

돌출 발열블록표면에서의 충돌분류 열전달 특성에 관한 연구

정인기* · 박시우** · 박수철***
(2000년 5월 18일 접수)

Study on the Jet Impingement Heat Transfer Characteristics at Protruding Heated Blocks

In-Kee Chung, Si-Woo Park and Soo-Cheol Park

Key Words: Confined Slot Jet(제한된 슬롯제트), Jet Impingement Heat Transfer(분류충돌 열전달), Heated Block(발열 블록), Naphthalene Sublimation Technique(나프탈렌 승화법)

Abstract

An experimental investigation on heat transfer characteristics of two-dimensional heated blocks using a confined impinging slot jet has been performed. The effect of jet Reynolds number ($Re=3900, 5800, 9700$), streamwise block spacing($p/w=0.5, 1, 1.5$) and dimensionless nozzle to block distance($H/B=1, 2, 4, 6$) have been examined with five isothermally heated blocks. With the measurement of jet mean velocity and turbulence intensity distributions at nozzle exit, initially turbulent regimes, are classified. To clarify local heat transfer characteristics, naphthalene sublimation technique as used. The maximum Nusselt number at the stagnation point for the jet Reynolds number is occurred at $H/B=4$. Besides, the local and average heat transfer of heated blocks increase with decreasing streamwise block spacing and increasing jet Reynolds number.

기호설명

B : 슬롯노즐의 폭, 특성길이
 D : 나프탈렌 확산계수
 H : 슬롯노즐과 블록 윗면 사이의 거리
 h : 블록 높이
 h_m : 물질전달계수
 Nu : 국소 Nusselt 수
 Nu_m : 각 블록별 평균 Nusselt 수
 Nu_{mt} : 전체 블록의 평균 Nusselt 수
 Nu_s : 정체점 Nusselt 수
 p : 블록과 블록 사이의 거리

Re : 제트 Reynolds 수
 Sc : Schmidt 수
 Sh : 국소 Sherwood 수
 $\mathcal{L}t$: 시편의 공기중 노출시간
 U_e : 노즐 출구에서의 제트속도
 u : 제트 중심선에서의 축방향 평균속도
 u' : u 의 R.M.S
 w : 블록의 폭
 x : 정체점에서 주류동방향으로의 거리
 δ : 나프탈렌의 승화깊이차
 ρ : 고체 나프탈렌의 밀도
 $\rho_{v,w}$: 시편표면에서 나프탈렌의 증기 밀도

* 회원, 영남대학교 기계공학부, 기계기술연구소
 E-mail : ikchung@ynucc.yu.ac.kr
 TEL : (053)810-2452 FAX : (053)813-3703

** 회원, 영남대학교 대학원
 *** 영남대학교 대학원

1. 서론

충돌제트(분류)는 높은 열 또는 물질전달 효과로 인하여 물체의 가열, 냉각, 건조 등 각종 산업

분야에서 광범위하게 응용되고 있다. 특히, 최근 전자부품들의 단위면적당 발열량이 크기 때문에 이들의 냉각문제와 관련하여 충돌분류 열전달에 대한 연구 및 각종 열전달 증진방안에 대한 연구가 활발히 수행되고 있다.

Gardon과 Akfirat^(1,2)는 2차원 충돌제트에서 노즐폭과 노즐출구에서 충돌면까지의 거리변화에 따른 정체점 부근의 열전달계수를 측정하여 난류강도가 열전달에 미치는 영향을 조사하였으며, Wolf 등⁽³⁾은 직각형 채널노즐 출구에 와이어 메쉬(wire mesh)를 설치하여 제트에 높은 난류강도를 주므로서 정체점에서의 열전달이 44% 증가하는 것을 보고하였다. 최근 윤과 김⁽⁴⁾은 노즐형상에 따른 충돌제트의 열전달 특성을 조사한 실험에서 오리피스 노즐의 유동특성 및 초기난류강도의 영향을 조사한 바 있다. 그러나 이들의 연구는 제한벽을 가지지 않고 전열면이 평판인 경우의 열전달 특성에 대해서만 수행되었다.

한편, Obot 등⁽⁵⁾은 충돌분류 열전달에서 제한벽(confined wall)의 영향을 조사하여 벽이 없는 경우에 비해 평균열전달이 10%정도 감소함을 보고하였으며, Wadsworth와 Mudawar⁽⁶⁾는 절연액체의 제한된 2차원 제트를 이용한 다중칩 전자부품의 냉각에 대한 연구에서 열전달률이 채널높이보다 Reynolds수와 슬롯폭에 더욱 의존함을 밝혔다. 또, Hung과 Lin⁽⁷⁾은 충돌면에 배열된 3차원 발열블록 윗면에 제한된 층류 슬롯제트의 충돌에 의한 열전달 특성을 실험적으로 연구한 바 있다.

