

채널 유동장 내에 배열된 전자부품의 강제대류 냉각특성에 관한 연구(Ⅱ)

- 레이놀즈 수의 영향 (히트싱크가 부착되지 않은 경우) -

김 광 수, 양 장 식*

(주) 에이팩, 부산대학교 기계기술연구소

Cooling Characteristics on the Forced Convection of an Array of Electronic Components in Channel Flow (Ⅱ)

- The Effect of the Reynolds Number (without the Heat Sink) -

Kwang Soo Kim, Jang Sik Yang*

APACK, Inc., DaeJeon 305-348, Korea

*RIMT, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

(Received October 26, 2005; revision received May 19, 2006)

ABSTRACT: Present study is concerned with an experimental study on the cooling characteristics of heat-generating components arranged in channels which are made by printed circuit boards. To estimate the thermal performance of the heat-generating components arranged by 5×11 in channel flow, three variables are used: the inlet velocity, the height of channel, and row number of the component. The cooling characteristics of the heat-generating components such as the surface temperature rise, the adiabatic temperature rise, the adiabatic heat transfer coefficient, and the effect of thermal wake are compared with the result of the experiment and the numerical analysis. The experimental result is in a good agreement with the numerical analysis. The heat transfer coefficient increases as the Reynolds number increases, while the thermal wake function calculated for each row decreases as the Reynolds number increases. In addition, it is found that Nu-Re correlation equation is identical to the previous studies, and the empirical correlation equation between the thermal wake function and Re is presented.

Key words: Adiabatic heat transfer coefficient(단열열전달계수), Adiabatic temperature(단열온도), Thermal wake(열후류)

기 호 설 명

A : 발열부품의 전열면적 [m^2]

B : 발열부품의 높이 [m]

H : 채널 높이 [m]

h_{ad} : 단열열전달계수 [$W/m^2\text{ }^\circ C$]

I : 발열부품에 인가한 전류 [A]

k : 열전도계수 [$W/m\text{ }^\circ C$]

L : 발열부품 길이 [m]

Nu : Nusselt 수 ($= h_{ad} \cdot L/k$)

† Corresponding author

Tel.: +82-51-336-6504; fax: +82-51-336-6514

E-mail address: yangjs@pusan.ac.kr

- Q_{cond} : 전도에 의한 전열량 [W]
- Q_{conv} : 대류에 의한 전열량 [W]
- Q_{rad} : 복사에 의한 전열량 [W]
- Re : Reynolds 수(= $V_{in} \cdot L/\nu$)
- S : 발열부품의 배열간격 [m]
- T_{ad} : 부품의 단열온도 [°C]
- T_{aji} : i 번째 부품발열시 j 번째 부품의 단열온도 [°C]
- T_{in} : 입구공기온도 [°C]
- T_s : 발열부품의 표면온도 [°C]
- ΔT_{ad} : 발열부품의 단열온도 상승 [°C]
- ΔT_s : 발열부품의 표면온도 상승 [°C]
- V : 발열부품에서의 전압강하 [V]
- V_{in} : 입구 공기유속 [m/s]

1. 서 론

전자통신시스템의 고속화 및 고밀도화 실장 추세가 급속히 추진됨에 따라 전자통신시스템의 냉각기술은 날로 그 중요성이 증대되고 있다. 특히, 산업용 통신시스템은 일반 상업용 시스템과 달리 평균 수명을 15~20년 정도로 신뢰성이 높게 설계되고 있다. 그러나 전자부품의 기대수명은 반도체 칩의 접합온도 증가에 따라 지속적으로 감소하게 되며, 그 경향은 점차 더 심각해지고 있으므로 전자부품냉각에 대한 연구가 필연적으로 요구되고 있다.⁽¹⁾

전자부품을 냉각시키기 위한 연구 중 강제대류 냉각에 대한 기존의 연구를 살펴보면, Lehmann and Pembroke⁽²⁾는 매우 납작한 형상의 부품배열에서의 열전달특성을 부품위치, 채널간격, 유속 등에 따라 구하였고, 그들의 연구결과에 의하면 유속과 채널 높이가 변수이기 때문에 부품의 길이를 기준으로 한 레이놀즈 수가 상관관계식으로 더 잘 일치한다고 하였다. Moffat et al.⁽³⁾은 대류 냉각에서 임의로 배열된 부품의 온도분포를 계산하기 위해 중첩법을 제안하였으며, 직선으로 배열된 부품의 열전달계수와 중첩함수를 구하였다. Wirtz and Mathur⁽⁴⁾는 유동채널 내 배열된 납작한 형상의 부품에 대해 열후류함수와 열전달계수를 채널 높이와 입구유속의 함수로 제안하였다. Nakayama and Park⁽⁵⁾은 채널 내 발열체에 리브(rib)를 이용하여 기판에 부착하는 방법에 따라 열전달계수와 열후류의 변화를 실험과 수치계산으로

수행하였다. Copeland⁽⁶⁾는 열전달계수가 열(row) 순서나 채널 높이보다 발열체 간의 간격 및 유속에 더 크게 영향을 받는다고 하였다. Kim et al.⁽⁷⁾은 5×8 배열의 납작한 형상의 발열부품에 대해 유속과 채널 높이 변화에 따른 냉각특성을 실험과 수치해석으로 구하였다. 이들에 의하면 Nu-Re 상관관계식은 $Nu=0.89 Re^{0.49}$ 로 일반 통신시스템에서 많이 사용되고 있다.

