

WPLYW ZASTOSOWANIA KONDENSACJI KROPOWEJ W POJEDYNCZYM
DWUFAZOWYM NA WSPÓLCZYNNIK PRZENIKANIA CIEPŁA PRZEZ
ŚCIANKĘ SKRAPLACZA

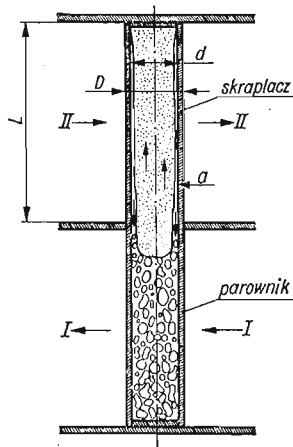
BOGUMIL BIENIASZ (RZESZÓW)

1. Oznaczenia

- a pole wewnętrznej powierzchni skraplacza termosyfonu [m^2];
 d, D średnica rurki termosyfonu wewnętrzna i zewnętrzna [m],
 g przyspieszenie ziemskie [m/s^2],
 Δi_{lg} entalpia parowania [kJ/kg],
 k średni współczynnik przenikania ciepła przez ściankę skraplacza termosyfonu odniesiony do powierzchni zewnętrznej [$W/(m^2deg)$],
 k_F, k_D j.w., odpowiednio dla kondensacji filmowej lub kroplowej [$W/(m^2deg)$],
 L efektywna długość skraplacza termosyfonu [m],
 Ne liczba transportu [kg/s^3],
 P moc cieplna termosyfonu [W],
 P_{gr} moc graniczna termosyfonu, moc zalewania skraplacza [W],
 p_v ciśnienie pary czynnika roboczego [bar],
 (Pr) liczba Prandtla,
 q strumień cieplny [W/m^2],
 R całkowita oporność cieplna przenikania ciepła, $1/k$ [m^2deg/W],
 R_k oporność cieplna konwekcji po stronie ogrzewanego płynu [m^2deg/W],
 R_{ng} oporność cieplna nieskrapających się gazów zawartych wewnątrz termosyfonu [m^2deg/W],
 R_s oporność cieplna kondensacji [m^2deg/W],
 R_{SF}, R_{SD} j.w., odpowiednio filmowej i kroplowej [m^2deg/W],
 R_w oporność cieplna przewodzenia przez ściankę [m^2deg/W],
 R_z oporność cieplna warstewki zanieczyszczeń [m^2deg/W],
 (Re) liczba Reynoldsa,
 $\Delta T_{SF}, \Delta T_{SD}$ różnica temperatury nasycenia czynnika roboczego termosyfonu i temperatury wewnętrznej ścianki przy kondensacji odpowiednio filmowej i kroplowej [deg],
 β parametr płynu [$kg/(ms^3)1/2$],
 μ_l lepkość dynamiczna kondensatu [$kg/(ms)$],
 ν_v lepkość kinematyczna pary czynnika roboczego termosyfonu [m^2/s],
 ρ_l gęstość cieczy czynnika roboczego termosyfonu [kg/m^3],
 ρ_v gęstość pary czynnika roboczego termosyfonu [kg/m^3],
 σ napięcie powierzchniowe na granicy: ciecz-para czynnika roboczego [kg/s^2].

2. Wstęp

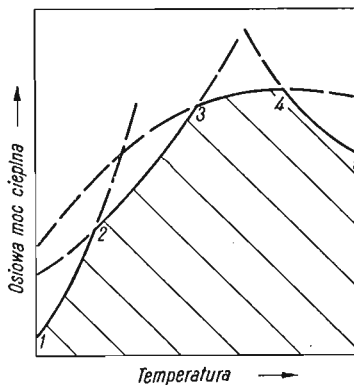
Dwufazowy termosyfon, zwany w dalszym ciągu termosyfonem, jest elementem wymienników ciepła o efektywnej osiowej przewodności cieplnej od 40 do 10 000 razy większej od czystej miedzi o tej samej masie. Rysunek 1 przedstawia zasadę działania ter-



Rys. 1

mosyfonu wykonanego z rury, pracującego w wymienniku ciepła, w którym ciepło jest przekazywane od czynnika *I* do *II*. W układzie zamkniętym termosyfonu znajduje się pewna ilość czynnika roboczego, który jest nośnikiem ciepła. Czynnik otrzymuje energię w czasie wrzenia w parowniku, a oddaje przy skraplaniu w skraplaczu termosyfonu.

