściej spotykanych w technice chłodniczej, w dostępnej literaturze przedmiotu nie poświęcono mu należytej uwagi. Opublikowane prace dotyczące przede wszystkim skraplania pary nasyconej, a tylko nieliczne przegrzanej [4, 16]. Jest to zagadnienie słabo jeszcze rozpoznane i zazwyczaj pomijane w analizach wymiany ciepła w skraplaczach chłodniczych [5, 12]. Wybrane aspekty tego problemu przedstawiono w niniejszej pracy.

## 2. Badania eksperymentalne

Badania eksperymentalne zrealizowano na stanowisku pomiarowym, którego schemat ideowy przedstawiono na rys. 2. Stanowisko umożliwiało wykonanie pomiarów eksperymentalnych modelowego skraplacza chłodzonego wodą i zasilanego czynnikiem chłodniczym R404A [7, 8, 11].

Przedmiotowy skraplacz zbudowany był w postaci sekcji wymienników ciepła typu „rura w rurze” (o średnicy rury zewnętrznej  $\phi 35/31$  mm i wewnętrznej  $\phi 15/13$  mm) i długości 1000 mm każdy, połączonych za pomocą kolanek rurowych. Para czynnika chłodniczego skraplała się w przepływie wewnątrz rury miedzianej o średnicy wewnętrznej  $\phi 13$  mm, wskutek chłodzenia wodą doprowadzaną do przestrzeni międzyrurowej. Od zewnątrz rury skraplacza zaizolowano warstwą izolacji poliuretanowej. Badany skraplacz modelowy włączono do laboratoryjnej, sprężarkowej instalacji chłodniczej. Zmianę obciążenia cieplnego skraplacza uzyskiwano przez zmianę obciążenia cieplnego w izolowanej komorze chłodniczej 10, w której umieszczono wentylatorową chłodnicę powietrza (z oprzyrządowaniem). Para czynnika chłodniczego zasysana przez sprężarkę była kierowana po sprężeniu do skraplacza i dalej, po skropleniu do zbiornika cieczy 4. Pomiar temperatury wykonano za pomocą czujników termoelektrycznych typu *K* (NiCr-Ni) o średnicy termoelektrod  $\phi 0,2$  mm.

Do pomiaru ciśnienia zastosowano czujniki tensometryczne typu *PT-5101M/2,5MPa* oraz kontrolne manometry sprężynowe klasy 0,4. Wszystkie czujniki pomiarowe temperatury i ciśnienia uprzednio przecechowano i sporządzono ich indywidualne charakterystyki. Zastosowano komputerowe karty pomiarowe odpowiednio typu *PCI 1710Hg* i *PCL 818HG*, włączone do komputerowego systemu akwizycji danych 8. Do tego systemu włączony był również elektroniczny przepływomierz czynnika chłodniczego typu *Massflo* firmy *Danfoss*. Natężenie przepływu czynnika chłodniczego sprawdzano okresowo za pomocą dwóch metod (w tym metodą naczyń cechowanych). Masowe natężenie przepływu wody mierzono przepływomierzem elektronicznym tej samej firmy, zaś poziom regulacji ustalano za pomocą przecechowanego rotometru laboratoryjnego.