본 연구에서는 Kim and Yang⁽⁸⁾과 달리 채널과 발열부품의 높이 비(H/B)를 일정하게 하고 레이놀즈 수의 변화에 대한 발열부품의 열전달특성 및 열후류의 영향을 실험으로 구하고자 한다. 본 연구에 이용된 실험모델은 기존 연구들과는 약간의 기하학적 차이가 있다. 기존 연구의 실험모델은 실제 사용되기 어려운 영역(부품 크기, 유속, 채널 높이 등)에서 대부분 수행한 것에 비해 본 연구에서는 발열부품을 현재 상용화되고 있는 일반적인 주문형 반도체의 크기와 거의 같게 하였으며, 유속영역도 실제 통신시스템에서 사용하고 있는 1.5~4.0m/s 영역이다. 또한 인쇄회로기판이 형성하는 유동채널 높이도 가능한 실제 사용되고 있는 것과 유사하게 하였다.

2 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig.1은 본 연구에서 이용된 실험모델로서 통신시스템 내에 인쇄회로기판에 의해 형성된 유동채널을 나타낸 그림이다. Fig.2와 같은 가로, 세로, 높이의 크기가 35×35×5 mm 크기의 발열부품

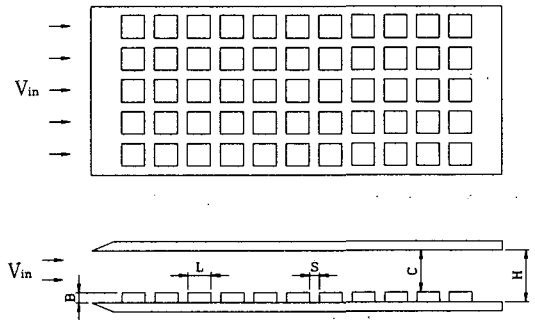


Fig. 1 Experimental model of coolant channel formed by printed circuit board.

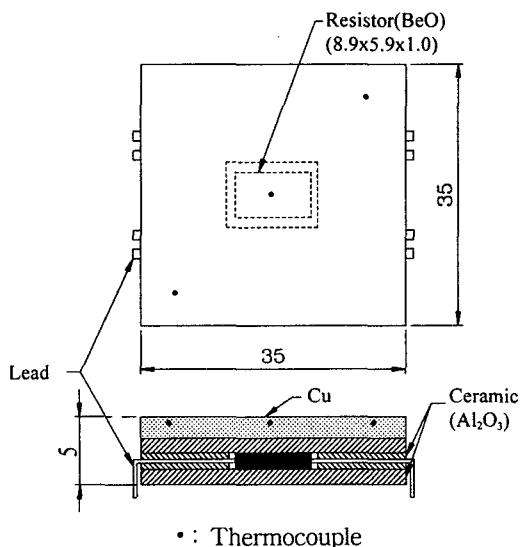


Fig. 2 Schematic of the heated component (Unit: mm).

을 두께 4.0 mm의 플렉시글라스(plexiglas, 650×265 mm)에 50 mm의 간격으로 배열(5×11)하여 부착하였다. 채널 입구와 출구의 영향을 최소화하기 위하여 입구 끝단으로부터 50 mm 위치에 첫 번째 발열부품을 부착하고, 출구로부터 65 mm 위치에 마지막 11번째 발열부품이 위치하도록 하였다. 플렉시글라스 판 하부에는 단열을 위하여 10 mm 두께의 스펀지를 플렉시글라스 판 아래에 넣고 밀착하여 풍동 내에 고정하였다. 채널 상부 판은 4.0 mm 두께의 플렉시글라스 판으로 그 채널 높이(H)를 16~46 mm 범위에서 10 mm 간격으로 조절할 수 있도록 하였다.

Fig. 2는 실험에 사용된 발열부품의 조립형상을 나타낸 것으로 1 mm 두께의 알루미나(Al_2O_3) 상하판과 그 사이에 삽입될 중간판은 중앙부의 레이저 가공된 홈에 고발열 용량의 발열체인 베릴리아(BeO) 재질의 저항체(8.9×5.9×1.0 mm)를 부착한 후, 3개의 알루미나 판을 예폭시 본드로 부착하여 조립하였다. 중간에 삽입된 저항체에 전력을 공급하기 위해 구리 분말을 전면에 걸쳐 도포하여 전원선까지 연결함으로써 발생열을 분산시키는 효과와 전류밀도(current rate)를 낮춰 주는 효과를 가져오게 하였다. 조립된 알루미나 상부에 1.5 mm 두께의 구리판을 열전도성 본드(Thermalloy Inc. 4592)로 부착하여 발열부품 전체 두

께가 5 mm가 되도록 하였다.