Schafer 등⁽⁸⁾은 제한된 슬롯제트에서 불연속 전열면이 존재할 때 2차 재순환영역이 전열 촉진에 기여함을 밝혔으며, Parneix 등⁽⁹⁾은 제트 출구에 사각물체가 놓여 있을 때 열전달계수의 분포와 유동특성을 조사한 바 있다. 또, 김 등⁽¹⁰⁾은 전자장비내의 돌출발열체에 충돌하는 제트에 대해서 속도와 충돌 거리에 따른 평균 열전달계수를 측정하여 제트의 속도가 증가할수록 열전달계수가 증가함을 확인하였다.

본 연구에서는 제한된 2차원 충돌분류계의 정체점 및 벽면제트영역에 일정 간격으로 배열된 발열블록에 대하여 유동변화에 따른 블록 각 면에서의 국소 열전달계수 분포 및 전열특성을 파악하고자 한다. 발열블록으로서는 5개의 2차원

블록을 사용하였으며, 노즐 출구로부터 충돌면 사이의 거리를 $H/B=1, 2, 4, 6$ 으로 변화시켰다. 또, 블록의 주 유동방향 배열간격을 $p/w=0.5, 1, 1.5$ 로 변화시키고, 제트의 출구속도 $U_e=10, 15, 25\text{m/s}$ 에 대응하는 제트 Reynolds 수 $Re=3900, 5800, 9700$ 의 경우에 대해서 실험을 수행하였다.

열전달계수의 측정에는 열/물질전달의 상사성을 이용한 나프탈렌승화법(naphthalene sublimation technique)을 사용하였다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도이다. 동작유체인 공기는 제트의 온도를 일정하게 유지시키기 위하여 항온장치와 연결된 열교환기를 거쳐 인버터로 제어되는 송풍기로 흡입되며, 공기의 맥동을 차단하기 위한 서지탱크를 거쳐 공기챔버로 유입된다. 이 때, 송풍기 입·출구의 연결관은 플렉시블튜브(flexible tube)를 사용하여 송풍기로부터의 진동이 공기챔버에 전달되는 것을 방지하였다.

공기챔버 내에는 충돌판을 설치하여 균일한 유동이 형성되도록 하였으며, 유동의 안정화를 위하여 하니콤(honeycomb)을 설치하였다. 챔버는 상·하 분리형으로 제작하고, 상·하 챔버사이에 고무판을 설치하여 충돌판에 의한 진동이 덕트에 전달되는 것을 방지하였다.

송풍기 출구와 공기챔버, 제트충돌면에는 T형 열전대를 설치하였고, 열교환기의 운전을 제어하여 슬롯출구의 공기온도가 $21\pm 1^\circ\text{C}$ 를 유지하도록 하였다.

Fig. 2에는 측정부의 단면을 나타내었다. 덕트는 15mm 두께의 투명 아크릴로 제작하였으며, 슬롯의 폭(B)은 6mm, 길이는 600mm로 2차원 제트유동이 충분하도록 하였고, 덕트의 높이(H)를 조절하여 슬롯노즐과 충돌면 사이의 간격을 변화시킬 수 있는 구조로 되어있다.

나프탈렌으로 주조된 발열블록은 나프탈렌 분말을 전기로에서 용융시켜 몰드에 주입한 후 상온에서 6시간 이상 냉각시켰다. 블록의 크기는 높이(h) 및 폭(w)이 각각 12mm 및 24mm이고,

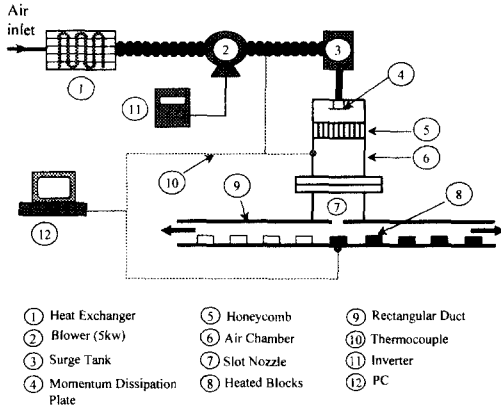


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

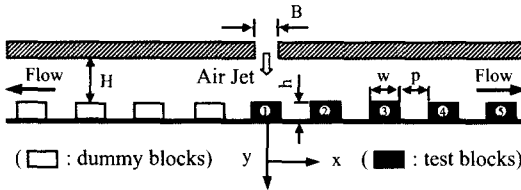


Fig. 2 Cross-sectional view of test section and coordinate system

길이 180mm인 2차원 블록을 정체점 및 주유동 방향으로 5개를 설치하여 각각의 블록 표면에서 국소 열전달계수를 측정하였다. 이때 흐름에 대칭성을 유지하기 위하여 주 유동의 반대방향으로도 더미(dummy) 블록을 배열하였다.