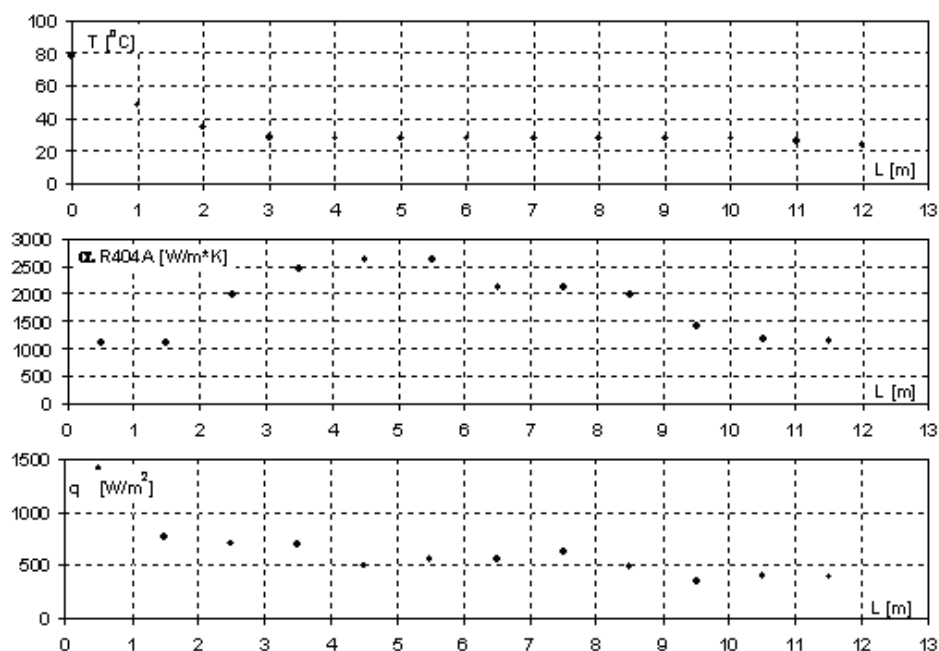


**Rys. 2.** Schemat ideowy stanowiska badawczego 1 – sekcja skraplacza, 2 – kolanko rurowe, 3 – pomiar natężenia przepływu czynnika chłodniczego, 4 – zbiornik cieczy R404A, 5 – wentylatorowa chłodnica powietrza, 6 – (SPR) agregat sprężarkowy typu 4P-10.2Y firmy Bitzer, 7 – odolejacz, 8 – komputerowy układ akwizycji danych, 9 – element systemu regulacji obciążenia cieplnego w komorze, 10 – izolowana komora chłodnicza, 11 – osłona pomieszczenia pomiarowego skraplacza,  $T, P$  – układy czujników do pomiaru temperatury i ciśnienia w wybranych węzłach układu czynnika i wody, PWC – presostat wysokiego ciśnienia, PNC – presostat niskiego ciśnienia, TZR – termostatyczny zawór rozprężny,  $P_t$  – manometr ciśnienia tłoczenia,  $P_s$  – manometr ciśnienia ssania,  $\dot{m}$  – masowe natężenie przepływu czynnika chłodniczego,  $\dot{m}_w$  – masowe natężenie przepływu wody

**Fig. 2.** Schematic diagram of the testing stand: 1 – condenser section, 2 – elbow, 3 – measurement of the refrigerant flow rate, 4 – tank for R404A liquid, 5 – fan air cooler, 6 – (SPR) compressor installation type 4P-10.2Y manufactured by Bitzer, 7 – oil separator, 8 – computer data collection system, 9 – element of heat load adjustment system in chamber, 10 – isolated cold room, 11 – shield of condenser's measuring compartment,  $T, P$  – sensor sets for the measurements of temperature and pressure in selected nodes of the refrigerant and water system, PWC – high-pressure control, PNC – low-pressure control, TZR – thermostatic expansion valve,  $P_t$  – manometer of forcing pressure,  $P_s$  – manometer of suction pressure,  $\dot{m}$  – mass flow rate of refrigerant,  $\dot{m}_w$  – mass flow rate of water

Badania procesu skraplania prowadzono w warunkach ustalonych. W celu dokładniejszego określenia początku skraplania czynnika chłodniczego w przepływie, jeden z poziomych odcinków wężownicy rurowej wyposażono dodatkowo w zespół czujników do pomiaru temperatury czynnika chłodniczego i wody. Temperaturę tę mierzono w przekrojach poprzecznych oddalonych od siebie o 0,1 m na długości odcinka pomiarowego, uzyskując formę eksperymentalną „dyskretyzacji” procesu.