Maksymalna moc cieplna termosyfonu przekazywana w kierunku osiowym jest funkcją temperatury pracy. Na rys. 2 przedstawiono schematycznie zakres stosowalności termo-



Rys. 2

syfonu. Ograniczenie mocy wynika z różnych przyczyn, zależnie od temperatury pracy zawartej w obszarze stosowalności cieczy roboczej. I tak, przy temperaturach zbliżonych do dolnej granicy zakresu pracy czynnika (rozruch) ograniczenie mocy wynika z wystąpienia przepływu krytycznego pary (prędkość pary równa prędkości dźwięku) na jej drodze, co zdarza się najczęściej u wejścia do skraplacza, i ustalenia w ten sposób wydatku pary. Ograniczenie to przedstawia krzywa *1-2*.

Ze wzrostem temperatury pracy prędkość krytyczna gwałtownie rośnie i nie limituje już mocy. Ze wzrostem mocy cieplnej przekazywanej w kierunku osiowym wzrasta prę-

kość pary, a zarazem naprężenie styczne na granicy: para-spływający w dół kondensat, występuje falowanie kondensatu i jego porywanie przez strumień pary. W krytycznej sytuacji następuje zalanie skraplacza oznaczające równoczesne osuszenie parownika, co powoduje obniżenie wydatku pary i mocy. Moc cieplną, przy której następuje zalanie skraplacza można obliczyć stosując równanie

$$(1) \quad P_{gr} = 0,261\pi\Delta i_{ig}d^{2,32}(g/\mu_l)^{0,154}\rho_v^{0,845}\rho_l^{0,307}.$$

Powyższe równanie zostało wyprowadzone przez autora na podstawie kryteriów SOŁOWIOWA i in. [1] określania obszaru niestabilnego ruchu kondensatu przy przepływie dwufazowym w pionowych rurach¹⁾. Przy wyższych temperaturach roboczych już nie porywanie kondensatu, ale cyrkulacja czynnika roboczego staje się czynnikiem limitującym osiową moc cieplną termosyfonu według krzywej 3 - 4 na rys. 2. Zdolność czynnika roboczego do cyrkulacji zależy od szeregu jego własności fizycznych. Czynnikiem należy oczywiście dobierać pod tym kątem tak, aby omawiane ograniczenie było jak najmniejsze. Kryterium selekcji czynników jest tu tzw. liczba transportu cieczy, zdefiniowana [2] jako

$$(2) \quad Ne = \frac{\sigma_{ol}\Delta i_{ig}}{\mu_l}$$

w przypadku, gdy głównym oporem cyrkulacji jest opór spływu kondensatu ze skraplacza do parownika. Ze wzrostem tej liczby krzywa 3 - 4 przesuwana jest ku większym wartościom mocy. I tak na przykład, woda ma stosunkowo wysoką liczbę transportu w porównaniu z innymi czynnikami w zakresie od 290 do 550 °C.

Bywa, że głównym oporem cyrkulacji jest opór przepływu pary. W tej sytuacji obowiązuje inne kryterium, mianowicie tzw. parametr płynu wprowadzony przez SILVERSTEINA [3], zdefiniowany jako

$$(3) \quad \beta = \left(\frac{\Delta i_{ig} p_v}{\nu_v} \right)^{1/2}.$$

W przypadku zwykłych termosyfonów decydującą rolę odgrywa opór spływu kondensatu.

Kolejne ograniczenie mocy, przy najwyższych temperaturach, wynika z możliwości wystąpienia w parowniku wrzenia błonowego charakteryzującego się dużym oporem cieplnym. Krzywa 4 - 5 przedstawia to ograniczenie.

