

Stanisław KUCYPERA

Instytut Techniki Ciepłej Politechniki Śląskiej

EKSPERYMENTALNE BADANIE KONWEKCYJNEJ WYMIANY CIEPŁA OD MAŁYCH PŁASKICH ELEMENTÓW ELEKTRONICZNYCH DO OTOCZENIA

Streszczenie. W pracy badano eksperymentalnie wymianę ciepła między małymi płaskimi elementami a otoczeniem w warunkach konwekcji swobodnej. Opisano krótko komputerowe stanowisko badawcze i metodę pomiaru. Podano zależności określające współczynnik wnikania ciepła w funkcji zmodyfikowanej liczby Rayleigha Ra^* . Wyniki pomiarów porównano z dostępnymi danymi literaturowymi.

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF CONVECTIVE HEAT TRANSFER FROM SMALL FLAT ELECTRONICS ELEMENTS TO SURROUNDINGS

Summary. In this paper heat transfer by free convection between the small, flat elements and surroundings has been experimentally studied. The computerized measuring stand for research and measurement method has been described. The correlations for the average heat-transfer coefficient as a function of the modified Rayleigh number Ra^* has been given. The measuring results with available literature results has been compared.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА ОТ МАЛЫХ ПЛОСКИХ ЭЛЕКТРОНИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

Резюме. В работе экспериментально исследовано теплообмен между малыми плоскими элементами и окружающей средой в условиях конвекции. Описан кратко компьютерный измерительный стенд и метод измерения. Подано отношения определяющие коэффициент теплообмена в функции модифицированного числа Релея Ra^* . Результаты измерений сравниваются с доступными литературными данными.

1. Wstęp

Odprowadzenie ciepła od poziomych i pionowych powierzchni w warunkach konwekcji swobodnej połączonej z promieniowaniem ma duże zastosowanie w wielu dziedzinach przemysłu. Jedną z tych dziedzin jest elektronika. W urządzeniach elektronicznych

Ze względów obliczeniowych wygodniej jest zapisać radiacyjny strumień ciepła zależnością podobną do równania Newtona, czyli:

$$\dot{Q}_r = F \cdot \alpha_r \cdot (T_f - T_{ot}), \quad (3)$$

gdzie α_r jest radiacyjnym współczynnikiem wnikania ciepła. Wartość tego współczynnika po uwzględnieniu zależności (2) i (3) określa wzór:

$$\alpha_r = \varepsilon_f \cdot C_c \cdot 10^{-8} \cdot (T_f + T_{ot}) \cdot (T_f^2 + T_{ot}^2). \quad (4)$$

Drugim sposobem wnikania ciepła od powierzchni ciała stałego do otoczenia jest konwekcja swobodna. Ilość ciepła odprowadzanego w wyniku konwekcji określona jest znaną zależnością:

$$\dot{Q} = F \cdot \alpha_k \cdot (t_f - t_{ot}), \quad (5)$$

gdzie:

α_k - konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła, $W/(m^2 \times K)$,

t_f, t_{ot} - temperatury określone jak wyżej tylko wyrażone w $^{\circ}C$.

Jedną z wielkości występującą w tym wzorze i decydującą o intensywności wymiany ciepła jest konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła. Wartość tego współczynnika zależy od: temperatur powierzchni i otoczenia, właściwości fizycznych płynu oraz kształtu geometrycznego i położenia przestrzennego powierzchni. W układach scalonych ciepło odprowadzane jest przez powierzchnie czołowe i boczne, których kształty są regularne (kwadraty i prostokąty) i usytuowane pionowo lub poziomo. Stąd współczynnik wnikania ciepła wyznaczany jest najczęściej z równań kryterialnych podawanych w literaturze dla płyt poziomych i pionowych. Okazuje się jednak, że wartości tego współczynnika obliczone z zależności podawanych w literaturze przez różnych autorów, dla tak małych powierzchni oraz różnicy temperatur między powierzchnią i otoczeniem rzędu (100 -120) $^{\circ}C$, różnią się między sobą. Spotykane najczęściej w literaturze zależności kryterialne zamieszczono w tabeli 1, gdzie pierwsze siedem równań określa konwekcyjną wymianę ciepła od płytek poziomych skierowanych powierzchnią nagrzaną do góry. Trzy ostatnie charakteryzują wymianę ciepła od powierzchni pionowych. W równaniach tych dla płytek poziomych wartość liczby