상부에 부착된 구리판 내부의 중심과 가장자리에 3개 홈을 가공하여 각각 T형 열전대(직경 0.32 mm)를 부착하여 발열부품 표면으로부터 0.5 mm 하부에서 온도측정을 할 수 있도록 하였다. 발열부품의 온도는 중심과 가장자리 2개에서 측정된 온도를 산술 평균하여 그 부품의 온도로 취함으로써 실험의 신뢰성을 제고하였다. 이 발열부품은 50 Ω, 100 W 용량으로 온도변화에 매우 안정된 전기적 특성을 보유하고 있으며, 실제 SMD(Surface Mounting Device) 전자부품의 형상을 근접하게 모사하였다.

실험에 사용된 풍동(AD-SWT400)은 개방/흡입형이고, 측정부 크기는 400×400×1,000 mm이고, 측정범위는 1~7 m/s이다. 유속을 측정하기 위한 LDV 시스템은 Aerometrics사의 2-D Fiber Optic 형으로 프로세서는 RSA-1000이다. 온도측정을 위해 16채널 용량의 Data Logger System(Campbell Scientific Inc.) 3대를 사용하였다. 입구 공기 온도와 보드를 통한 전도열량을 측정하기 위해 플렉시글라스 표면 및 뒷면에 열전도성 본드를 사용하여 부착하였다.

2.2 실험방법

Table 1은 본 연구에서의 실험조건을 정리하여 나타낸 것으로 주요 실험변수는 레이놀즈 수, 채널과 발열부품의 높이 비, 부품위치 등이며, 이에 따른 단열열전달계수, 열후류 등의 열전달특성을 구하고자 한다.

2.2.1 온도측정

열후류의 영향을 측정하기 위해서 각 열별 순서대로 1개의 열만 발열을 시키고 그 하류의 첫

Table 1 Experimental parameters

Parameters	Conditions
Reynolds number ($V_{in}L/\nu$)	2190~6028
Channel space ratio (H/B)	5.2
Row number	11
Component length (L)	35 mm
Component thickness (B)	5 mm
Component spacing (S)	15 mm

번째 열부터 순서대로 온도상승을 측정함으로써 상류에 위치한 발열부품으로 인한 열후류 영향을 구하였다. 이와 같이 하류의 발열부품의 온도상승은 자체발열에 의한 온도상승과 상기에 언급한 열후류 영향의 합으로 나타난다.

2.2.2 유속측정

본 연구에서는 유속측정을 레이저 도플러 유속계를 사용하였고, 각 채널에 균일한 유동을 공급하기 위해 측정부 채널 높이와 동일한 높이로 4 mm 두께의 더미보드(dummy board)를 설치하여 각 채널에 균일한 유량이 공급되도록 하였다. 유속계의 Fiber Optic Transmitter/Transceiver를 LDV 시스템과 연동되는 3축 이송장치에 부착하여 유동채널 입구의 중앙에서 높이방향으로 0.5 ~ 1.0 mm 간격으로 측정하였고, 각 위치에서 유효 측정데이터 수는 500개씩을 취하였다.

2.3 열전달계수 및 열후류함수 계산

2.3.1 열전달계수 계산

열전달계수를 구하기 위해서는 가장 먼저 대류에 의한 열전달량을 계산하는 것이 필요하다. 단일 발열부품에서의 대류열전달량은 식(1)과 같다.

$$Q_{conv} = P - Q_{cond} - Q_{rad} - Q_{leadwire} \quad (1)$$

여기서, P 는 발열부품에 공급되는 열량으로 전류와 전압의 곱, 즉 $P=IV$ 로 계산된다. $Q_{leadwire}$ 는 발열부품에 부착된 전원공급용 전선 2개와 열전대 3쌍을 통한 전도에 의한 열량으로 1.1% 정도로 계산되었다. Q_{rad} 는 고온의 발열부품 표면과 상부 덮개 판 사이에 전달되는 복사전열량으로 입력된 열량의 1% 이하⁽⁹⁾이며, Q_{cond} 은 발열부품이 탑재되어 있는 플렉시글라스를 통한 전열량으로 수치해석을 통해 계산한 결과 입력된 열량의 평균 6.3% 정도이다.

2.3.2 열후류함수 계산

i 번째 발열부품의 단열열전달계수는 식(2)와 같이 표현할 수 있다.

$$h_{ad} = h_i = \frac{Q_{conv}}{A(T_{si} - T_{ad})} \quad (2)$$

여기서, 단열온도는 열역학적으로 완전한 의미에서 단열이 아니고 해당 부품은 발열하지 않고 다른 모든 부품들은 발열하게 되었을 때 그 해당 부품의 온도라고 정의하였다.⁽¹⁰⁾ 또한 본 연구에서는 폭방향의 열전달특성은 고려하지 않고 중앙의 1개 행에 대한 열전달에 대해 고려하고자 한다.

i 번째 부품이 발열할 때 그 하류에 있는 j 번째 부품의 단열온도를 T_{aji} 로 정의한다. 여기서, i 가 1인 경우 $j=i+1, i+2, i+3, \dots, i+10$ 으로 주어진다. T_{aji} 가 생성되는 열후류에 대해 식으로 표현하면 식(3)과 같고, 이 식은 열후류함수를 의미한다.