Temperatury robocze leżą zazwyczaj w przedziale od temperatury punktu 2 do temperatury punktu 4, dlatego też nominalną moc cieplną termosyfonu dla wybranej temperatury roboczej określa się praktycznie jako o kilkadziesiąt procent mniejszą od wyliczonej z równania (1).

Prócz tego, że termosyfon umożliwia otrzymywanie dużych strumieni ciepłych przy małych gradientach temperatury, ma on dodatkowe zalety:

— może służyć jako transformator strumienia ciepłego, tzn. pobierać ciepło przy małym strumieniu, a oddawać o dużym i odwrotnie oraz zmieniać nierównomierny strumień ciepły na równomierny,

— może służyć do kontroli procesów wymiany ciepła; praca przy stałej temperaturze,

¹⁾ Praca na ten temat została przesłana do druku w «Mechanice Teoretycznej i Stosowanej»

przekazywanie ciepła wtedy, gdy jest to wymagane (jako tzw. przełącznik cieplny), przekazywanie ciepła tylko w jednym kierunku (dioda cieplna).

A oto przykłady konkretnych zastosowań termosyfonów:

- chłodzenie elementów urządzeń elektronowych,
- odparowanie kropelek paliwa za gaźnikiem silnika tłokowego przy pomocy ciepła ze spalin (*vapirpe*),
- elementy wymienników ciepła stosowanych w instalacjach energetycznych,
- chłodzenie hamulców,
- nieobmarzające boje i inne urządzenia morskie,
- wykorzystanie energii gleby o zamrożonej powierzchni,
- jako elementy konstrukcyjne ściskane i rozciągane dla zmniejszenia naprężeń i odkształceń termosprężystych w stosunku do jednorodnych elementów.

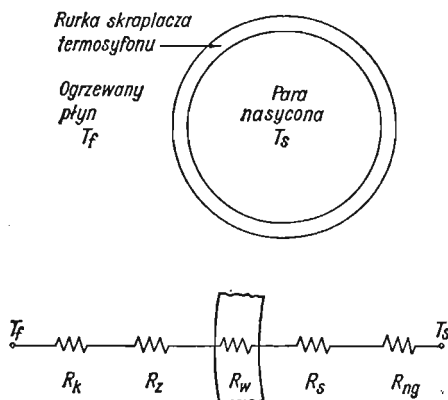
3. Przenikanie ciepła przez ściankę skraplacza termosyfonu

Współczynnik przenikania ciepła przez ściankę skraplacza termosyfonu jest odwrotnie proporcjonalny do sumy oporności cieplnych między skraplającą się parą a ogrzewanym płynem. Oporności zilustrowano na rys. 3. Mamy więc

$$(4) \quad k = 1/R,$$

gdzie

$$(5) \quad R = R_{ng} + R_s + R_w + R_z + R_k.$$



Rys. 3

W równaniu (5) nie ujęto oporności zanieczyszczeń po stronie pary, gdyż wnętrze termosyfonu jest dokładnie czyszczone przed napełnieniem, a w dodatku czynnik roboczy jest zamknięty, co wyklucza osadzanie się zanieczyszczeń w czasie pracy. Do ruchu dopuszcza się wyłącznie termosyfony o bardzo małej zawartości gazów nieskrapających się. Opróżnianie termosyfonu do ciśnienia rzędu 10^{-4} Tr oraz zastosowanie do budowy ścianki materiałów nie reagujących z czynnikiem roboczym umożliwi zmniejszenie wartości R_{ng} praktycznie do zera.

Kondensacja pary czynnika roboczego w termosyfonach stosowanych do tej pory jest kondensacją filmową. Wartość współczynnika przenikania ciepła dla skraplacza termosyfonu przy ogrzewaniu czystych płynów jest limitowana w tym przypadku na ogół przez opór konwekcji po zewnętrznej stronie skraplacza i opór przejmowania ciepła przy skraplaniu, ponieważ opór cieplny przewodzenia przez ściankę jest zwykle bardzo mały. W przypadku użycia termosyfonów do ogrzewania gazów, opór cieplny ścianki i opór kondensacji nie odgrywają istotnej roli. Natomiast w przypadku ogrzewania cieczy, opór cieplny kondensacji filmowej jest rzędu oporu cieplnego konwekcji wymuszonej po zewnętrznej stronie termosyfonu.

