

노즐형상에 따른 돌출 발열블록표면에서의 충돌분류 열전달 특성

정인기* · 박시우**

Effect of nozzle geometry on the jet impingement heat transfer characteristics at protruding heated blocks

In-Kee Chung and Si-Woo 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. At $p/w=1$, the effects of jet Reynolds number($Re=3900\sim 12000$), dimensionless nozzle to block distance($H/B=1, 2, 4, 6$) and nozzle type 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 were used. The local and average heat transfer of heated blocks increase with the sharp-edged nozzle 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 블록사이의 거리
 Re : 제트 Reynolds 수
 Sc : Schmidt 수
 Sh : 국소 Sherwood 수

Δt : 시편의 공기중 노출시간
 u : 제트의 축방향 속도
 u' : u 의 R.M.S
 w : 블록의 폭
 x : 정체점에서 주유동방향으로의 거리
 δ : 나프탈렌의 승화깊이차
 ρ : 고체 나프탈렌의 밀도
 $\rho_{v,w}$: 시편표면에서 나프탈렌의 증기 밀도

1. 서론

충돌제트는 국소적으로 높은 열 또는 물질전달 효과를 가지기 때문에 물체의 가열, 냉각, 건조 등 각종 산업분야에서 널리 응용되고 있으며, 특히 최근 전자부품들의 냉각문제와 관련하여 충돌분류 열전달 및 열전달 증진방안에 대한 연구가 활발히 수행되고 있다.

Gardon과 Akfirat^(1, 2)는 자유충돌제트에서 노즐 출구와 충돌면사이의 거리변화에 따른 정체점 부

* 회원, 영남대학교 기계공학부, 기계기술연구소

** 회원, 영남대학교 대학원

근의 국소 열전달계수를 측정하여 난류강도가 열전달에 미치는 영향을 조사하였으며, Wolf등⁽³⁾은 사각 채널노즐의 출구에 와이어 매쉬(wire mesh)를 설치하여 정체점에서 열전달이 44% 증가하는 것을 보고하였다. 그러나 이들의 연구는 제트유동에 제한 벽면을 가지지 않은 경우이며, 전열면이 평판인 경우의 열전달 특성에 대해 수행되었다.

한편, Obot등⁽⁴⁾은 제한벽(confined wall)의 영향을 조사하여 벽이 없는 경우에 비해 평균열전달이 10%정도 감소함을 보고하였으며, Wadsworth와 Mudawar⁽⁵⁾는 제한된 2차원 제트를 이용한 다중 칩 전자부품의 냉각에 대한 연구에서 열전달률이 채널높이보다 Reynolds수와 슬롯폭에 의존함을 밝혔다. 또, Hung과 Lin⁽⁶⁾은 충돌면에 배열된 3차원 발열블록 윗면에 제한된 층류 슬롯제트의 충돌에 의한 열전달 특성을 실험적으로 연구한 바 있다.

Schafer등⁽⁷⁾은 제한된 슬롯제트에서 불연속 전열면이 존재할 때 2차 재순환영역이 전열 촉진에 기여함을 밝혔으며, Parneix등⁽⁸⁾은 제트 출구에 사각물체가 놓여 있을 때 국소 열전달계수의 분포와 유동특성을 조사한 바 있다. 또, 김 등⁽⁹⁾은 전자장비에서 돌출발열체에 충돌하는 제트에 대해서 속도와 충돌 거리에 따른 평균 열전달계수를 측정하였다.