$$\theta_{j,i} = \frac{T_{aji} - T_{in}}{T_{si} - T_{in}} \quad (3)$$

여러 개의 부품에서 발열하게 되면, 열후류의 영향은 중첩이 가능하고, 자체 발열로 인한 온도상승은 식(2)의 h_i 에서 구할 수 있으므로 i 번째 발열부품의 표면온도 상승은 식(4)로 표현할 수 있다.

$$T_{si} - T_{in} = \frac{Q_{conv}}{h_i A} + \sum_{k=1}^{i-1} \theta_{i,k} (T_{sk} - T_{in}) \quad (4)$$

2.4 실험결과와 불확실성 계산

단열 열전달계수 계산의 불확실성은 온도와 발열량의 측정오차가 주 원인이므로, 온도측정 및 발열량 계산의 부정확성을 이용하여 Kline and McClintock⁽¹¹⁾이 제안한 방법을 이용하여 불확실성 계산을 수행하였다. 단열열전달계수의 불확실성 범위는 최대값 8.6%, 최소값 5.5%였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 열전달 특성

Fig. 3은 $H=26$ mm, 입구유속 2.9 m/s일 때, 각 발열부품 배열위치에 따른 채널 내 유속분포를 LDV로 측정된 것이다. 하류로 이동함에 따라 채널 내 유속분포는 점점 완전발달유동의 유속분포를 보이고 있으며, 4번째와 5번째의 속도분포가 동일한 유동속도분포를 나타내므로, 4번째 부품위

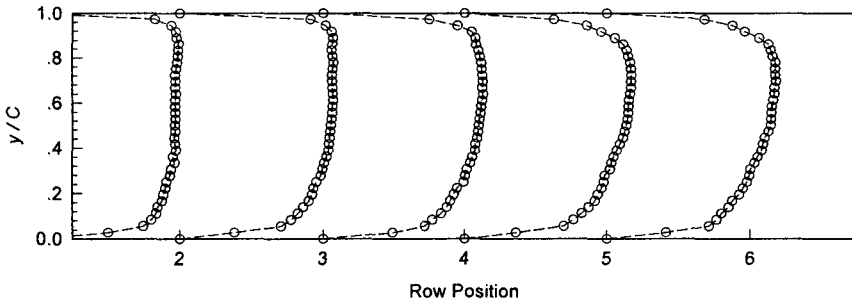


Fig. 3 Velocity distribution according to row number for $H=26$ mm.

치에서부터 완전발달유동이 된다.

Fig. 4는 실험과 수치해석 결과로서 $H/B=5.2$ 에서 부품 전체를 발열시킬 때, 레이놀즈 수 변화에 따른 부품표면의 평균 온도 증가를 나타낸 것이다. 본 연구에 이용된 수치해석은 상용 코드인 FLUENT를 이용하였으며, 지배방정식, 경계조건, 난류모델링에 관한 사항은 Kim⁽⁹⁾에 상세하게 기술되어 있기 때문에 결과에 대해서만 기술하고자 한다. 실험과 수치해석의 결과는 잘 일치하고 있으나, 저속영역에서는 오차가 비교적 크게 나타났다. 실험결과에서는 4~5번째 발열부품까지 크게 증가하지만 그 이상 하류에서는 완만한 상승을 하며, 4종류의 레이놀즈 수에서 거의 같은 현상으로 나타나고 있다. 그러나 수치해석 결과에서는 실험에 비해 하류로 갈수록 덜 완만

한 양상을 보이며, 저속에서는 그 차이가 더 크게 나타났다.

Fig. 5는 $H/B=5.2$ 조건에서 측정대상 부품의 해당 열의 전원을 차단하고 나머지 부품 전체를 발열시켰을 때, 그 부품의 온도 상승을 나타낸 것이다. $Re=2190$ 의 저속인 경우, 7~8번째 발열부품까지는 급격히 상승하지만 그 후로는 거의 일정하게 되고, 나머지 레이놀즈 수에서도 4~5번째 발열부품 이후에는 온도 증가가 완만해진다. 이것은 Fig. 4에서와 같이 발열부품 표면온도 증가(ΔT_s)의 완만한 증가가 주 원인이다. 즉, 입구부 영향을 지나 완전발달 유동영역이 되면 발열부품 자체의 온도 상승이 일정하게 되고 하류로 갈수록 온도경계층이 뜨거워지면서 하류에 위치한 부품에 전달되는 상류의 데워진 공기의 열

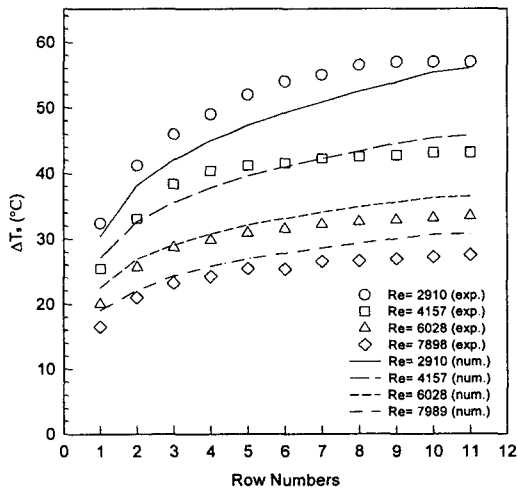


Fig. 4 Average surface temperature rise versus row number for the Reynolds numbers at $H/B=5.2$.