W przypadku pojedynczego termosyfonu, jak na rys. 1, opór cieplny konwekcji wymuszonej po stronie ogrzewanej cieczy można obliczyć jak dla opływu walca, na przykład z równań (10 - 7a) w [4], opór przewodzenia ścianki skraplacza z podstawowego wzoru dla przypadku ustalonego przewodzenia przez ściankę rury, średni zaś opór kondensacji czynnika roboczego na podstawie równań (10 - 7a) w [5]. W wyniku kombinacji ostatniego równania z równaniem

$$(6) \quad R_{SF} = \frac{a\Delta T_{SF}}{P} = \frac{\pi d L \Delta T_{SF}}{P}$$

otrzymuje się

$$(7) \quad \Delta T_{SF} = \left(\frac{P}{a}\right)^{4/3} \left(\frac{L\mu_1}{0,943^4 g \rho_1 (\rho_1 - \rho_v) k_f^3 \Delta i_{1g}}\right)^{1/3},$$

co można wykorzystać w równaniu (6) do obliczenia R_{SF} .

W tabelcy 1 podano dla przykładu wartości obliczone przy założeniu, że skraplacz termosyfonu o długości $L = 1,24$ m w kształcie rury miedzianej o średnicy wewnętrznej $d = 26$ mm i zewnętrznej $D = 34$ mm ogrzewa wodę przepływającą w kierunku prostopadłym do osi termosyfonu o $(Pr) = 5$ lub powietrze o średniej temperaturze 30 °C, przy czym czynnikiem roboczym jest woda o temperaturze roboczej 40 °C, a moc termosyfonu wynosi 700 W.

Tablica 1

(Re)	Woda Powietrze		Woda					
	R_k	R_w	R_{SF}	R_{SD}	k_f	k_D	$\frac{k_D - k_f}{k_f} 100$	
	$10^{-3} \text{ m}^2 \text{ deg/W}$				$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ deg})$		$\%$	
10^4	0,5	25	0,0133	0,111	0,00633	1534	1922	25,7
$5 \cdot 10^4$	0,216	8,85				2722	4250	56,1

Mimo że dotychczas stosowane termosyfony stanowią elementy wymienników o bardzo intensywnej wymianie ciepła, to w niektórych zastosowaniach możliwa jest dalsza intensyfikacja. Mianowicie, po zastąpieniu kondensacji filmowej kondensacją kropelową, co proponuje autor, otrzymuje się znacznie mniejszy opór cieplny skraplania. Nie ma to dużego znaczenia w przypadku wykorzystania termosyfonów do ogrzewania gazów, kiedy w zasadzie tylko opór cieplny konwekcji przy zewnętrznej powierzchni skraplacza

decyduje o wartości współczynnika przenikania ciepła. Natomiast przy ogrzewaniu cieczy opór cieplny przejmowania jest tego samego rzędu co opór cieplny kondensacji filmowej, a zatem zastąpienie kondensacji filmowej kondensacją kroplową musi spowodować zdecydowane obniżenie całkowitego oporu cieplnego.

4. Kondensacja kroplowa w termosyfonach

Kondensacja kroplowa występuje wtedy, gdy powierzchnia wymiany ciepła jest trudno zwilżalna przez kondensat. Kryterium zwilżalności stanowi kąt przylegania. Dobrej jakości kondensację kroplową można otrzymać przy kącie przylegania około $\pi/2$. Duży kąt przylegania mają ciekłe metale, np. rtęć (bardzo duże napięcie powierzchniowe), natomiast dla innych czynników własność tę można praktycznie osiągnąć stosując następujące promotory:

- a) cienkie warstewki powierzchniowe uzyskane na drodze chemicznej,
- b) stanowiące powierzchnią wykładzinę z obcego, niezwilżalnego materiału,
- c) platerowane ze szlachetnych metali,
- d) wstrzykiwane do czynnika roboczego.