피토투관으로 보정한 정온형 열유속계(constant temperature anemometer)를 사용하여 노즐출구의 제트속도와 난류강도를 측정하였으며, 슬롯출구에서 난류강도가 5% 정도인 초기 난류제트 조건에서 실험을 수행하였다.

실험전후에 나프탈렌 시편 표면에서 국소승화깊이 측정은 Labview프로그램(National Instrument PCI-Step-4CX, Oriental PK566-NAC 0.36° /step)에 의해 제어하였으며, 0.001mm의 반복 위치 결정도를 가지는 3축 LM가이드를 가진 정반위에 시편을 올려놓고 LVDT(Schaevitz LBB375TA-020, MP1000)로 시편 표면 조도를 측정기록(IBM PC, National Instrument PC-LPM-16PnP) 하고, 충돌제트에 노출시켜 나프탈렌을 승화시킨 다음 다시 같은 위치에서 표면 조도를 측정하여 실험시간동

안에 승화된 깊이 차이를 구하였다.

2.2 데이터 처리방법

나프탈렌 승화깊이차로부터 국소 물질전달계수를 구하는 데는 다음 식을 사용하였다.

$$h_m = \frac{\rho_s \delta}{\Delta t \rho_{v,w}} \tag{1}$$

즉, 물질전달계수는 고체 나프탈렌의 밀도(ρ_s), 나프탈렌 승화깊이 차(δ), 실험시간(Δt), 시편표면에서 나프탈렌 증기밀도($\rho_{v,w}$)로부터 계산된다.

시편표면의 나프탈렌 증기밀도는 이상기체 상태 방정식에 Ambrose 등⁽¹¹⁾이 제안한 나프탈렌 증기압을 대입함으로써 구할 수 있으며, Cho 등⁽¹²⁾이 제시한 나프탈렌 확산계수(D)로부터 물질전달의 국소 Sherwood 수를 다음식에서 산출한다.

$$Sh = \frac{h_m B}{D} \tag{2}$$

여기서, B 는 특성길이인 슬롯의 폭이다.

이때, 나프탈렌 시편의 설치 및 승화깊이 측정 중에 발생하는 자연 승화량에 의한 실험 오차를 줄이기 위해 다음의 식 (3)을 사용하여 승화깊이차를 보정하였다.

$$\delta_{free} = C \times 10^{10} [1.0 + 0.1(T_w - 297.15)]^{1.03} \Delta t \tag{3}$$

δ_{free} 는 자연 승화된 깊이, Δt 는 자연 승화 시간이며, 상온에서 평판에 대한 계수 C 는 0.83이다.⁽¹³⁾

한편 물질전달계수(Sherwood 수)로부터 열전달계수(Nusselt 수)를 구하는 열-물질전달의 상사식은 다음과 같다.

$$Nu = (Pr/Sc)^n \cdot Sh \tag{4}$$

이때 공기에 대한 Prandtl 수는 $Pr=0.707$ 이며, 난류일 때 지수 n 값은 0.4이고, Schmidt 수(Sc)는 온도의 함수로써 주어진다.

결과에 대한 오차해석은 Kline과 McClintock⁽¹⁴⁾의 방법을 이용하여 수행하였다. 제트의 평균속도와 난류강도에 대한 불확실성은 평균적으로 각각 3%와 8.7%로 계산되었으며, Nusselt 수에 대

한 불확실성은 95% 신뢰도에서 5.3%의 상대오차를 가진다. 그 중에서 나프탈렌의 물성치인 증기 밀도와 확산계수에 대한 불확실성이 각각 3.2%와 3.7%로 계산되었으며, 나프탈렌 승화깊이의 측정 에 따른 오차가 4.5%로써 가장 큰 영향을 주는 것으로 나타났다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 슬롯제트의 유동특성

Fig. 3은 제트 중심선의 평균속도와 노즐 출구 속도와와 비(u/U_0) 및 난류강도(u'/U_0)의 분포를 나타낸 것이다. 본 실험에서 사용한 슬롯제트의 포텐셜코어 길이는 $H/B=1$ 정도였으며, 노즐의 길이가 긴 슬롯제트의 $H/B=6$ 정도에 비해 매우 짧았다. 이것은 본 실험 장치와 같이 오리피스(orifice)형 슬롯노즐에서 나타나는 유동수축현상(vena contracta) 등에 따른 유동특성으로 사료된다.