본 연구에서는 출구형상이 다른 두가지 노즐(square-edged orifice nozzle, sharp-edged orifice nozzle)을 사용하여 제한된 2차원 충돌분류계의 정체점 및 벽면제트영역에 일정 간격으로 배열된 발열블록의 각 면에 대한 국소열전달계수 분포 및 전체 블록의 전열특성을 파악하고자 한다. 발열블록으로서는 5개의 2차원 블록을 사용하였으며, 노즐 출구로부터 충돌면 사이의 거리를 $H/B=1, 2, 4, 6$ 으로 변화시켰다. 또한, 블록의 주유동방향 배열간격은 $p/w=1$ 로 고정시켰으며, 제트 Reynolds 수는 $Re=3900, 5800, 7800, 9700, 12000$ 에 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 하니컴(honeycomb)을 설치하였다. 챔버는 상·하 분리형으로 제작하고, 상·하 챔버사이에 고무판을 설치하여 충돌판에 의한 진동이 덕트에 전달되는 것을 방지하였다.

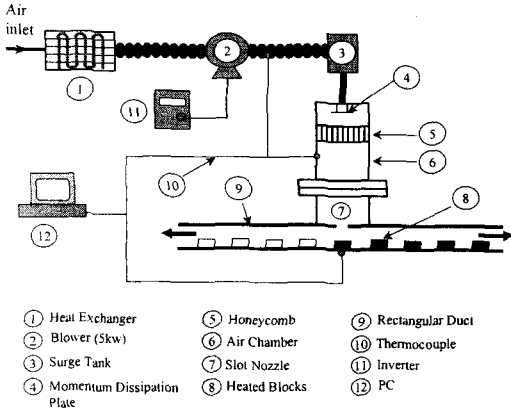
송풍기 출구와 공기챔버, 제트충돌면에는 T형 열전대를 설치하였고, 열교환기의 운전을 제어하여 슬롯출구의 공기온도가 $21 \pm 1^\circ\text{C}$ 를 유지하도록 하였다.

Fig. 2에는 측정부의 단면과 본 실험에 사용되어진 서로 다른 두개의 노즐 출구형상을 나타내었다. 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 구조된 발열블록은 나프탈렌 분말을 전기로에서 용융시켜 몰드에 주입한 후 상온에서 6시간 이상 냉각시켰다. 블록의 크기는 높이(h) 및 폭(w)이 각각 12mm 및 24mm이고, 길이가 180mm인 2차원 블록을 정체점 및 주유동 방향으로 5개를 설치하여 각각의 블록 표면에서 국소 열전달계수를 측정하였다. 이때 흐름에 대칭성을 유지하기 위하여 주유동의 반대방향으로도 더미(dummy) 블록을 배열하였다.

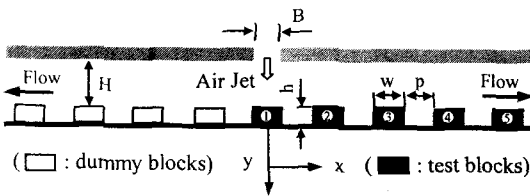
정온형 열유속계를 사용하여 노즐출구의 제트 속도와 난류강도를 측정하였으며, 슬롯 출구에서 난류강도가 5% 정도인 초기 난류 조건에서 실험을 수행하였다.

실험전후에 나프탈렌 시편 표면에서 국소승화깊이 측정은 Labview프로그램(National Instrument PCI-Step-4CX, Oriental PK566-NAC $0.36^\circ/\text{step}$)에 의해 제어하였으며, 0.001mm의 반복 위치 결정도를 가지는 3축 LM가이드를 가진 정반위에 시편을 올려놓고 LVDT(Schaevitz LBB375TA-020,

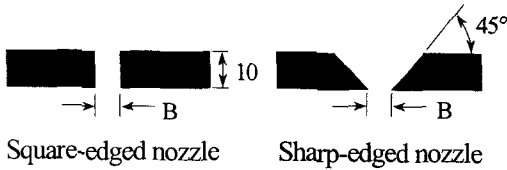


- | | | |
|------------------------------|-----------------|--------------------|
| ① Heat Exchanger | ⑤ Honeycomb | ⑨ Rectangular Duct |
| ② Blower (Skw) | ⑥ Air Chamber | ⑩ Thermocouple |
| ③ Surge Tank | ⑦ Slot Nozzle | ⑪ Inverter |
| ④ Momentum Dissipation Plate | ⑧ Heated Blocks | ⑫ PC |

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.