Nusselta Nu jest funkcją liczb: Grashofa Gr i Prandtla Pr , a dla płytek pionowych zmodyfikowanej liczby Rayleigha Ra^* , która określona jest zależnością:

$$Ra^* = \frac{\dot{q} * \beta * g * l^4}{\nu * a * \lambda}, \quad (6)$$

gdzie:

\dot{q} - gęstość strumienia ciepła generowanego w płytce, W/m^2 ,

β - współczynnik rozszerzalności objętościowej płynu, K^{-1} ,

g - przyspieszenie ziemskie, m/s^2

l - rozmiar charakterystyczny płytki wymieniającej ciepło z otoczenia, m ,

ν - współczynnik lepkości kinematycznej, m^2/s ,

a - współczynnik wyrównywania temperatury, m^2/s ,

λ - współczynnik przewodzenia ciepła, W/mK .

W celu porównania wyników obliczeń współczynnika wnikania ciepła według podanych w tabeli 1 równań przyjęto następujące dane: $t_f = 120^\circ C$, $t_{ot} = 20^\circ C$ i rozmiar charakterystyczny $l = 10$ cm. We wszystkich równaniach zgodnie z zaleceniami autorów parametry powietrza brano dla średniej temperatury warstwy przyściennej, tzn. dla $t_{sr} = 0.5 \times (t_f + t_{ot})$. Wybrany rozmiar charakterystyczny ciała nie we wszystkich przypadkach spełnia wymagania stawiane przez autorów, ale nie byłoby identyczności danych odniesienia i wartość iloczynu liczb Gr^*Pr nie mieściłaby się w podanych zakresach.

Nieściśle określenie konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła odbija się wyraźnie na dokładności wyznaczanej temperatury obszaru czynnego półprzewodnika.

Z kolei dane literaturowe podają, że niedokładna identyfikacja pola temperatury w układzie scalonym ma istotny wpływ na trwałość działania układu. Według [1] czas pracy układu scalonego może być przedłużony nawet o 50%, jeżeli będzie on pracować przy temperaturze o 10% niższej od dopuszczalnej temperatury pracy podanej przez producenta.

Tabela 1

Zależności określające konwekcję swobodną od poziomych i pionowych powierzchni do otoczenia

	Rozmiary, powierzchni a*b, cm	Rodzaj przepływu i zależność	Iloczyn Gr * Pr	Wartość α , W/m ² K
Fishenden i Saunders [2] 1950	max. rozmiar 60*60	laminamy $Nu=0.54(Gr*Pr)^{1/4}$ turbulentny $Nu=0.14(Gr*Pr)^{1/3}$	$10^5 < (Gr*Pr)$ $i < 2*10^7$ $2*10^7 < (Gr*Pr)$ $i < 3*10^{10}$	7.54
Bosworth [3] 1952	nie podano	laminamy $Nu=0.71(Gr*Pr)^{1/4}$ turbulentny $Nu=0.17(Gr*Pr)^{1/3}$	nie podano	9.91
Hassan i Mohamed[4] 1970	20*50.4	$Nu=0.12Gr^{1/3}$	$1.1*10^3 < Gr$ i $Gr < 3*10^8$	6.83
Fujii i Imura [5] 1972	10*5	$Nu=0.13(Gr*Pr)^{1/3}$	$5*10^8 < Gr*Pr$	6.56
Al-Arabi i El-Riedy [6] 1976	45*45 koło 40 15*60	laminamy $Nu=0.7(Gr*Pr)^{1/4}$ turbulentny $Nu=0.155(Gr*Pr)^{1/3}$	$2*10^5 < Gr*Pr$ i $Gr*Pr < 4*10^7$ $4*10^7 < Gr*Pr$ i $Gr*Pr < 10^9$	9.77
Ishiguro et al [7] 1978	16*8 i 17*20	$Nu=0.2(Gr*Pr)^{1/4}$	$2*10^5 < Gr*Pr$	10.09
W.W.Yousef, J.D.Tarasuk, W.J.McKeen [8] 1982	10*10 20*20 40*40	laminamy $Nu=0.622(Gr*Pr)^{1/4}$ turbulentny $Nu=0.162(Gr*Pr)^{1/3}$	$3*10^6 < Gr*Pr$ i $Gr*Pr < 4*10^7$ $4*10^7 < Gr*Pr$ i $Gr*Pr < 10^{10}$	8.68
W.Aung [9] i inni 1972	nie podano	$Nu=0.524(Ra)^{0.2}$	$Ra > 700$	7.16
R.A.Wirtz R.J.Stutzman [10] 1982	nie podano	$Nu=0.577(Ra)^{0.2}$	$3 < Ra < 10^6$	7.889
A.Bar-Cohen W.Rohsenow [11] 1984	nie podano	$Nu=0.63(Ra)^{0.2}$	$10^3 < Ra < 10^4$	8.61