난류강도는 노즐 출구로부터 급격히 증가하여 주위 유체와의 혼합이 충분히 이루어지는 $H/B=4$ 근처에서 최대가 된 후 점차 감소하고 있으며, Reynolds 수가 감소할수록 상대 난류강도는 증가하였다. 따라서 본 실험에 사용한 슬롯노즐은 출구에서 활발한 혼합유동의 형성과 초기 난류강도가 비교적 큰 것으로 생각된다.

Fig. 4는 노즐과 제트 직하에 설치된 1번 블록 윗면 사이의 거리 및 노즐 출구속도의 변화에 대한 정체점에서의 Nusselt 수를 나타내고 있다. 출구속도가 증가함에 따라 정체점의 열전달계수가 증가하고 있으며, 특히 $H/B=4$ 인 경우 높은 난류강도로 인하여 전체적으로 열전달계수가 높게 나타나고 있다. $H/B=6$ 인 경우 정체점 Nusselt 수는 난류강도에 비하여 노즐 출구속도의 감소로 인한 운동량 손실에 의하여 그 효과가 다소 감소하였다. 따라서 난류강도가 최대인 $H/B=4$ 에서 가장 큰 열전달률을 가짐을 알 수 있다.

3.2 국소 열전달계수 분포

Fig. 5(a)와 (b)는 $H/B=2$ 일 때 제트의 유동방향에 대한 블록 사이의 거리비가 각각 $p/w=0.5$ 및 1.5이고, $Re=5800$ 인 경우 각 블록 위치에 따른 국소 Nusselt 수의 분포를 나타낸 것이다. 제트

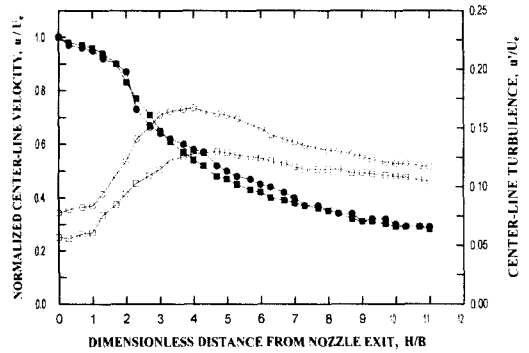


Fig. 3 Mean velocity and turbulence intensity distributions along the centerline for free jet

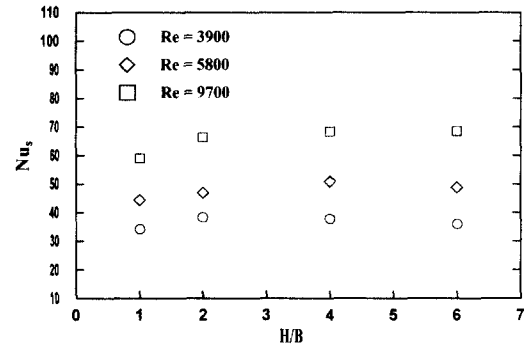
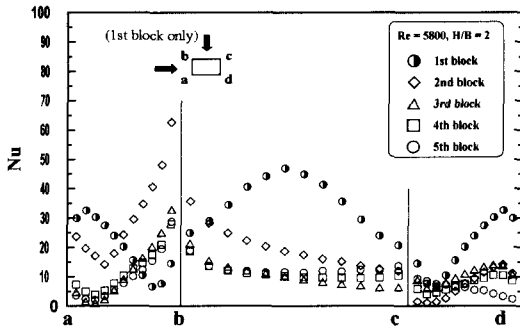
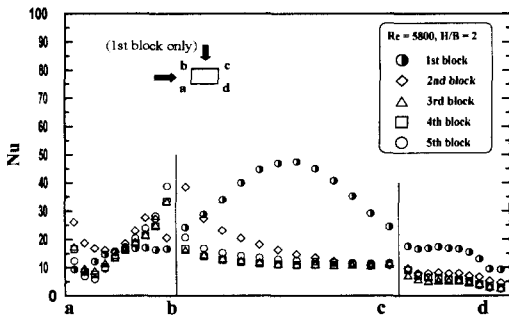