(a) test section



(b) nozzle geometry

Fig. 2 Cross-sectional view of test section and nozzle geometry.

MP1000)로 시편 표면 조도를 측정기록(IBM PC, National Instrument PC-LPM-16PnP) 하고, 충돌 제트에 노출시켜 나프탈렌을 승화시킨 다음 다시 같은 위치에서 표면 조도를 측정하여 실험시간동안에 승화된 깊이 차이를 구하였다.

2.2 데이터 처리방법

나프탈렌 승화깊이차로부터 국소 물질전달계수를 구하는 데는 다음 식을 사용하였다.

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

시편표면의 나프탈렌 증기밀도($\rho_{v,w}$)는 이상기체 상태방정식에 Ambrose등⁽¹⁰⁾이 제안한 나프탈렌 증기압을 대입하여 구할 수 있으며, Cho등⁽¹¹⁾이 제시한 나프탈렌 확산계수(D)로부터 물질전달의 Sherwood 수를 다음식에서 산출한다.

$$Sh = \frac{h_m B}{D} \quad (2)$$

여기서, B는 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.

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

δ_{free} 는 자연 승화된 깊이, Δf 는 자연 승화 시간이며, 상온에서 평판에 대한 계수 C는 0.83이다.⁽¹²⁾

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

$$Nu = (Pr/Sc)^n \cdot Sh \quad (4)$$

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

3. 실험결과 및 고찰

3.1 슬롯제트의 유동특성

Fig. 3은 $Re=9700$ 인 경우 두가지 노즐형상에 대하여 제트 중심선의 평균속도와 노즐 출구속도와 비(u/U_e) 및 난류강도(u'/U_e)의 분포를 나타낸 것이다. Sharp-edged 노즐의 포텐셜코어 길이는 $H/B=6$ 정도로 square-edged 노즐보다 길었으며, 이와 같은 노즐은 정체점에서 벽면분류 영역으로 유체의 운동량 손실을 줄임으로써 전열면에서 열전달 증대효과를 가져온다. 또 이것은 오리피스(orifice)형 슬롯제트에서의 유동수축현상(vena contracta)등에 따른 유동특성으로 사료된다.

난류강도는 노즐 출구로부터 증가하여 주위 유체와의 혼합이 충분히 이루어지는 $H/B=6$ 근처에서 최대가 된 후 점차 감소하고 있으며, Reynolds 수

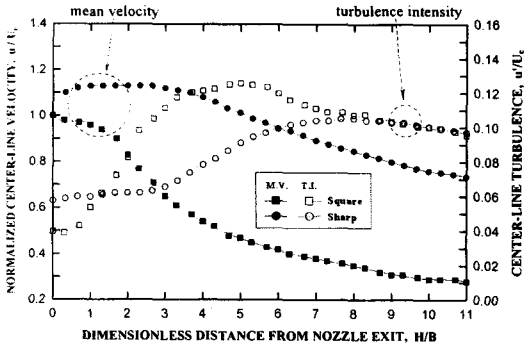


Fig. 3 Mean velocity and turbulence intensity distributions along the centerline for different nozzle geometry at $Re=9700$.