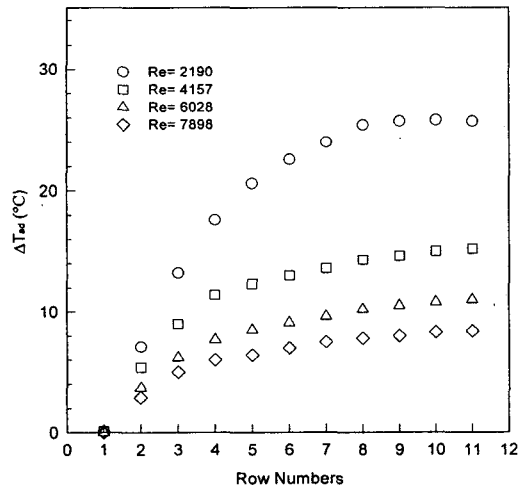


Fig. 5 Adiabatic temperature rise versus row number for the Reynolds numbers at $H/B=5.2$.

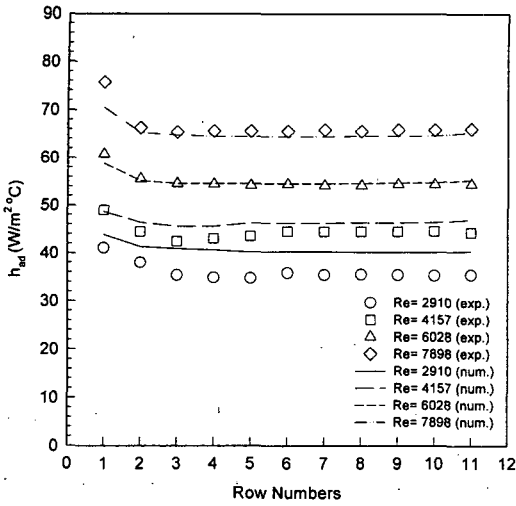


Fig. 6 Adiabatic heat transfer coefficient versus row number for the Reynolds numbers at $H/B=5.2$.

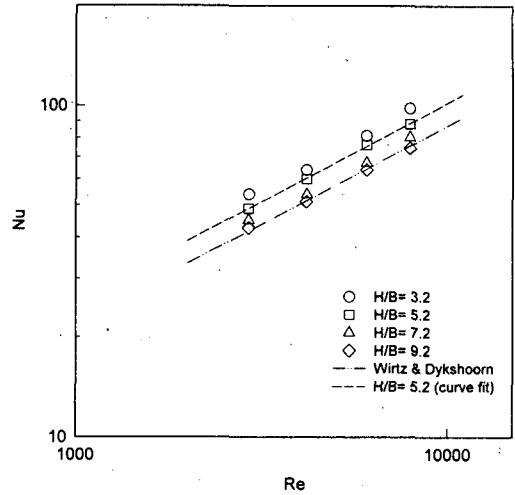


Fig. 7 Correlation of the row-averaged Nusselt number to the Reynolds number (present and reference).

전달 영향이 상대적으로 적어지기 때문이다.

Fig. 6은 Fig. 4에서 구한 발열부품의 표면온도 상승 (ΔT_s)에서 Fig. 5에서 구한 단열온도 상승 (ΔT_{ad})을 뺀 값, 즉 실제 부품 자체발열로 인한 온도 상승이며, 식(2)를 이용하여 단열열전달 계수를 나타낸 것이다. 실제 이와 같이 계산한 온도는 해당 발열부품 한 개 열에 대해 발열시켰을 때의 온도 상승을 별도로 측정하여 비교한 결과, 0.5°C 내로 일치하였다. 수치해석에서는 해당 부품 열만 발열시키는 조건에서 구한 값이다.

레이놀즈 수 증가에 따라 열전달계수는 증가하고 있으며, 각 열에서는 입구부를 제외하고 거의 균일한 값을 보이고 있다. 입구측의 첫번째 발열 부품에서의 열전달계수는 나머지 열에 비해 상대적으로 큰 값을 보이고 있으며, 이 결과는 Moffat

and Anderson⁽¹⁰⁾이 구한 결과 중 납작한 형상의 부품 ($B/L=0.25$)의 결과와 잘 일치하고 있다. 이와 같은 현상은 첫번째 발열부품은 입구영역에 위치함으로 발열부품이 유동을 막게 되어 발생하는 큰 세기의 난류가 냉각을 촉진시키기 때문이다.

Fig. 7은 H/B 에 따른 $Nu-Re$ 상관관계를 나타낸 것으로서 Nu 수는 5번째 열 이후의 발열부품에 대한 단열열전달계수의 평균을 취하였다. 본 실험에서 구한 데이터에 대해 $H/B=5.2$ 에서 커브 피팅(curve-fitting)으로 구한 실험식과 유사한 형상에 대해 실험했던 Kim et al.⁽⁷⁾과 Wirtz and Dykshoorn⁽¹²⁾이 구한 실험식을 비교하였다.