Fig. 4 Effects of Re and H/B on stagnation Nusselt number

충돌로 인하여 1번 블록 윗면에서 높은 열전달계수를 나타내고 있다. 또한 $p/w=0.5$ 인 경우, 2번 블록 앞면(a-b)의 윗 모서리(b) 부근에서 최대 열전달계수가 나타났으며, 이것은 제트유동이 정체점을 이탈하여 2번 블록의 상부모서리에 재부착하고, 이때 블록 윗면을 빠르게 흐르는 유체의 영향으로 블록과 블록 사이에서 매우 강한 재순환영역이 형성되기 때문으로 사료된다. 그러나 블록과 블록 사이의 간격이 넓은 $p/w=1.5$ 인 경우에는 이러한 경향이 약화되었다. 또 이러한 경향은 Reynolds 수가 증가할수록 현저하게 나타났으며, 벽면제트영역인 하류에 배열된 3, 4, 5번 블록에서도 유사한 형태의 국소 열전달계수 분포가 나타났으나 1, 2번 블록에 비해 현저히 낮은 값을 보이고 있다. 즉, 3번 블록 이후부터는 벽면 흐름이 주기적으로 발달된 유동형태를 가지는 것



(a) $p/w = 0.5$

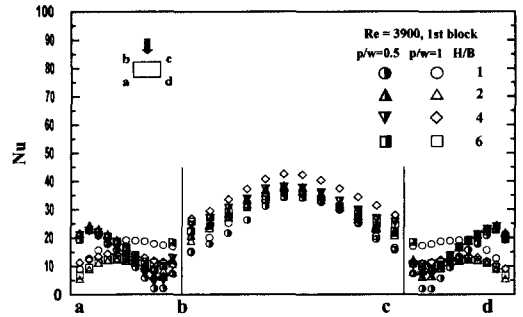


(b) $p/w = 1.5$

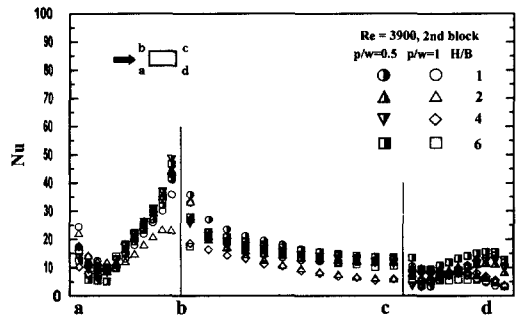
Fig. 5 Distributions of local Nusselt number on each block for $H/B=2$ and $Re=5800$

으로 판단된다.

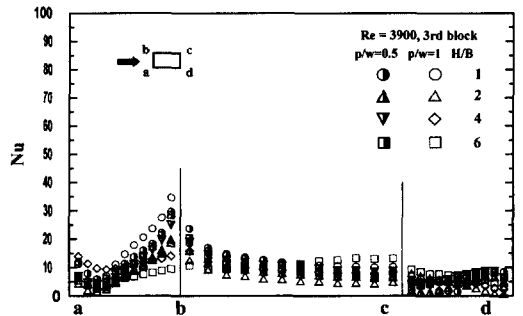
Fig. 6은 $p/w=0.5$ 및 1이고 $Re=3900$ 인 경우 무차원 거리비(H/B)의 변화에 따른 국소 열전달계수의 분포를 나타낸 것이다. 1번 블록의 윗면에서 국소 열전달계수의 분포는 평판에 대한 충돌제트 실험에서 정체점 열전달계수의 분포와 비슷한 양상을 보이고 있다. 제트의 난류강도가 가장 큰 $H/B=4$ 일 때 최대가 되며, 이것은 대류 열전달에서 난류강도와 열전달이 밀접한 관계가 있음을 시사하고 있다. 또한 $p/w=0.5$ 인 경우, 블록 측면(a-b, c-d) 바닥으로부터 8mm정도의 지점에서 낮은 열전달계수를 나타내다가 아래쪽(a, d)으로 갈수록 다시 증가하는 현상을 보이고 있는데, 이것은 블록과 블록 사이의 폭이 좁고 깊어서 블록 사이의 아랫부분에서 발생한 강한 재순환영역이 크게 성장하지 못하고 그 부분에서 유동의 박리를 일으키기 때문으로 사료된다. 그리고 이러한 현상은 2, 3번 블록의 후면(c-d)에서도 미약하지