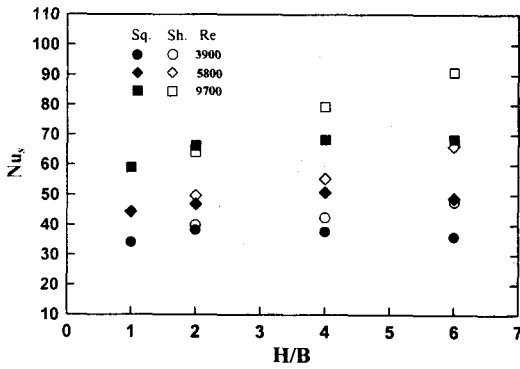


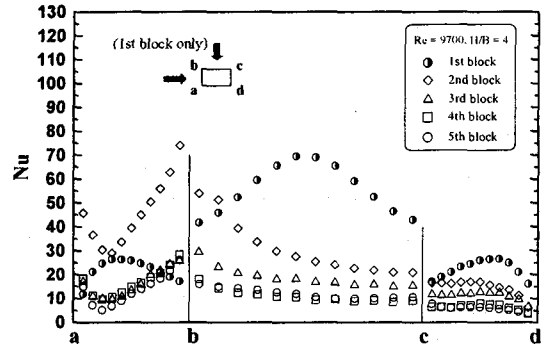
Fig. 4 Effects of nozzle geometry and Re on stagnation Nusselt number.

가 감소할수록 상대 난류강도는 증가하였다.

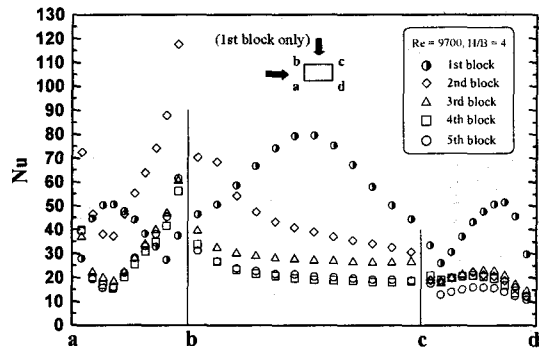
Fig. 4는 노즐형상 및 노즐 출구속도의 변화에 대한 정체점에서의 Nusselt 수를 나타내고 있다. 출구속도가 증가함에 따라 정체점 열전달계수가 증가하고 있으며, 특히 sharp-edged 노즐인 경우 노즐출구에서 유동수축현상에 따른 유속 증가로 인하여 $H/B=4$ 및 6에서 열전달계수가 높게 나타나고 있다. 따라서 정체점 Nusselt 수는 난류강도와 포텐셜코어 길이에 지배적인 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

3.2 국소 열전달계수 분포

Fig. 5(a)와 (b)는 $H/B=4$ 일 때 각각의 노즐형상에 대해 각 블록 위치에 따른 국소 Nusselt 수의 분포를 나타낸 것이다. 제트의 충돌로 인하여 1번 블록 윗면에서 높은 열전달을 나타내고 있다.



(a) Square-edged nozzle

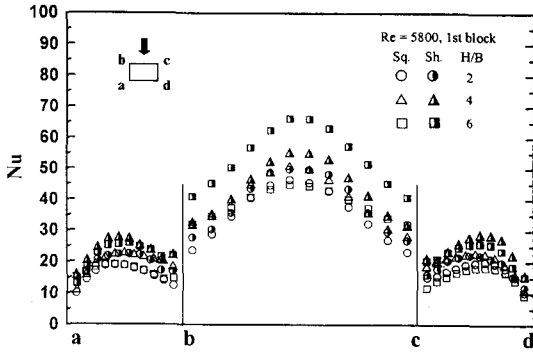


(b) Sharp-edged nozzle

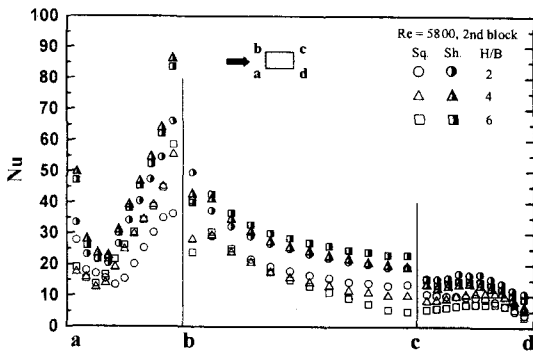
Fig. 5 Distributions of local Nusselt number on each block for $H/B=4$ and $Re=9700$.