Table 2는 본 실험에서 구한 $Nu-Re$ 상관관계식을 각 H/B 에 따라 구한 것과 기존 연구의 실험식과 비교한 것이다. 현재까지 채널유동 냉각에

Table 2 Comparison of $Nu-Re$ correlation ($Nu = aRe^n$) between present result and reference

References		Constants		
		a	n	Geometry (B/L)
Present	$H/B=3.2$	0.370	0.62	0.143
	$H/B=5.2$	0.411	0.60	
	$H/B=7.2$	0.387	0.59	
	$H/B=9.2$	0.456	0.57	
Kim, et al. ⁽⁷⁾	$H/B=3.3$	0.487	0.59	0.086
Wirtz and Dykshoorn. ⁽¹²⁾	$H/B=1.25\sim 4.62$	0.348	0.60	0.250

대해 많은 연구가 수행되어 왔으나, 본 실험에서와 유사한 형상을 가진 모델에 대한 연구는 Wirtz and Dykshoorn⁽¹²⁾이 수행한 것과 Kim et al.⁽⁷⁾이 수행하였던 연구 정도이다. 상기의 연구결과에서의 Nu-Re 상관관계식은 매우 잘 일치하고 있고, 특히, $H/B=5.2$ 에서의 상관관계식은 Wirtz and Dykshoorn⁽¹²⁾이 수행하였던 결과와 비교할 때 Re의 지수승이 0.6으로 동일한 결과를 나타내고 있다. 또 현재 사용된 발열부품보다 더 납작한 형상에 대해 실험하였던 Kim et al.⁽⁷⁾의 결과와도 유사한 경향을 보였다.

3.2 열후류 특성

Fig. 8은 i 가 1인 경우이고, j 는 $i+1, i+2, \dots, i+10$ 에 대한 열후류 함수(식(3))를 레이놀즈 수 변화에 따라 나타낸 것이다. 즉, 첫번째 열만 발열시켰을 때 그 하류 부품에서의 온도상승을 첫번째 열의 상승에 대한 비율로 나타낸 것이다. 레이놀즈 수가 증가함에 따라 열후류함수값은 작아지며, 발열되는 위치에서 3~4번째 하류의 부품까지는 비교적 큰 영향을 미치지만, 그 이후 부품에서의 온도 상승 영향은 매우 적게 나타났다. 유속이 낮을 때의 열후류함수값이 커지는 것은 해당 발열부품의 자체 냉각이 잘되지 않아 식(3)의 분모인 $(T_{si} - T_{in})$ 값이 커지지만, 유속이

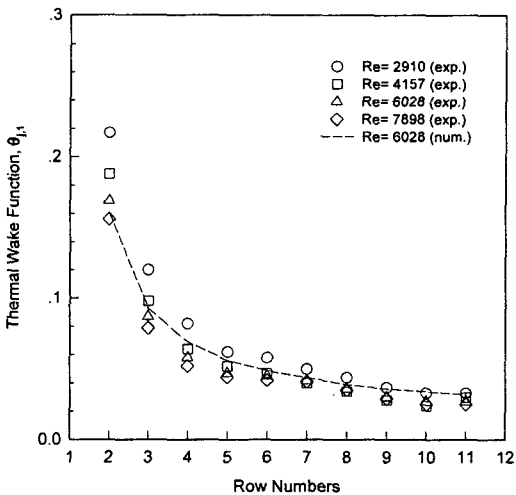
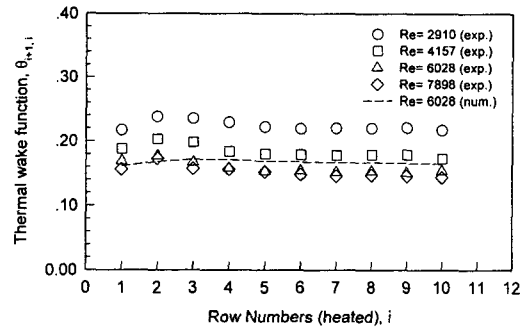


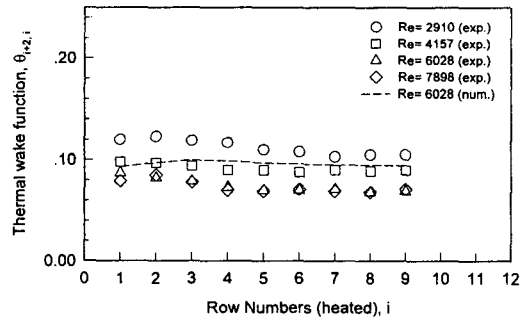
Fig. 8 Thermal wake function versus row number for the Reynolds numbers at $H/B=5.2$ (only row 1; power on).

낮기 때문에 하류로 흐르는 유동의 열이 하류의 부품에 전달되는 시간이 많아지므로 식(3)의 분자인 $(T_{aji} - T_{in})$ 값이 더 커지기 때문이다. 참고로 $Re=6028$ 에서의 수치해석의 결과를 추가하여 같이 비교하였다.