(a) 1st block



(b) 2nd block

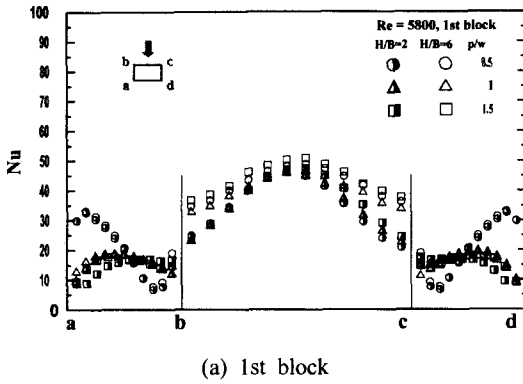


(c) 3rd block

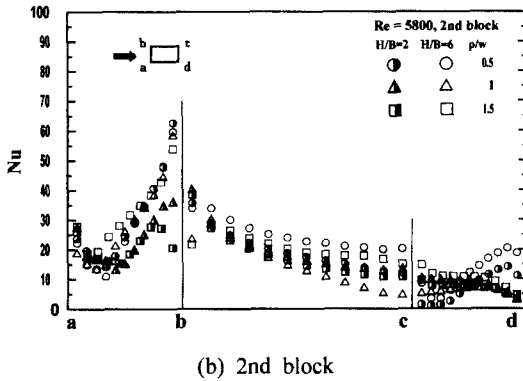
Fig. 6 Distributions of local Nusselt number on H/B for $p/w=0.5, 1$ and $Re=3900$

만 나타나고 있으며, H/B 가 작을수록 크게 나타났다. 그러나 $p/w=1$ 인 경우에는 블록 측면에서의 열전달이 균일화되는 경향을 보여주고 있다.

Fig. 7과 8은 $H/B=2, 6$ 이고 제트 Reynolds 수가 각각 5800 및 9700인 경우, 블록과 블록사이의 간격(p/w) 변화에 대한 국소 Nusselt 수의 분포를 나타낸 것이다. $H/B=6$ 인 경우 난류강도의 증가 및 제트유동의 확산에 의하여 1번 블록 윗면의



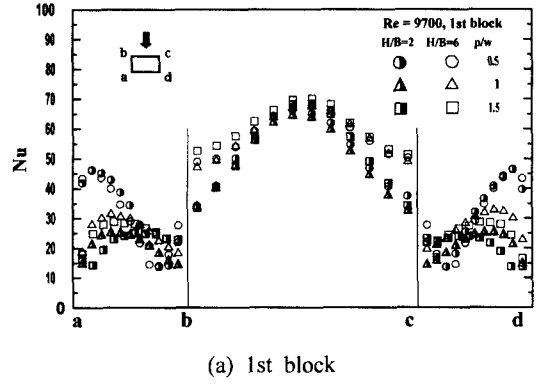
(a) 1st block



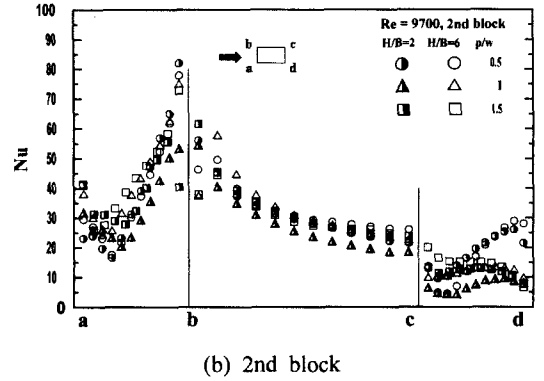
(b) 2nd block

Fig. 7 Distributions of local Nusselt number on p/w for $H/B=2, 6$ and $Re=5800$

국소 열전달계수는 전반적으로 높게 나타나고 있으며, 측면에서의 열전달 효과는 강한 재순환 유동을 형성하는 p/w 에 지배적인 영향을 받고 있음을 볼 수 있다. 특히 이러한 현상은 제트 Reynolds 수가 증가할수록 큰 차이를 보이고 있다. 그리고 p/w 가 클수록 2번 블록의 윗면(b-c) 앞쪽(b)에서 국소열전달계수가 감소하는 현상을 볼 수 있는데, 이는 제트가 정체점에서 반사된 후 주 순환영역의 영향으로 재부착하기 때문으로 생각된다. 또 H/B 가 작고, 제트 Reynolds 수가 작을수록 주 순환유동의 반경 및 회전속도가 작아 지므로 정체점에서 반사된 유동성분이 열전달에 영향을 적게 미치는 것으로 사료된다. 또한, 2번 블록 앞면(a-b)에서의 최대 국소열전달은 1번 블록의 뒷면보다 2배정도 높게 나타났으며, 이러한 현상은 벽면제트 후류에 놓인 블록의 측면에서도 비슷하게 발생하여 유동에 대항하고 있는 앞면에서 열전달이 활발함을 알 수 있다.