Wydaje się, że różnice te w wyznaczonej wartości współczynnika wnikania ciepła są skutkiem złożoności zjawisk cieplnych i przepływowych występujących przy tak małych powierzchniach dla konwekcji swobodnej. Złożoność tych zjawisk zostanie przedstawiona na przykładzie nagrzanej, skierowanej do góry poziomej płytki oddającej ciepło do otoczenia. W przypadku płytki poziomej w płynie nad nią, na skutek działania gradientu temperatur, powstają siły wyporu. Siły te działają w kierunku prostopadłym do powierzchni nagrzanej i nie mają składowej poziomej. Wywołują one natomiast ujemny gradient ciśnienia w płynie nad nagrzaną powierzchnią. Powstały w ten sposób gradient ciśnienia powoduje z kolei napływ od krawędzi płytki czynnika chłodzącego. Wielkość napływu czynnika chłodzącego zależy od rozmiaru płytki oraz gradientów temperatury i ciśnienia. Wielkości te wzajemnie na siebie oddziałują, powodując powstawanie trójwymiarowych nieustalonych zaburzeń w polach temperatury, prędkości i ciśnienia płynu tuż nad płytką. Względny wpływ tych zaburzeń jest tym większy, im mniejsze są rozmiary płytki. Zjawisko to zostało eksperymentalnie zaobserwowane przez wielu badaczy. Nazywane bywa ono często efektem krawędziowym (brzegowym). W rozwiązaniach teoretycznych równań: ciągłości, momentów i energii zaburzenia te są bardzo trudne do ujęcia. Daje to coraz więcej powodów badaczom do eksperymentalnego wyznaczenia konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła. Ponieważ wielkości zaburzeń są funkcją wielu czynników, stąd wyprowadzone na podstawie badań eksperymentalnych postaci równań kryterialnych zależą od badanych przypadków.

Podobne problemy, choć w mniejszym stopniu, spotyka się dla płyt pionowych, co potwierdzają podane w tabeli 1 mniejsze rozbieżności wyników obliczeń współczynników wnikania ciepła.

3. Opis stanowiska badawczego i metody pomiarowej

Do eksperymentalnego badania konwekcyjnej wymiany ciepła jako elementy grzejne symulujące powierzchnie układów scalonych wykorzystano płytki ceramiczne. Na płytce naniesiona była cienka oporowa warstwa grafitowa z domieszką srebra. Warstwę tę przed uszkodzeniem mechanicznym zabezpieczono nanosząc cienką powłokę szklaną. Płytki osadzone były w izolacji cieplnej wykonanej ze styropianu. W celu zapobiegnięcia