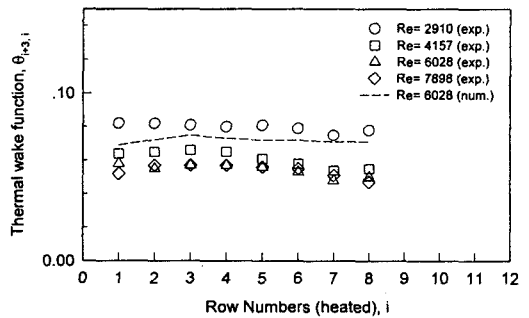
Fig. 8의 결과에서와 같이 $i+1, i+2, i+3$, 즉 발열부품 다음의 3번째까지 부품을 제외한 나머지 하류 부품에 대한 열후류 영향은 적으므로, 이



(a) $\theta_{i+1,i}$



(b) $\theta_{i+2,i}$



(c) $\theta_{i+3,i}$

Fig. 9 Variation of thermal wake function with heated row position i , $H/B=5.2$.

후 검토하는 열후류 영향도 이 부분까지만 고려할 것이다.

Fig. 9의 (a), (b), (c)는 각각 1차($\theta_{i+1,i}$), 2차($\theta_{i+2,i}$), 3차($\theta_{i+3,i}$) 열후류함수를 나타낸 것으로서, 레이놀즈 수 변화에 따른 각 열 번호에서의 열후류함수값이다. 즉, 해당 열의 부품만 발열시켰을 때 바로 그 다음 부품에서의 열후류로 인한 영향을 $\theta_{i+1,i}$ 그 다음 두번째 부품에서의 영향을 $\theta_{i+2,i}$ 그리고 세번째 부품에서의 영향을 $\theta_{i+3,i}$ 로 나타낸 것이다. Fig. 9의 (a)를 보면 전체 열 번호에 대해 레이놀즈 수가 작을수록 열후류함수값은 크게 되는데, 이것은 Fig. 8에서 설명한 바와 같다. 그리고 첫번째 부품에서의 열후류함수값이 가장 작고, 두번째 부품에서 가장 크게 된 후 4~5번째 부품을 지나면서 거의 균일한 값을 보이고 있다. 첫번째 부품에서 열후류함수값이 작게 되는 것은 단열열전달계수에서 검토한 바와 같이 입구영역에서는 열전달이 활발하게 일어나기 때문이며, 4~5번째 이후 열에서 균일한 값을 보이는 것은 완전발달 유동영역이기 때문이다. 그리고 $Re=6028$ 과 $Re=7898$ 에서의 열후류함수값은 거의 유사하다.

Fig. 9의 (b)와 (c)에서도 (a)와 비슷한 양상을 보이고 있으며, 2차 열후류함수값($\theta_{2+1,i}$)은 1차($\theta_{i+1,i}$)의 평균 48%, 3차($\theta_{i+3,i}$)는 1차($\theta_{i+1,i}$)의 32% 정도로 감소되어 나타났다. 또 (c)의 경우 첫번째 부품의 열후류함수값이 최소가 되는 현상은 보이지 않았다. 또 수치해석의 결과로 $Re=6028$ 에서의 열후류함수값을 같이 비교하였으며, 1차($\theta_{i+1,i}$) 열후류함수값은 실험과 비슷하지만, 2차($\theta_{i+2,i}$), 3차($\theta_{i+3,i}$)로 갈수록 오차가 증가하였다.

Fig. 10은 지금까지 언급한 유속변화에 따른 1~3차 열후류의 영향에 대해 종합적으로 나타낸 것으로서, $H/B=5.2$ 일 때, 열후류함수값을 레이

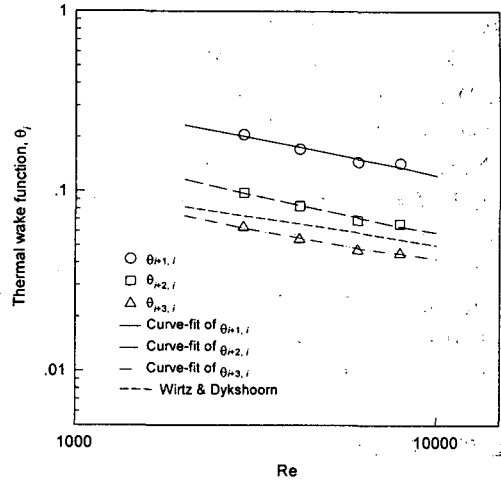


Fig. 10 Correlation of the row-averaged thermal wake function to Reynolds number (present and reference).