(a) 1st block

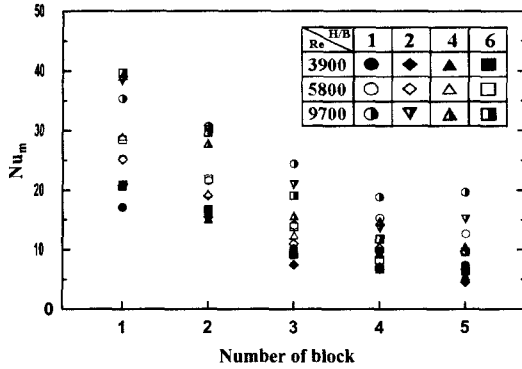


(b) 2nd block

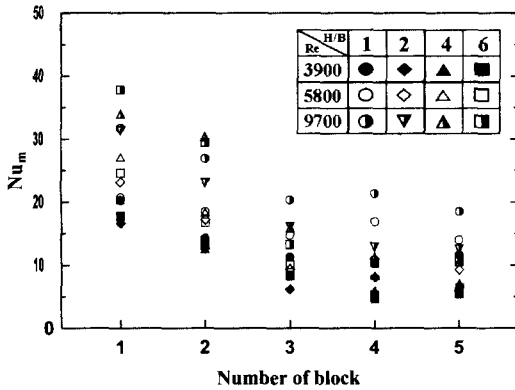
Fig. 8 Distributions of local Nusselt number on p/w for $H/B=2, 6$ and $Re=9700$

3.3 평균 열전달계수

Fig. 9(a)와 (b)는 각각 블록 간격비 $p/w=0.5$ 및 1일 때, H/B 의 변화에 대한 각 블록에서의 평균 열전달계수(Nu_m)를 나타낸 것이다. 블록의 번호는 Fig. 2에 표시한 바와 같이 측정 블록의 배열순서를 나타낸다. Fig. 9(a)에서 각 블록의 평균 열전달계수는 제트직하의 1번 블록에서 가장 높았으며, 하류블록으로 갈수록 현저히 감소하고 있다. 또한, $H/B=1$ 인 경우 1번 블록에서의 평균열전달은 낮지만 하류블록에서의 열전달 감소가 둔화되고 있다. 이것은 제한벽의 영향으로 좁은 유로에서 유동이 가속되어 블록 윗면에서의 열전달을 증가시킬 뿐만 아니라 블록사이에서 재순환영역의 발달을 촉진시키기 때문으로 사료된다. 또한 $Re=9700$ 일 때, 1, 2번 블록에서의 열전달이 높았으며, $H/B=1$ 인 경우에 대하여 $Re=9700$ 일 때 블록 전체에서 열전달이 가장 양호하였다. 그리고 Fig. 9(b)의 $p/w=1$ 에서 각 블록에 대한 평균



(a) $p/w = 0.5$



(b) $p/w = 1$

Fig. 9 Average Nusselt number for various H/B

열전달계수 역시 1번 블록에서의 열전달이 가장 높고, 3번 블록 이후에는 급격한 감소를 보이고 있다. 특히, 벽면제트영역인 3번 블록 이후에서는 거의 일정한 값을 나타내어 유동이 발달된 것을 알 수 있다. 또한, 평균 열전달계수는 제트 Reynolds 수가 증가함에 따라 증가하고 있으며, 1번 블록에 대해서는 $Re=9700$ 에서 $H/B=6$ 일 때가 $H/B=4$ 일 때 보다 높게 나타나고 있는데, 이것은 블록 후면에서의 열전달계수가 높았기 때문이다. 그리고 $p/w=0.5$ 일 때에는 평균 열전달이 4번 블록까지 선형적으로 급격히 감소하며, $p/w=1$ 일 때에는 3번 블록까지 이러한 경향이 나타났다. 이 위치는 정체점으로부터의 거리가 비슷한 지점으로서, 각 블록에서의 평균 열전달이 블록의 간격보다는 정체점에서 주 유동방향으로의 거리에 영향을 더 받을 수 있다.

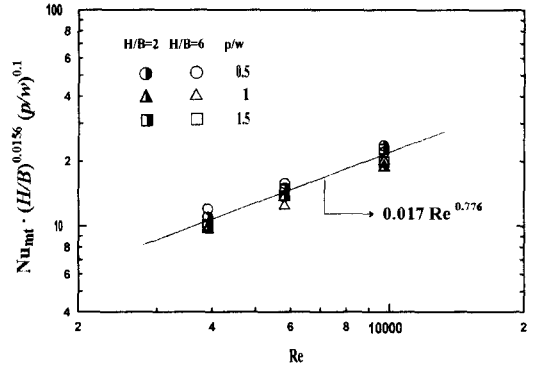


Fig. 10 Overall average Nusselt number vs. Reynolds number

Fig. 10은 $H/B=2$ 와 6인 경우에 p/w 의 변화에 대한 전체블록의 평균 Nusselt 수를 Reynolds 수의 변화에 대하여 나타낸 것이다. 전체 블록의 평균 Nusselt 수는 Reynolds 수의 증가에 따라 거의 대수 비례적으로 증가하고 있으며, 본 실험 범위내에서는 H/B 및 p/w 에 대하여 $\pm 5\%$ 범위 내로 만족하는 다음과 같은 상관식을 얻을 수 있었다.