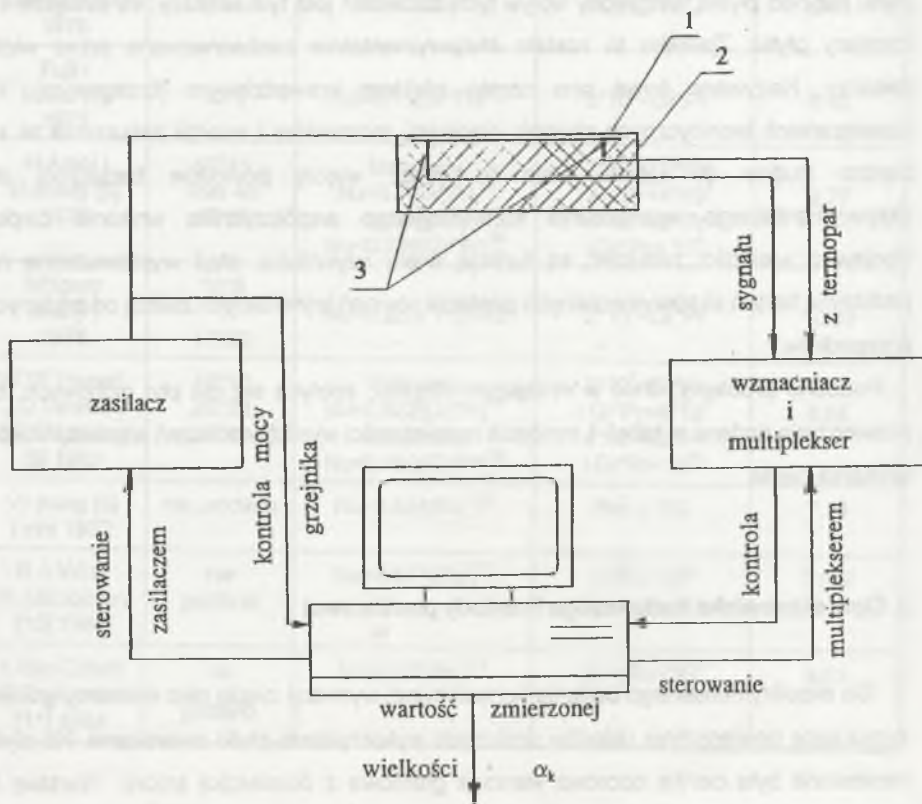
zakłóceniom pola temperatury powierzchni grzanej, temperaturę tę mierzono przymocowanymi punktowo (dla płytek poziomych - po stronie zaizolowanej, a płytek pionowych - w środku między przylegającymi ściśle płytkami) termoparami NiCr-Ni o stałej termoelektrycznej $k = 25 \text{ K/mV}$.

Termopary poprzez wzmacniacz (ze względu na niską wartość sygnałów z termopar), multiplexer (konieczność przełączania termopar) i kartę pomiarową podłączono do mikrokomputera.

Płytki nagrzewano z zasilacza prądowo-napięciowego sterowanego mikrokomputerem.

Napięcie i prąd przepływający przez element grzejny mierzone były za pomocą karty pomiarowej wmontowanej na mikrokomputer.

Schemat ideowy stanowiska badawczego pokazano na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat części stanowiska pomiarowego: 1 - płytka grzejna, 2 - izolacja cieplna, 3 - termopary
Fig. 1. Scheme of the measuring stand: 1 - heat plate, 2 - thermal isolation, 3 - thermo-couples

Do sterowania całością pomiarów opracowano i zainstalowano program komputerowy, który jest dosyć uniwersalny i umożliwia między innymi:

- 1) sterowanie z klawiatury wartościami mocy grzejnika i odłączenie grzejnika w przypadku korzystania z zewnętrznego źródła ciepła,
- 2) obserwowanie na monitorze wartości prądu i napięcia pochodzącego z grzejnika,
- 3) zadawanie ilości używanych termopar (max 16),
- 4) obserwowanie zmiany temperatury na wszystkich używanych termoparach lub tylko wybranych,
- 5) zadawanie maksymalnych wartości obserwowanych temperatur (w przypadku gdy układ nie dochodzi do stanu ustalonego),
- 6) zapisywanie wyników do zbioru w celu ewentualnej dalszej ich obróbki,
- 7) zadawanie czasu trwania eksperymentu.

Całkowity strumień ciepła generowany w warstwie oporowej określono jako iloczyn zmierzonej wartości prądu i napięcia.

4. Przykładowe wyniki pomiarów

Jak wynika z równań podanych w punkcie 2, konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła wymaga znajomości emisyjności właściwej powierzchni lub wprost pomiarowego wyznaczenia radiacyjnego strumienia ciepła. Okazało się jednak, że dla zastosowanego szkliwa pokrywającego powierzchnie płytek grzejnych wielkość tę może podać producent. Dlatego radiacyjny strumień ciepła określano według zależności (2) na podstawie znanej wielkości emisyjności właściwej szkliwa oraz pomierzonych temperatur powierzchni i otoczenia. Natomiast konwekcyjny strumień ciepła wyznaczono jako różnicę między całkowitym strumieniem ciepła rozpraszonym w warstwie oporowej i radiacyjnym strumieniem ciepła.