Najmniejsze wartości oporów cieplnych otrzymuje się, jak dotąd, przy wykorzystaniu promotorów chemicznych, które jednak okazały się najmniej trwałe, gdyż podlegają zmywającemu działaniu kondensatu. Maksymalna trwałość tych promotorów nie przekracza w przypadku kondensacji pary wodnej stu godzin pracy, po czym pokrycie wymaga renowacji.

Niektóre materiały są z natury rzeczy niezwilżalne przez niektóre cieczce robocze, np. teflon jest niezwilżalny przez wodę. Badania prowadzone pod kątem przydatności teflonu do budowy skraplaczy pary wodnej wykazały [6], że na teflonowych powierzchniach otrzymuje się dobrej jakości kondensację kroplową w czasie kilku tysięcy godzin pracy. Utrata pierwotnych własności następuje wskutek stopniowego osadzania się na teflonie substancji, które niosła ze sobą świeża para. Można przypuszczać, że w przypadku termosyfonu, gdzie czynnik jest ciągle ten sam, trwałość tego rodzaju promotora będzie praktycznie nieograniczona. Przy pokrywaniu wewnętrznych powierzchni rur warstewką niezwilżalną w rodzaju teflonu należy liczyć się z trudnościami technologicznymi i wysokim kosztem. Po drugie, stosunkowo duża grubość i niska przewodność cieplna teflonu [$k = 0,173 \text{ W/(m deg)}$] zmusza do uwzględniania dodatkowego oporu cieplnego. Nie jest on jednak aż tak duży, aby przekreślić celowość stosowania kondensacji kroplowej.

ERB stwierdził doświadczalnie ([7, 8]), że złoto, srebro, a w pewnym stopniu również pallad, rod i platyna mogą być wykorzystane jako powierzchnie niezwilżalne przez wodę. I tak, na złotej powierzchni ERB otrzymywał kondensację kroplową przez 4,7 roku, co tłumaczy tym, że powierzchnie z metali szlachetnych są wolne od tlenków i pozostają czyste. Odmienne zdanie na ten temat mają WILKINS i in. [9], którzy badając kondensację pary wodnej na pionowych rurach między innymi platerowanych złotem stwierdzili, że po tygodniu pracy na 95% powierzchni rur występowała kondensacja filmowa. Autor niniejszej pracy prowadził badania kondensacji pary wodnej z instalacji ciepłowniczej (praca w druku) na pionowej rurze platerowanej złotem i stwierdził występowanie dobrej jakości

kondensacji kroplowej przez ponad 30 godzin pracy, przy czym przy bardzo dużych strumieniach cieplnych można było zauważyć na powierzchni rury niewielkie miejsca, gdzie występowała kondensacja filmowa. Oczywiście wadą używania szlachetnych metali do pokrywania powierzchni skraplania jest duży koszt.

Kondensację kroplową można też spowodować przez pokrycie powierzchni wymiany ciepła cienką warstwąk substancji ciekłej, która czyni powierzchnię niezwilżalną. W odniesieniu do pary wodnej przebadano dziesiątki tego typu promotorów z zastosowaniem do energetycznych skraplaczy pary wodnej. Na przykład, jak wynika z badań BROMLEYA i in. [10] najlepszym promotorem przy skraplaniu pary wodnej z wody morskiej jest $(C_{18}H_{37}S)_4Si$. W zastosowaniach energetycznych promotor jest wstrzykiwany do świeżej pary i wraz z nią dostaje się na powierzchnię skraplania. Zaletą tego sposobu jest możliwość pominięcia specjalnego przygotowywania powierzchni wymiany ciepła, a wadą w zastosowaniu do skraplaczy energetycznych — zanieczyszczanie pary promotorem oraz konieczność ciągłego uzupełniania. Wymienione wady nie występują w zastosowaniu tego typu promotorów do uzyskiwania kondensacji kroplowej w termosyfonach.