$$Nu_{m} = 0.017 Re^{0.776} (H/B)^{-0.0156} (p/w)^{-0.1} \quad (5)$$

4. 결론

제한된 2차원 충돌분류계의 정체점과 벽면제트 영역에 배열된 돌출 발열블록에서의 국소 열전달 계수를 측정하고, 제트의 유동 특성에 따른 열전달 특성을 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 제트의 정체점영역에 설치된 1번 블록 윗면의 국소 Nusselt 수는 난류강도가 최대인 $H/B=4$ 부근에서 최대가 되고, Reynolds 수가 증가할수록 무차원 거리의 영향이 감소한다.

(2) 2번 블록에서는 유동이 재부착하는 전면 상부모서리 부근에서 최대열전달이 나타나고, H/B 가 증가함에 따라 블록 윗면에서 다시 재부착현상이 나타나며, Reynolds 수가 증가할수록 현저하다.

(3) p/w 의 변화에 의한 블록 측면에서의 열전달 효과는 블록 사이의 재순환 유동이 지배적인 요인으로 작용한다.

(4) 각 블록에 대한 평균 열전달계수는 Reynolds 수가 클수록 증가하고, 정체점에서 하류 블록쪽으로 갈수록 현저히 감소하며 벽면제트영역인 3번 블록 이후는 거의 일정한 값을 유지한다.

(5) 전체 블록에 대한 평균 Nusselt 수는 Reynolds 수의 증가에 따라 대수 비례적으로 증가하며, $Nu_{mt} \propto Re^a \cdot (H/B)^b \cdot (p/w)^c$ 의 상관관계가 성립한다.

참고문헌

- (1) Gardon, R. and Akfirat, J. C., 1965, "The Role of Turbulence in Determining the Heat Transfer Characteristics of Impinging Jets," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 8, pp. 1261~1271.
- (2) Gardon, R. and Akfirat, J. C., 1966, "Heat Transfer Characteristics of Impinging Two-Dimensional Air Jets," *ASME J. of Heat Transfer*, pp. 101~108.
- (3) Wolf, D. H., Viskanta, R. and Incropera, F. P., 1995, "Turbulence Dissipation in a Free-Surface Jet of Water and its Effect on Local Impingement Heat Transfer from a Heated Surface : Part 2 - Local heat transfer," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 95~103.
- (4) 윤순현, 김동건, 1999, "노즐 형상에 따른 충돌제트의 열전달 특성," 대한기계학회논문집 B 권, 제23권, 제12호, pp. 1562~1569.
- (5) Obot, N., Mujumdar, A. and Douglas, W., 1982, "Effect of Semi-Confinement on Impinging Heat Transfer," *Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf.* Vol. 3, pp. 395~400.
- (6) Wadsworth, D. C. and Mudawar, I., 1990, "Cooling of a Multichip Electronic Module by Means of Confined Two Dimensional Jets of Dielectric Liquid," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 891~898.
- (7) Hung, Y. H. and Lin, P. Y., 1997, "Cooling Performance of Slot Jet Impinging onto a Simulated Multi-Chip Module," *Advances in Electronic Packaging*, Vol. 2, pp. 1795~1801.
- (8) Schafer, D. M., Ramadhyani, S. and Incropera, F. P., 1992, "Numerical Simulation of Laminar Convection Heat Transfer from an In-line Array of Discrete Sources to a Confined Rectangular Jet," *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 22, pp. 121~141.
- (9) Parneix, S., Behnia, M. and Durbin, P. A., 1999, "Predictions of Turbulent Heat Transfer in an Axisymmetric Jet Impinging on a Heated Pedestal," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 43~49.
- (10) 김원태, 최성봉, 노홍구, 김광수, 1992, "전자장비의 분사공기에 의한 냉각특성에 관한 연구," 대한기계학회 1992년도 추계학술대회논문집(II), pp. 134~137.
- (11) Ambrose, D., Lawrenson, I. J. and Sprake, C. H. S., 1975, "The Vapour Pressure of Naphthalene," *J. Chem. Thermodynamics*, Vol. 7, pp. 1173~1176.
- (12) Cho, K., Irvine, T. F. J. and Karani, J., 1992, "Measurement of the Diffusion Coefficient of Naphthalene into Air," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, No. 4, pp. 957~966.
- (13) Goldstein, R. J. and Cho, H. H. 1995, "A Review of Mass Transfer Measurements Using Naphthalene Sublimation," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 10, pp. 416~434.
- (14) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mech. Eng.*, Vol. 75, pp. 3~8.