놀즈 수에 따라 로그-로그 좌표로 표시한 것이다. 앞에서 언급한 바와 같이 유속이 증가할수록 열후류함수값은 감소하며, 동일 유속에서 열후류함수는 1차($\theta_{i+1,i}$), 2차($\theta_{i+2,i}$), 3차($\theta_{i+3,i}$)의 순으로 감소하고 있다. 또 본 연구에서 얻은 상관관계식과 Wirtz and Dykshoorn⁽¹²⁾의 연구결과를 Table 3에 비교하여 정리하였다. Fig. 7과 Table 2의 $Nu-Re$ 상관관계식에서는 거의 일치하였으나, Fig. 10과 Table 3을 보면 1차 열후류함수($\theta_{i+1,i}$)에 대한 상관관계식이 본 연구의 결과와 Wirtz and Dykshoorn⁽¹²⁾이 구한 실험결과에서 약간 차이가 있다. Table 2와 Table 3에서와 같이 이들 $Nu-Re$ 상관관계식 및 열후류함수- Re 상관관계식을 이용하면, 일반적인 채널 내에 배열된 임의의 부품에서의 표면온도(식(4)를 참조)를 예측할 수 있다. 즉, Table 2에서 단열열전달계수를 이용한 자체 부품온도 상승($T_{st}-T_{ad}$)을 구할 수

Table 3 Comparison thermal wake function and Re correlation ($\theta_{i+1,i} = aRe^n$) between present and reference

References	Constants		
	a	n	Remarks
Present	4.86	-0.40	$\theta_{i+1,i}$
	2.83	-0.42	$\theta_{i+2,i}$
	1.05	-0.35	$\theta_{i+3,i}$
Wirtz and Dykshoorn. ⁽¹²⁾	0.80	-0.30	$\theta_{i+1,i}$

있고, Table 3에서 열후류에 의한 단열온도 상승 ($\sum_{k=1}^{i-1} (T_{aik} - T_{in})$)을 구할 수 있으므로, i 번째의 부품 표면온도($T_{si} - T_{in}$)를 구하는 것이 가능하다.

4. 결 론

채널 내 5×11 로 배열된 발열부품에 히트싱크가 부착되지 않은 상태에서 채널 내 유속측정, 표면온도, 단열온도, 단열열전달계수, Nu-Re 상관관계식, 열후류 영향 등에 대해 실험과 수치해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 발열부품 표면온도증가 및 단열열전달계수를 수치해석으로 구한 결과, $Re=2910$ 의 저속인 경우를 제외하고는 실험결과와 8% 이내의 오차로 비교적 잘 일치하였다.

(2) 레이놀즈 수가 클수록 표면온도와 단열온도는 감소하며, 이에 반해 단열열전달계수는 증가하였다. 그리고 $H/B=3.2, 5.2, 7.2, 9.2$ 의 경우 Nu 수는 각각 Re의 지수승 0.62, 0.60, 0.59, 0.57에 비례하였다.

(3) 단열열전달계수는 입구 첫번째 발열부품에서 가장 크고, 그후로 감소하여 완전발달 유동영역에서는 거의 일정하게 되었다.

(4) 각 열에서 구한 열후류함수값은 레이놀즈 수가 증가할수록 감소하였고, 열후류함수 $\theta_{i+1,i}$ 는 $Re^{-0.40}$, $\theta_{i+2,i}$ 는 $Re^{-0.42}$, $\theta_{i+3,i}$ 는 $Re^{-0.35}$ 에 각각 비례하였다.

(5) 열후류함수에서 2차 열후류함수값($\theta_{i+2,i}$)은 1차($\theta_{i+1,i}$)의 평균 48%, 3차($\theta_{i+3,i}$)는 1차의 32%로 감소하였다.

참고문헌

1. Klinger, D. J., Nakada, Y. and Menendez, M. A., 1990, AT&T Reliability Handbook, Von Nostrand Reinhold, New York.
2. Lenmann, G. L. and Pembroke, J., 1991, Forced convection air cooling of simulated low profile electronic components: Part 1-base case, ASME Journal of Electronic Packaging, Vol. 113, pp. 21-26.
3. Moffat, R. J., Arvizu, D. E. and Ortega, A., 1985, Cooling electronic components: forced

- convection experiments with an air-cooled array, Proceedings of the 23rd National Heat Transfer, HTD-Vol. 48, pp. 17-27.
4. Wirtz, R. A. and Mathur, A., 1994, Convection heat transfer distribution on the surface of an electronic package, ASME Journal of Electronic Packaging, Vol. 116, pp. 49-54.
5. Nakayama, W. and Park, S. H., 1996, Conjugate heat transfer from a single surface-mounted block to forced convective air flow in a channel, ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 118, pp. 301-309.
6. Copeland, D., 1992, Effects of channel height and planar spacing on air cooling of electronic components, ASME Journal of Electronic Packaging, Vol. 114, pp. 420-424.
7. Kim, K. S., Kim, W. T. and Lee, K. B., 1998, Cooling characteristics on the forced convection of an array of flat-form electronic components in channel flow, KSME International Journal, Vol. 12, No. 1, pp. 132-142.
8. Kim, K. S. and Yang, J. S., 2006, Cooling characteristics on the forced convection of an array of electronic components in channel flow (I), Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 1, pp. 73-80.
9. Kim, K. S., 1998, Cooling characteristics on the forced convection of an array of electronic components in channel flow, Ph.D. thesis, Pusan National University.
10. Moffat, R. J. and Anderson, A. M., 1990, Applying heat transfer coefficient data to electronics cooling, ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 882-890.
11. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-8.
12. Wirtz, R. A. and Dykshoorn, P., 1984, Heat transfer from arrays of flat packs in a channel flow, Proceeding of the Fourth Annual International Electronics Packaging Society, Baltimore, pp. 318-326.