Pomiary współczynnika wnikania ciepła od powierzchni płytek ceramicznych do otoczenia przeprowadzono w warunkach konwekcji swobodnej. Badania wykonano dla płytek ułożonych pionowo oraz płytek ułożonych poziomo, z powierzchnią nagrzaną skierowaną do góry. Do pomiarów wykorzystano płytki o rozmiarach (2.0*3.0*0.06) cm, (2.7*3.0*0.06) cm, (3.0*3.0*0.06) cm i (2.7*5.0*0.06) cm. Dla każdej płytki wykonano pomiary przy różnych wartościach generowanego strumienia ciepła.

Każdy pomiar powtarzany był kilka razy. Otrzymane wartości liczbowe w poszczególnych pomiarach na ogół różniły się nieznacznie między sobą. Dlatego w czasie opracowywania pomiarów w każdym przypadku mierzone wartości uśredniano.

Do analizy i opracowywania wyników pomiarów napisano program, który umożliwia:

- 1) wyznaczenie na podstawie wyników pomiarów t_f , t_a i wczytanej tablicy własności powietrza potrzebnych do równań wartości a , λ , ν , Pr , dla średniej temperatury w warstwie przyściennej,
- 2) wyznaczenie dla każdego pojedynczego pomiaru wartości liczb kryterialnych Gr , Ra^* i Nu oraz wartości współczynnika α_x ,
- 3) zadawanie kilkunastu postaci równań kryterialnych (Nu w funkcji iloczynu liczb Gr i Pr lub Ra^*) oraz wyznaczenie współczynników tych równań,
- 4) przeprowadzenie analizy pomiarów i obliczenie błędów pomiaru.

Stąd po każdym pomiarze wyniki poddawane były automatycznie obróbce komputerowej. Wybrane wyniki pomiarów przedstawiono w formie wykresów na rys. 2 i 3.

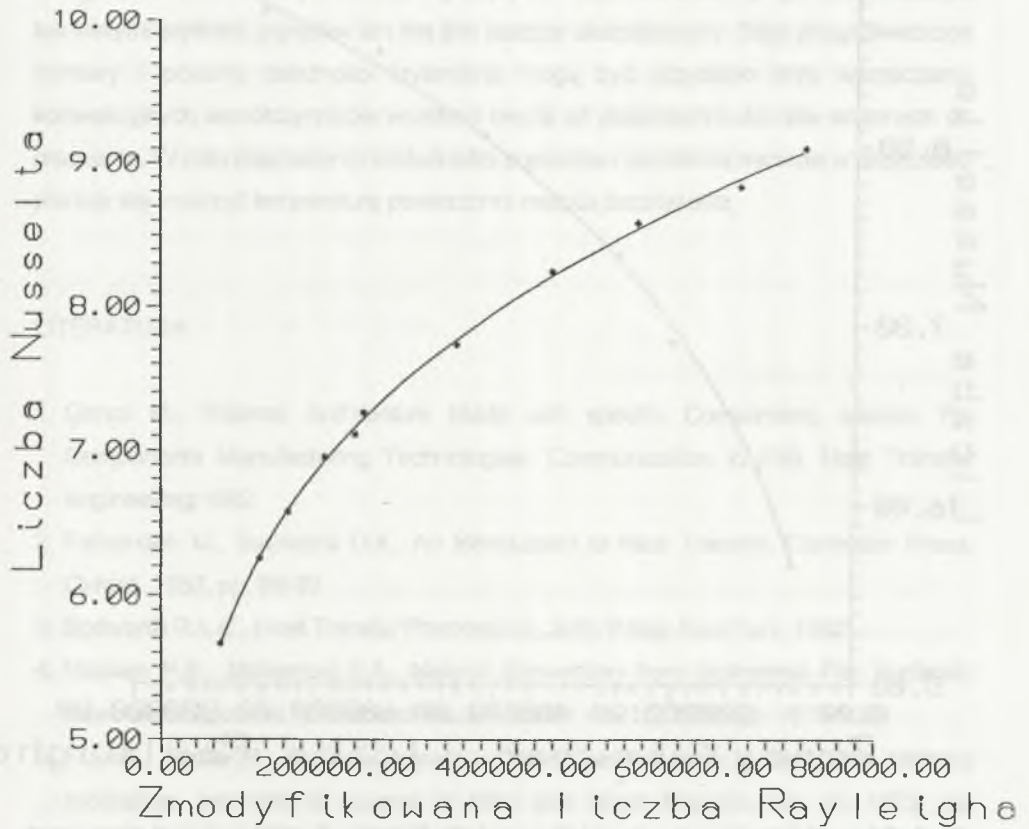
Przedstawioną na rys.2 krzywą dla płytek ułożonych pionowo aproksymowano równaniem:

$$Nu = 0.605 * (Ra^*)^{0.20} \quad (7)$$

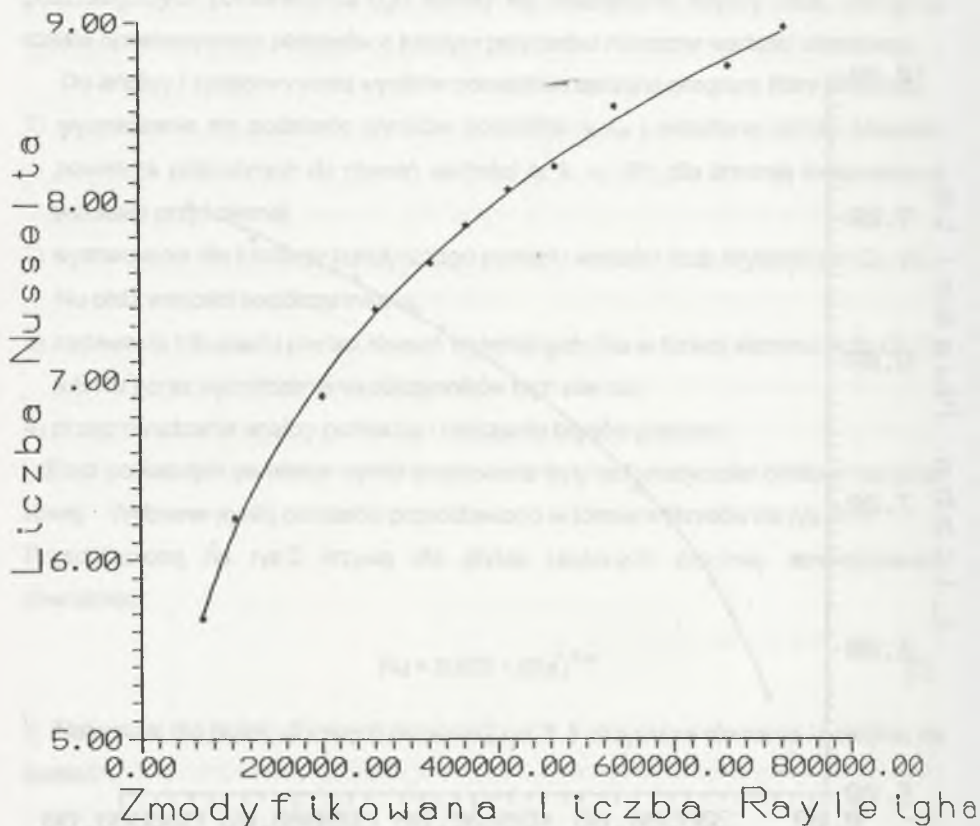
Natomiast dla płytek ułożonych poziomo (rys.3.) otrzymane równanie kryterialne ma postać:

$$Nu = 0.683 * (Ra^*)^{0.20} \quad (8)$$

Maksymalne odchyłki wyników pomiarów od krzywych w obu przypadkach nie przekraczają wartości 0.05. Współczynniki w powyższych równaniach kryterialnych różnią się nieco od wartości podanych w tabeli 1. Wydaje się, że różnice te wynikać mogą z faktu, że badano płytki o mniejszych rozmiarach niż podane w literaturze lub być może są one częściowo spowodowane pewną niedokładnością pomiarów.



Rys.2. Zależność liczby Nusselta od zmodyfikowanej liczby Rayleigha dla płytek pionowych
 Fig.2. The Nusselt number as a function of the Rayleigh number for the small plates were situated vertically



Rys.3. Zależność liczby Nusselta od zmodyfikowanej liczby Rayleigha dla płytek poziomych skierowanych powierzchnią grzaną do góry

Fig.3. The Nusselt number as a function of the Rayleigh number for the small, heated upward-facing horizontal plates