W przypadku termosyfonu wystarczy jednorazowe wstrzyknięcie promotora dobrego do warunków pracy tak, aby nie ulegał rozpadowi oraz w takiej ilości, aby zapewniając dobrą jakość kondensacji kroplowej nie zwiększyć oporu cieplnego przy wrzeniu w parowniku termosyfonu. Koszt takiego przedsięwzięcia jest niewielki — praktycznie zerowy, gdyż po pierwsze stosowane ilości promotorów byłyby bardzo małe, a po drugie wstrzyknięcie można by wykonać, w procesie napełniania termosyfonu czynnikiem.

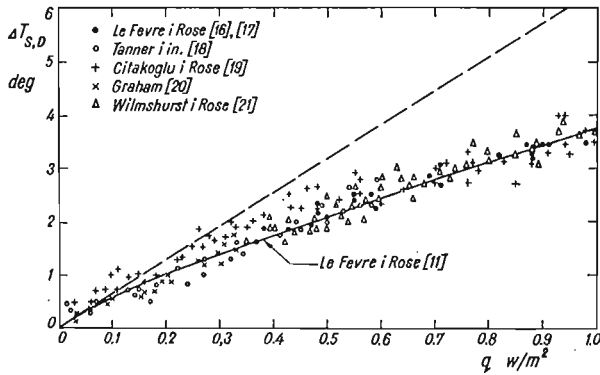
Powyższe przemawia za ostatnim sposobem uzyskiwania kondensacji kroplowej w termosyfonach w przypadku, gdy znany jest rodzaj promotora stosownie do rodzaju czynnika roboczego. Jak dotąd znamy jedynie szereg bardzo dobrych promotorów mających zastosowanie w przypadku wody. Na pytanie, jaki promotor należy zastosować w przypadku innego czynnika można by odpowiedzieć dopiero po przeprowadzeniu odpowiednich badań.

Opór kondensacji kroplowej składa się z oporu przejmowania ciepła od pary do kropelek kondensatu, oporu przewodzenia przez kropelki kondensatu oraz oporu przewodzenia przez warstewkę promotora pokrywającą całą powierzchnię wymiany ciepła. Ten ostatni opór można pominąć, mimo iż przewodności cieplne ciekłych promotorów są stosunkowo małe, a to dlatego, że warstewki mają bardzo małe grubości wskutek przede wszystkim zmywającego działania kondensatu. I tak, jak wynika z oceny LE FEVRE i ROSE w [11], grubość warstewki promotora w przypadku skraplania pary wodnej wynosi prawie zero dla kwasu montanowego oraz waha się w granicach od 0,18 do 0,06 μm dla dodekanu silanu. Odpowiada to wielokrotności od około 90 do 30 grubości warstewki jednocząsteczkowej ostatniego promotora.

Wartości liczbowe dotyczące kondensacji kroplowej zestawia się, podobnie jak dla filmowej, w postaci korelacji: całkowity średni opór cieplny w funkcji strumienia cieplnego lub różnica temperatury nasycenia i ścianki stałej w funkcji strumienia cieplnego. Pogląd na sprawę oporu cieplnego (uwzględniającego przewodzenie przez kropelki kondensatu) przy kondensacji kroplowej w porównaniu z filmową można sobie wyrobić na podstawie dostępnych danych doświadczalnych dla wody oraz opracowań teoretycznych, jak na przykład praca [12] czy też [13]. GRAHAM [14] podaje zależności oporu cieplnego przy

kondensacji kroplowej w funkcji strumienia cieplnego według różnych badaczy, stwierdzając duży rozrzut. Różnice wynikają z warunków badań; w grę wchodzi rodzaj czynnika oraz promotora, rodzaj, geometria i nachylenie powierzchni skraplania i inne. Wyniki badań podsumowuje GRIFFITH [15] stwierdzając, że w przypadku kondensacji kroplowej należy się spodziewać oporów cieplnych od 10 do 80 razy mniejszych niż przy kondensacji filmowej.

Przechodząc do szczegółów dotyczących kondensacji kroplowej, na przykład pary wodnej przy ciśnieniu 1 bar, na powierzchniach miedzianych możemy wykorzystać dane doświadczalne otrzymane, przy użyciu dwusiarczku dwuoktadecylu ($C_{18}H_{37}$) $_2S_2$, przez następujących badaczy: LE FEVRE i ROSE [16, 17], TANNERA i in. [18], CITAKOGLU i ROSE [19], GRAHAM [20] oraz WILMSHURSTA i ROSE [21].