또한 2번 블록 앞면(a-b)의 윗 모서리(b) 부근에서 최대 열전달계수가 나타났으며, 이것은 제트 유동이 정체점을 이탈하여 2번 블록의 상부모서리에 재부착하고, 이때 블록 윗면을 빠르게 흐르는 유체의 영향으로 블록과 블록 사이에서 매우 강한 재순환영역이 형성되기 때문으로 사료된다. 이러한 현상은 Reynolds 수가 증가할수록, sharp-edged 노즐에서 현저하게 나타나고 있으며, 벽면제트영역인 하류에 있는 3, 4, 5번 블록에서도 유사한 형태의 국소 열전달계수 분포가 나타났으나 1, 2번 블록에 비해 현저히 낮은 값을 보이고 있다.

Fig. 6은 $H/B=2, 4$ 및 6이고 $Re=5800$ 인 경우 노즐형상 변화에 따른 국소 열전달계수의 분포를 나타낸 것이다. 1번 블록의 윗면에서는 충돌제트의 정체점 열전달계수 분포와 비슷한 양상을 보이고 있다. 포텐셜코어 길이가 짧은 square-edged 노즐은 H/B 에 대한 영향이 적게 나타나고 있으나,



(a) 1st block



(b) 2nd block

Fig. 6 Distributions of local Nusselt number on H/B for $Re=5800$.

sharp-edged 노즐의 경우 난류강도가 가장 큰 $H/B=6$ 일 때 최대가 되며, 이것은 난류강도와 열전달이 밀접한 관계가 있음을 알 수 있다. 2번 블록의 윗면에서는 H/B 가 큰 경우 모서리 부근에서 유동의 박리·재부착 현상을 볼 수 있고, 앞면(a-b)에서의 최대 국소열전달은 1번 블록 뒷면보다 2.5배 정도 높게 나타났으며, 이러한 현상은 벽면제트 후류에 놓인 블록에서도 비슷하게 발생하여 제트유동에 대향하고 있는 앞면에서 열전달이 활발함을 알 수 있다. 블록 뒷면(b-d)에서의 열전달은 sharp-edged 노즐에서 전반적으로 다소 높게 나타나고 있으며, 이는 벽면분류로 나아가면서 square-edged 노즐보다 주 방향 속도 감쇠가 적게 나타나는 것으로 사료된다.

3.3 평균 열전달계수

Fig. 7은 sharp-edged 노즐일 때, H/B 의 변화에

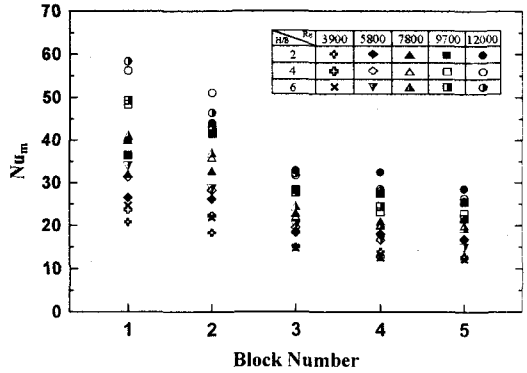


Fig. 7 Average Nusselt number of sharp-edged nozzle for various H/B .

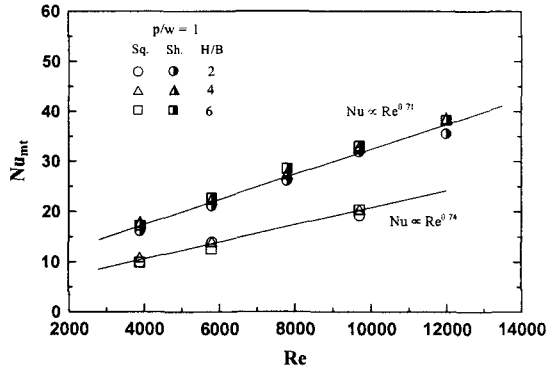


Fig. 8 Overall average Nusselt number vs. Reynolds number.