Na rysunku 3 przedstawiono interpretację graficzną przykładowych wyników badań. W rozkładzie temperatury lokalnej czynnika  $T_x(L)$  następuje wyraźny spadek wartości temperatury w strefie odbioru ciepła przegrzania pary. Spada też lokalna wartość gęstości strumienia ciepła, co jest wynikiem spadku różnicy temperatury czynnika chłodniczego i medium chłodzącego skraplacz. W zakresie dwufazowym skraplania właściwego czynnika chłodniczego utrzymuje się prawie stały poziom temperatury czynnika, z tendencją do minimalnego spadku (spowodowanego oporami przepływu i oddziaływaniem poślizgu temperaturowego). Na podstawie analizy prezentowanych wyników można stwierdzić, że w obszarze pary przegrzanej następuje stopniowy wzrost wartości współczynnika przejmowania ciepła  $\alpha_x$ , co świadczy o rozpoczęciu lokalnego skraplania czynnika chłodniczego. W strefie skraplania właściwego lokalna wartość współczynnika przejmowania początkowo wzrasta do wartości maksymalnej, a następnie ulega obniżeniu. Z danych prezentowanych na rys. 3 wynika, że lokalna wartość współczynnika przejmowania ciepła  $\alpha_x$  podczas skraplania w kanale rurowym ulega zmianie na jego długości. Zależy ona, między innymi, od wartości stopnia suchości  $x$  i gęstości strumienia masy czynnika chłodniczego ( $w\rho$ ). Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych wykazano, że najwyższa wartość współczynnika przejmowania ciepła  $\alpha_x$  występuje w zakresie wartości stopnia suchości  $x = 0,6 \div 0,9$ , przy czym maksimum wartości  $\alpha_x$  przesuwa się w kierunku niższych wartości stopnia suchości  $x$ , wraz ze spadkiem gęstości strumienia masy ( $w\rho$ ).



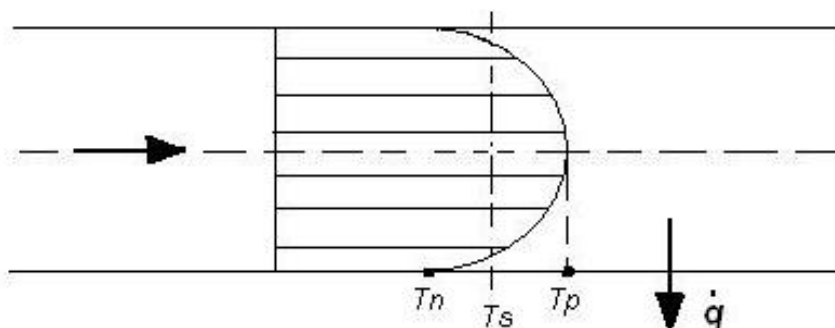
**Rys. 3.** Eksperymentalny rozkład lokalnych wartości temperatury  $T$ , współczynnika przejmowania ciepła  $\alpha_x$  i gęstości strumienia ciepła  $q$  wzdłuż drogi przepływu czynnika chłodniczego R404A w wężownicy skraplacza modelowego; wyniki badań dla  $(w_p) = 111 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,  $T_s = 28,6^\circ\text{C}$

**Fig. 3.** Experimental distribution of local temperature values  $T$ , heat transfer coefficient  $\alpha_x$  and heat flux density  $q$  along the path flow of R404A refrigerant in the coil pipe of model condenser; investigation results for  $(w_p) = 111 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,  $T_s = 28.6^\circ\text{C}$

### 3. Analiza wyników badań eksperymentalnych

Istotnym zagadnieniem poznawczym jest określenie stanu początkowego skraplania czynnika chłodniczego w obszarze pary przegrzanej. Z uzyskanych wyników badań eksperymentalnych wynika, że rozpoczęcie procesu skraplania objawia się wzrostem lokalnej wartości współczynnika przejmowania ciepła  $\alpha_x$ . Jest to związane z intensyfikacją wymiany ciepła na skutek pojawienia się wewnętrznych źródeł ciepła, które dostarczają ciepło od skraplającej się pary. Na rys. 4 przedstawiono schemat rozkładu temperatury czynnika chłodniczego w przekroju po-

przecznym kanału rurowego, wewnątrz którego lokalnie rozpoczyna się proces skraplania pary przegrzanej;  $T_s$  oznacza temperaturę nasycenia,  $T_n$  – jest temperaturą przechłodzonej pary na ścianie kanału, a  $T_p$  opisuje wartość temperatury pary przegrzanej w rdzeniu przepływu.