Rys. 4

[19], GRAHAMA [20] oraz WILMSHURSTA i ROSE [21] zamieszczone na rys. 4. Linia ciągła naniesiono na rysunku krzywą uzyskaną przez LE FEVRE i ROSE [11] na drodze głównie analizy teoretycznej kondensacji kroplowej. Jak widać z rysunku, krzywa ta bardzo dobrze reprezentuje naniesione wyniki badań doświadczalnych i może być użyta do obliczeń oporu cieplnego kondensacji kroplowej w danym przypadku.

Dla termosyfonu o wymiarach i mocy podanych wyżej, strumień cieplny wynosi około $0,007 \text{ MW/m}^2$. Przebieg linii ciągłej na rys. 4. w zakresie małych strumieni da się przybliżyć linią prostą, z pochylecia której można dokładniej określić wartość oporu cieplnego kondensacji kroplowej dla powyższego strumienia. Wynosi on około $6,34 \text{ m}^2 \text{ deg/W}$. W tabelcy 1 zamieszczono przykładowe wartości współczynnika przenikania ciepła obliczone dla powyższego termosyfonu z kondensacją kroplową w zastosowaniu do ogrzewania wody oraz wskazano na wyraźny wzrost tego współczynnika.

5. Wnioski

Kondensacja kroplowa jest korzystnym rodzajem kondensacji w termosyfonach służących do budowy wymienników ciepła do ogrzewania cieczy. O ile przy kondensacji filmowej opór cieplny kondensacji jest rzędu oporu cieplnego konwekcji wymuszonej przy ogrzewaniu cieczy, to przy kondensacji kroplowej jest on zaledwie rzędu oporu cieplnego

ścianki termosyfonu. Pomijając opór cieplny kondensacji kroplowej popełniamy minimalny błąd; w przykładzie liczbowym przytoczonym w tekście — od 1,7 do 3,7%.

Praktyczna realizacja kondensacji kroplowej już obecnie jest łatwa i tania w przypadku niektórych czynników wymagających promotora, np. wody, a to przez jednorazowe wstrzyknięcie promotora w procesie napełniania termosyfonu. Współczesna znajomość promotorów dla większości czynników stosowanych w termosyfonach jest jeszcze niewystarczająca, co powoduje konieczność prowadzenia badań w tym zakresie.

Wzrost współczynnika przenikania ciepła przez ściankę skraplacza termosyfonu uzyskany przez zastąpienie kondensacji filmowej kondensacją kroplową umożliwia poważne zmniejszenie wysokości skraplacza przy tej samej mocy termosyfonu. W każdym przypadku zastosowań praktycznych da to w efekcie zmniejszenie kosztów inwestycyjnych.