대한 각 블록에서의 평균 열전달계수(Nu_m)를 나타낸 것이다. 각 블록 표면의 평균 열전달계수는 제트직하 1번 블록에서 가장 높았으며, 하류블록으로 갈수록 감소하고 있다. 그러나, $H/B=2$ 인 경우는 1번 블록에서의 평균열전달이 낮은 반면 하류영역 블록들은 증가하고 있다. 이것은 $H/B=2$ 인 경우 난류강도가 낮아 1번 블록 윗면에서의 열전달이 저하되며, 하류블록에서는 제한벽면의 영향으로 좁은 유로에서 유동의 가속과 경계층의 발달이 억제됨에 따라 블록 윗면에서의 열전달을 증가시킬 뿐만 아니라 블록사이에서 재순환영역의 발달을 촉진시키기 때문이다. 또한 $Re=12000$ 일 때, 2번 블록에서의 평균 열전달계수는 $H/B=4$ 인 경우에 $H/B=6$ 보다 높았으며, 이는 정체점에서 박리된 유동이 2번 블록의 전면 상부와 윗면에 재부착 되기 때문으로 사료된다. 그리고, 벽면제트 영역인 3번 블록 이후에서는 급격히 감소하고 거

의 일정한 값을 나타내어 유동이 발달된 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 두가지 노즐형상에 대하여 각각 H/B 의 변화에 대한 전체블록의 평균 Nusselt 수를 Reynolds 수의 변화에 대하여 나타낸 것이다. 전체 블록의 평균 Nusselt 수는 square-edged 노즐보다 sharp-edged 노즐에서 평균 60% 정도 높게 나타났으며, Reynolds 수의 증가에 따라 거의 대수 비례적으로 증가하고 있다. 이것은 열전달과 유동사이 $Nu_{mi} \propto Re^m$ 의 상관관계가 있을 것으로 예측되며 본 실험의 경우, square-edged 노즐에서 Reynolds 수의 지수 $m=0.74$ 이며, sharp-edged 노즐인 경우에는 $m=0.71$ 의 범위로 나타났다.

4. 결론

- 1) Sharp-edged nozzle의 포텐셜코어 길이는 $H/B=6$ 정도로 square-edged nozzle보다 길며, 난류강도는 $H/B=8$ 근처에서 최대가 되고, 제트의 정체점에 설치된 1번 블록 윗면의 국소 Nusselt 수는 난류강도가 최대인 H/B 일 때 최대가 된다.
- 2) 2번 블록에서는 유동이 재부착하는 전면 상부 모서리 부근에서 최대열전달이 나타나고, 포텐셜코어 길이가 짧은 square-edged 노즐은 H/B 에 대한 영향이 적게 나타나고 있으나, sharp-edged 노즐의 경우 난류강도가 가장 큰 $H/B=6$ 일 때 최대가 된다.
- 3) 각 블록에 대한 평균 열전달계수는 Reynolds 수가 클수록 증가하고, 정체점에서 하류 블록 쪽으로 갈수록 현저히 감소하며 벽면제트영역인 3번 블록 이후는 거의 일정한 값을 유지한다.
- 4) 전체블록에 대한 평균 Nusselt 수는 Reynolds 수의 증가에 따라 대수 비례적으로 증가하고, square-edged 노즐인 경우가 sharp-edged 노즐에 비해 Reynolds 수에 대한 의존성이 크다.

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) 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.

(5) 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.

(6) 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.

(7) 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.

(8) 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.

(9) 김원태, 최성봉, 노홍구, 김광수, 1992, "전자장비의 분사공기에 의한 냉각특성에 관한 연구," 대한기계학회 1992년도 추계학술대회논문집(II), pp. 134-137.

(10) Ambrose, D., Lawrenson, I. J. and Sprake, C. H. S., 1975, "The vapour pressure of naphthalene," *J. Chem. Thermodynamics*, Vol. 7, pp. 1173-1176.

(11) 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.

(12) 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.