**Rys. 4.** Rozkład temperatury czynnika chłodniczego w przekroju poprzecznym kanału rurowego podczas lokalnego skraplania w obszarze pary przegrzanej  
**Fig. 4.** Temperature profile of refrigerant in the cross-section of pipe channel during local condensation in superheated vapor area

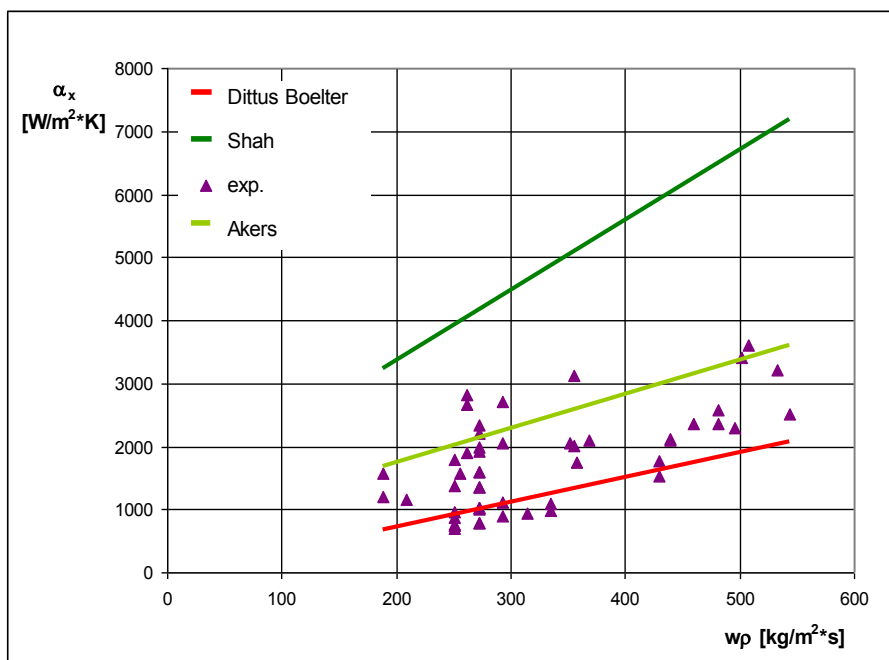
Poszukując kryterium pozwalającego określić początek skraplania czynnika chłodniczego w przepływie przyjęto, że istnieje analogia między procesem wrzenia i skraplania, to znaczy założono istnienie w uproszczeniu symetrii tych procesów. Wykorzystano, więc niektóre elementy wcześniejszej analizy przeprowadzonej przez autora pracy [2] dla określenia kryterium początku wrzenia w kanale rurowym. W analizie wyników badań założono, że skraplanie rozpoczyna się w kanale rurowym, jako skraplanie w obszarze pary przegrzanej. Oznacza to, że temperatura pary  $T_p$  przepływającej w rdzeniu przepływu jest wyższa od temperatury nasycenia  $T_s$ , której wartość wynika z aktualnego ciśnienia absolutnego  $p$  w procesie skraplania. Istnieje lokalne przegrzanie pary względem temperatury nasycenia określone różnicą temperatury  $\Delta T_p$  ( $\Delta T_p = T_p - T_s$  – oznaczenia według rysunku 11). Uzyskane wyniki badań wykazały, że inicjacja procesu lokalnego skraplania zależy od wielkości przechłodzenia pary przy ścianie kanału  $\Delta T_w$  ( $\Delta T_w = T_s - T_n$ ) i od przegrzania pary  $\Delta T_p$  w rdzeniu przepływu. Mając powyższe na uwadze



w odniesieniu do stanu początkowego skraplania w przepływie, autorzy niniejszej pracy proponują wprowadzenie współczynnika  $C$ , który stanowi stosunek przechłodzenia pary przy ścianie kanału  $\Delta T_w$  do przegrzania pary w rdzeniu przepływu  $\Delta T_p$ :

$$C = \frac{\Delta T_w}{\Delta T_p} = \frac{T_s - T_n}{T_p - T_s}. \quad (1)$$

Wykorzystując wyniki przeprowadzonych badań eksperymentalnych wykonano obliczenia wartości współczynnika bezwymiarowego  $C$  opisanego wzorem (1), którego średnia wartość dla skraplania czynnika R404A w kanale o średnicy konwencjonalnej wynosi  $C = 1,55 \pm 20\%$  [5].