5. Wnioski i uwagi końcowe

Przedstawiona w tabeli 1 analiza równań kryterialnych dotyczących wyznaczania współczynnika wnikania ciepła dla płyt poziomych i pionowych wykazała konieczność prowadzenia dalszych badań tych problemów. Badania te są konieczne z punktu widzenia elektroniki, gdzie dokładne wyznaczenie temperatury obszaru czynnego półprzewodnika ma istotny wpływ na trwałość i niezawodność pracy urządzenia

elektronicznego. Dotychczas w elektronice współczynniki te wyznaczano z ogólnie dostępnych równań kryterialnych dla płyt poziomych i pionowych. Równania te dotyczą na ogół już ukształtowanych rodzajów przepływów czynnika chłodzącego. Natomiast nad tak małymi płytkami przepływ ten nie jest jeszcze ukształtowany. Stąd przeprowadzone pomiary i podane zależności kryterialne mogą być przydatne przy wyznaczaniu konwekcyjnych współczynników wnikania ciepła od powierzchni układów scalonych do otoczenia. W celu poprawienia dokładności pomiarów i uściślenia wyników w przyszłości planuje się mierzyć temperaturę powierzchni metodą bezstykową.

LITERATURA

1. Genot M., Thermal Architecture Made with specific Components, session PII: Components Manufacturing Technologies. Communication in PII8. Heat Transfer engineering 1982
2. Fishenden M., Saunders O.A., An Introduction to Heat Transfer, Clarendon Press, Oxford, 1957, pp. 89-99
3. Bosworth R.L.C., Heat Transfer Phenomena, John Wiley, New York, 1952
4. Hassan K.E., Mohamed S.A., Natural Convection from Isothermal Flat Surfaces, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 13, 1970, pp. 1873-1886
5. Fujii T., Imura H., Natural-Convection Heat Transfer from a Plate with Arbitrary Inclination, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 15, 1972, pp. 755-767
6. Al-arabi M., El-Riedy M.K., Natural Convection Heat Transfer from Isothermal Horizontal Plates of Different Shapes, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 19, 1976, pp. 1399-1404
7. Ishiguro R., Heat Transfer and Flow Instability of Natural Convection over Upward-Facing Horizontal Surfaces, Proceedings of the Sixth International Heat Transfer Conference, NC-8, vol. 2, Toronto, 1978, pp. 229-234
8. Yousef W.W., Tarasuk J.D. McKeen W.I., Free Convection Heat Transfer From Upward - Facing Isothermal Horizontal Surfaces, Journal of heat Transfer, vol. 104, 1982, pp. 493 - 500

9. Aung W. i inni, Developing Laminar Free Convection between Vertical Flat Plates with Asymmetric Heating, Journal Heat and Mass transfer, vol. 15, 1972, pp. 2293 - 2308
10. Writz R.A., Stutzman R.J., Experiments on Free Convection between Vertical Plates with Synnetric Heating, Journal of Heat Transfer, vol. 104, 1982, pp. 501 - 507
11. Bar-Cohen A., Rohsenow W.M., Thermally Optimum Spacing on Vertical Natural Convection Cooled Parallel Plates, Journal of Heat Transfer, vol. 106, 1984, pp. 116 - 123

Recenzent: Doc.dr inż. Antoni Guzik

Wpłynęło do Redakcji 15.05.1995 r.

Abstract

The problems of heat transfer from horizontal and vertical surfaces in the conditions of free convection connected with radiation are very important in many branches of industry. One of this branches is electronics. The external surfaces of the semiconductor devices (in particular of the integrated circuits) attached to the circuit board are situated horizontally and vertically. Because of small dimensions of the integrated circuits, the value of temperature of the active zone semiconductor (junctions) depends on the external cooling conditions.

Very often the value of this temperature decides about reliability of a complex electronic device.

Therefore, precise determination of external cooling conditions is necessary during analytical and numerical modeling of all problems of heat transfer in the electronic devices.

The heat and flow phenomena appearing over heated upward-facing small horizontal surface make it difficult to determine the heat exchange parameters (eg. heat-transfer coefficient) of the theoretical methods.

For that reason in this paper heat transfer by free convection in air from small horizontal and vertical, flat plates to surroundings has been experimentally studied to determine heat - transfer coefficient.

The revision of literature dealing with these problems has been done. In the table 1 the criterion equations Nu as a function of numbers Gr, Pr or Ra^* taken from literature with has been presented, with some additional information added.

The computerized measuring stand for research and measurement method has been described.

Some measuring results have been shown in the Fig. 2 and 3.

The correlation for the average heat-transfer coefficient as a function of the modified Rayleigh number Ra^* has been given.