Literatura cytowana w tekście

1. А. Ф. СОЛОВЬЕВ, Е. И. ПРЕОБРАЖЕНСКИЙ, П. А. СЕМЕНОВ, *Гидравлическое сопротивление в двухфазном потоке*, Химическая Промышленность, 8 (1966), 601 - 604.
2. S. KATZOFF, *Heat pipes and vapor chambers for thermal control of spacecraft*, AIAA Thermophysics Specialist Conference, New Orleans, Louisiana, 17 - 20 April 1967. Paper No 67 - 310, New York, N. Y.: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1967.
3. C. C. SILVERSTEIN *Heat pipe gas turbine regenerators*, ASME Paper No 68 - WA/GT-7.
4. W. H. McADAMS, *Heat transmission*, McGraw-Hill Book Company, INC., 1954, 268.
5. W. M. ROHSENOW, H. Y. CHOI, *Heat, mass and momentum transfer*, Prentice Hall, INC., 1961, 239.
6. R. M. FOX, *A review of literature on the promotion of dropwise condensation*, U. S. Navy Marine Engineering Lab. Report, 71, (1962), 106.
7. R. A. ERB, E. THELEM, *Promoting permanent dropwise condensation*, Ind. Eng. Chem., 57 (1965), 49.
8. R. A. ÉRB, *The wettability of gold*, The Journal of Physical Chemistry, 72 (1966), 2412.
9. D. G. WILKINS, *Dropwise and filmwise condensation of water vapor on gold*, AIChE Journal, 19, 1 (1973), 119 - 123.
10. L. A. BROMLEY, J. W. PORTER S. M. READ, *Promotion of drop-by-drop condensation of steam from sea-water on a vertical copper tube*, AIChE Journal, 14, 2 (1968), 245 - 250.
11. E. J. LE FEVRE, J. W. ROSE, *A theory of heat transfer by dropwise condensation*, Proc. Third Int. Heat Transfer Conference, Vol. 2, p. 362, Am. Inst. Chem. Engrs., New York 1966.
12. J. L. McCORMICK, J. W. WESTWATER, *Nucleation sites for dropwise condensation*, Chem. Eng. Science, 20 (1965), 1021.
13. H. WENZEL, *Erweitere Theorie des Wärmeübergangs bei Tropfenkondensation*, Wärme-und Stoffübertragung, 2 (1969), 6 - 18.
14. C. GRAHAM, *The limiting heat transfer mechanisms of dropwise condensation*, (doctoral disertation), Mechanical Engineering Department, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Mass. 1969.
15. P. GRIFFITH, *Handbook of heat transfer*, Ed. W. M. ROHSENOW, J. P., HARTNETT, McGraw-Hill Company, 1973, 12 - 34.
16. E. J. LE FEVRE, J. W. ROSE, *Heat transfer measurements during dropwise condensation of steam*, Int. J. Heat Mass Transfer, 7 (1964), 272 - 273.
17. E. J. LE FEVRE, J. W. ROSE, *An experimental study of heat transfer by dropwise condensation*, Int. J. Heat Mass Transfer, 8 (1965), 1117 - 1133.
18. D. W. TANNER, D. POPE, C. J. POTTER, D. WEST, *Heat transfer in dropwise condensation*, Int. J. Heat Mass Transfer, 8 (1965), 427 - 436.
19. E. CITAKOGLU, J. W. ROSE, *Dropwise condensation-some factors influencing the validity of heat transfer measurements*, Int. J. Heat Mass Transfer, 11 (1968), 523 - 537.

20. C. GRAHAM, *Thesis*, Mass. Inst. Tech., 1969.

21. R. WILMSHURST, J. W. ROSE; *Dropwise condensation-further heat-transfer measurements*, Proc. Fourth Int. Heat Transfer Conference, Paris 1970, Vol. 6, paper Cs 1.4.

Резюме

ВЛИЯНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ КАПЛЕВИДНОЙ КОНДЕНСАЦИИ В ОДИНАРНОМ ДВУХФАЗОВОМ ТЕРМОСИФОНЕ НА КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ СТЕНКИ КОНДЕНСАТОРА

В работе предложена и обоснована расчетом замена применяемой до сих пор в двухфазовых термосифонах для подогрева жидкости пленочной конденсации на каплевидную. Благодаря очень большому коэффициенту передачи тепла, при каплевидной конденсации имеет место значительный рост усредненного коэффициента теплопроводности стенки конденсатора. Рост этот тем больше, чем турбулентнее подогреваемая жидкость. Это позволяет уменьшить размеры конденсатора в термосифоне.

Summary

THE EFFECT OF APPLICATION OF DROPWISE CONDENSATION IN A SINGLE TWO-PHASE THERMOSIPHON ON THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT ACROSS THE CONDENSER WALL

The concept of applying the dropwise condensation instead of the filmwise one in thermosiphons used for heating of liquids has been outlined in this paper. A great increase of the overall heat transfer coefficient across the wall of the condenser of the thermosiphon may be obtained due to a very high heat transfer coefficient of the dropwise condensation. The greater is the turbulence of the heated liquid, the greater will be the overall heat transfer coefficient. It enables us to decrease the dimensions of the condenser of the thermosiphon.

INSTYTUT LOTNICTWA
POLITECHNIKA, RZESZÓW

Praca została złożona w Redakcji dnia 9 października 1975 r.