**Rys. 5.** Porównanie lokalnej wartości współczynnika przejmowania ciepła  $\alpha_x$  w strefie rozpoczęcia procesu skraplania z wynikami obliczeń według zależności *Dittusa-Boeltera*, *Shaha* i *Akersa*

**Fig. 5.** Comparison of the local value of heat transfer coefficient  $\alpha_x$  in the start area of condensation process with calculation results according to dependencies proposed by *Dittus-Boelter*, *Shaha* and *Akers*

Proces wymiany ciepła podczas schładzania pary przegrzanej w zakresie jednofazowej konwekcji wymuszonej (strefa *I*) dobrze opisuje zależność *Dittusa-Boeltera* lub jej podobne [3]. Badania eksperymentalne wykazały [6], że w obszarze skraplania właściwego (strefa *II*) można z powodzeniem stosować w opisie wymiany ciepła zależność *Shaha* [14]. Natomiast korelacja *Akersa* [1] bardzo często zaniża wartość współczynnika przejmowania ciepła. W przypadku rozpoczęcia skraplania czynnika chłodniczego w obszarze pary przegrzanej następuje stopniowy wzrost lokalnej wartości współczynnika przejmowania ciepła  $\alpha_x$ , od wartości opisanej zależnością dla jednofazowej konwekcji wymuszonej do wartości opisanej korelacją dla skraplania właściwego. Potwierdzają to uzyskane przez autorów wyniki badań, które przedstawiono na rys. 5. Zawierają one porównanie lokalnej wartości współczynnika przejmowania ciepła  $\alpha_x$  w strefie rozpoczęcia procesu skraplania z wynikami obliczeń według zależności *Dittusa-Boeltera*, *Shaha* i *Akersa*. Wynika z nich, że w przypadku rozpoczęcia procesu skraplania następuje wzrost lokalnej wartości współczynnika przejmowania ciepła  $\alpha_x$ . Może to stanowić dodatkowe kryterium pozwalające na identyfikację punktu początku skraplania w obszarze pary przegrzanej.

#### 4. Wnioski

- W skraplaczach stosowanych w parowych, sprężarkowych obiegach chłodniczych występuje niekorzystna pod względem wymiany ciepła strefa schładzania pary przegrzanej. W niektórych warunkach pojawia się zjawisko skraplania pary czynnika, inicjowane lokalnie w obszarze strefy pary przegrzanej. Liczba publikacji prezentujących ten problem jest znikomo mała.
- W obszarze pary przegrzanej następuje stopniowy wzrost wartości współczynnika przejmowania ciepła  $\alpha_x$ , co świadczy o rozpoczęciu lokalnego skraplania czynnika chłodniczego.
- Przedstawiona w pracy analiza wymiany ciepła daje możliwość określenia punktu początku skraplania PPS w obszarze kondensacyjnym strefy schładzania pary przegrzanej w skraplaczu.
- Przedstawiona przez autorów metoda identyfikacji początku skraplania w strefie kondensacyjnej obszaru pary przegrzanej, zweryfikowana badaniami eksperymentalnymi, może być stosowana w obli-

zeniach wymiarów skraplaczy (lub tzw. przedskraplaczy) wykorzystywanych w układach chłodniczych. Prowadzone są dalsze badania w tym zakresie.

## Literatura

1. **Akers W., Deans O.K., Crosser O.K.:** *Condensation heat transfer within horizontal tubes*. Chem. Eng. Progr. Symposium 1959, vol. 55, s. 171÷176.
2. **Bohdal T.:** *Przyczyny niestabilności przemian fazowych czynników energetycznych*. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2006.
3. **Bohdal T.:** *Zjawiska wrzenia pęcherzykowego czynników chłodniczych*. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2001.
4. **Bohdal T., Charun H.:** *Analiza skraplania pary przegrzanej w skraplaczu chłodniczym*. Materiały XIII Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy, Koszalin – Darłówko 2007, s. 211÷218.
5. **Bohdal T., Florianowicz M.:** *Badanie początku skraplania czynnika chłodniczego*, Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna nr 1÷2, s. 10÷17. 2010.
6. **Bohdal T., Charun H., Matysko R.:** *Condensation of refrigerant R-404A in a tubular channel*. Archives of Thermodynamics vol. 27, No.1, pp. 13÷29. 2006.
7. **Bohdal T., Grzejszczak M.:** *Badania eksploatacyjne skraplacza chłodzonego powietrzem*, Chłodnictwo&Klimatyzacja. nr 12, s. 41÷47. 2006.
8. **Bohdal T., Matysko R.:** *Skraplanie czynników chłodniczych w kanałach rurowych*. Chłodnictwo, nr 6, 2005, s. 4÷10.
9. **Butrymowicz D.:** *Problemy poprawy efektywności energetycznej obiegów lewobieżnych*. Zeszyty Naukowe Instytutu Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk 2005, nr 538/1497/2005.
10. **Czapp M.:** *Przemiany fazowe czynników w węzownicowych chłodniczych wymiennikach ciepła*. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2002.
11. **Grzejszczak M.:** *Wymiana ciepła podczas skraplania czynnika chłodniczego*, II Ogólnopolska Konferencja Doktoranci-Gospodarce. Sarbinowo 2007.
12. **Grzejszczak M.:** *Badanie początku skraplania czynnika chłodniczego w przepływie*, V Konferencja Studentów i Młodych Pracowników Nauki Wydziału Mechanicznego. Koszalin 2008.
13. **Incropera F. P., Dewitt D. P.:** *Introduction to heat transfer*. John & Sons, 1996.

14. **Shah M.M.:** A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *Int. J. of Heat and Mass Transfer* 1979, vol. 22, s. 547÷556.
15. **Shao D. W., Granryd E.:** *Experimental and theoretical study on flow condensation with non-azeotropic refrigerant mixtures of R32/R134a.* *Int. J. Refrig.* vol. 21, no. 3, s. 230÷246. 1998.
16. **Webb R. L.:** *Convective Condensation of Superheated Vapour.* *Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer*, vol. 120, 1998, s. 418÷421.

## **Investigations on the Refrigerants Condensation in the Superheated Vapor Area**

### **Abstract**

Results of experimental investigations of the condensation of the R404A refrigerant in the coil pipe of a model condenser were presented. It was demonstrated that the condensation process which begins locally in the superheated vapor area, after the occurrence of a specific overcooling of the vapor on the channel wall, develops further in a two-phase system. On the basis of the analysis conducted, a criterion was developed which permits the determination of the starting point of condensation in the *PPS* flow. The knowledge of this criterion supplements description of the heat exchange and may be useful for the designing of refrigeration condensers. It was further demonstrated that in the superheated vapor area, there is a gradual increase of heat transfer coefficient  $\alpha_x$ , which constitutes an evidence of the local condensation of the refrigerant start. There is a justifiable requirement for the continuation of research in this area.

In condensers used in steam, compressor cooling circuits there is a disadvantageous in terms of heat exchange zone of cooling of superheated steam. In some conditions, phenomenon of condensation of refrigerant vapour occurs, initiated locally in the zone of superheated steam. The number of publications presenting this problem is very small.

Analysis of heat transfer presented in the paper makes possible to determine the beginning point of *PPS* in condensing area of cooling of superheated steam zone in the condenser.

Methodology of identification of the beginning of condensation in the condensation zone of area of superheated steam, verified with experimental research, presented by the authors, may be applied in the calculations of the dimensions of condensers (or so called pre-condensers) used in refrigeration systems. Investigations in this area are continued.