

## 충돌제트를 이용한 Pedestal 형상의 칩 냉각연구

이대희<sup>†</sup> · 이준식<sup>\*</sup> · 정영석<sup>\*\*</sup> · 정승훈<sup>\*\*\*</sup>  
 (2001년 11월 9일 접수, 2002년 12월 4일 심사완료)

### Jet Impingement Heat Transfer on a Cylindrical Pedestal Encountered in Chip Cooling

Dae Hee Lee, Joon Sik Lee, Young Suk Chung and Seung Hoon Chung

**Key Words:** Cylindrical Pedestal(원통형 기둥), Liquid Crystal(액정), Shroud-Transient Technique (shroud 비정상기법), Nusselt Number(Nusselt 수), Chip Cooling(칩 냉각)

#### Abstract

The heat transfer and flow measurements on a cylindrical pedestal mounted on a flat surface with a turbulent impinging jet were made. The experiments were made for the jet Reynolds number of  $Re = 23,000$ , the dimensionless nozzle-to-surface distance of  $L/d = 2 \sim 10$ , the dimensionless pedestal height of  $H/D = 0 \sim 1.5$ . Measurements of the surface temperature and the Nusselt number distributions on the plate surface were made using liquid crystal and shroud-transient technique. Flow measurements involve smoke flow visualization and the wall pressure coefficient. The results show that the wall pressure coefficient sharply decreases along the upper surface of the pedestal. However, the pressure increases when the fluid escapes from the pedestal and then collides on the plate surface. The secondary maxima in the Nusselt numbers occur in the region of  $1.0 \leq r/d \leq 1.9$ . Their values for the case of  $H/D = 0.5$  are maximum 80% higher than those for other cases. The formation of the secondary maxima may be attributed to the reattachment of flow on the plate surface which was separated at the edge of the pedestal.

#### 기호설명

$C$  : Plexiglas의 비열(J/kgK)  
 $C_p$  : 표면 압력 계수  $[= (P_w - P_\infty) / 0.5 \rho_a U_{ce}^2]$   
 $d$  : 노즐의 직경(m)  
 $D$  : Pedestal의 직경(m)  
 $h$  : 국소 열전달 계수(W/m<sup>2</sup>K)  
 $H/D$  : Pedestal의 높이와 직경의 무차원 비  
 $k$  : Plexiglas의 열전도 계수(W/mK)  
 $k_a$  : 공기의 열전도 계수(W/mK)

$Nu$  : 국소 Nusselt 수  $(= hd/k_a)$   
 $L/d$  : 노즐과 반구면 사이의 무차원 거리  
 $P_w$  : 평판상에서의 압력(N/m<sup>2</sup>)  
 $P_\infty$  : 대기압력 (N/m<sup>2</sup>)  
 $T^*$  : 무차원 표면온도  
 $r$  : 정체점으로부터 유체흐름 방향으로의 거리(m)  
 $Re$  : 노즐출구의 평균속도와 지름을 기준으로 한 Reynolds 수  $(= U_{ce}d/\nu)$   
 $U_{ce}$  : 노즐출구의 제트 중심선 평균속도(m/s)

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 인제대학교 기계자동차공학부  
 E-mail : mechdhl@ijnc.inje.ac.kr  
 TEL : (055)320-3185 FAX : (055)324-1723  
<sup>\*</sup> 회원, 서울대학교 기계항공공학부  
<sup>\*\*</sup> 서울대학교 대학원 기계항공공학부  
<sup>\*\*\*</sup> 인제대학교 대학원 기계공학과

#### 그리스문자

$\gamma$  :  $(= h\sqrt{t}/\sqrt{\rho Ck})$   
 $\rho$  : Plexiglas의 밀도(kg/m<sup>3</sup>)  
 $\rho_a$  : 공기의 밀도(kg/m<sup>3</sup>)

## 1. 서론

최근 반도체 산업의 급속한 발전으로 인하여 컴퓨터 칩의 사이즈는 작아지고 있는 반면에, 칩에 장착되는 컴포넌트 수의 증가에 따른 단위 면적당 열 발생률은 크게 증가하고 있는 추세이다. 실제로 Pentium-III 프로세서 칩에서는 약 35W 정도의 발열이 일어나며, 현재 소형팬이 부착된 히트싱크를 사용하여 칩을 냉각하고 있다. 또한, 현재 출시를 시작한 Pentium-IV PC의 경우에는 더 작아진 면적의 칩 당 발열량이 약 60W 정도에 이를 것으로 예상되므로, 컴퓨터 내부에 장착된 칩이 정상적으로 작동하기 위해서는 발생하는 열을 효과적으로 냉각시키는 것이 중요하다. 또한, 고속 통신용 인공위성과 지상 중계국간의 교신용 위성 신호 수신안테나 장치 내의 전자칩에 대한 적절한 냉각이 고속통신 위성 신호 교신의 성공에 중요한 역할을 담당하고 있다. 이와 같이 산업용 전자칩의 냉각은 현재의 팬에 의한 강제 대류 단계를 넘어 히트파이프를 이용한 냉각, 액침 냉각, 그리고 충돌제트 분사냉각을 고려해야 하는 시점에 이르렀다.

이러한 여러 가지 냉각방법 중에서 충돌제트에 의한 냉각방법은 간단하면서도 매우 높은 열전달을 유발시키므로 많은 산업에 이용되고 있다. 또한, 냉각효과를 증대시키기 위하여 충돌제트와 함께 핀과 같은 돌출부를 사용하기도 하는데 (Sparrow와 Larson,<sup>(1)</sup> Wadsworth,<sup>(2)</sup>) 이러한 냉각방식은 IBM-4381, Fujitsu FACOM M-780과 Fujitsu VP2000 등과 같은 대용량 컴퓨터 등에서 주로 사용되고 있다(Sullivan 등,<sup>(3,4)</sup> Teuscher 등,<sup>(5)</sup> Priedeman 등<sup>(6)</sup>). 이렇게 높은 열전달 효과로 인하여 앞으로 개발될 컴퓨터 칩의 냉각에서도 널리 사용될 것으로 사료된다. 한편, 현재 시중에 나와 있는 Pentium 칩의 냉각에도 이와 유사한 형태의 냉각법을 사용하고는 있으나 개선할 점이 많아 보다 체계적인 연구가 이루어 져야할 것으로 사료되며, Baughn 등<sup>(7)</sup>이 아주 제한된 형상과 조건 하에서 이에 관한 연구를 수행하였다.

따라서, 본 연구에서는 충돌제트를 원통형의 pedestal이 부착된 칩에 분사시켰을 때, pedestal이 열전달에 미치는 영향을 고찰하며, 최적의 열전달 계수를 가지게 하는 pedestal의 직경과 높이를 구하고자 한다.

또한, 본 연구에서는 액정(liquid crystal)을 칼라 영상처리장치와 함께 사용하여 표면온도를 측정하였다. 액정은 열전대와 같은 점 측정방식(point measurement)의 온도센서에 비해서 칼라를 이용하여 온도분포를 연속적으로 알 수 있다는 장점과 온도장 전체를 가시화 할 수 있다는 이점이 있다. 이러한 액정을 shroud 비정상기법(shroud-transient technique)에서 사용하게 되면, 3차원의 매우 복잡한 형상에서의 국소 열전달 계수를 정확히 측정할 수 있는 큰 장점이 있다.<sup>(8-11)</sup> 따라서, 본 연구에서도 액정-비정상기법을 사용하여 pedestal이 부착된 경우에 대하여 낮은 불확실도(uncertainty)를 갖는 국소 열전달 계수를 측정하고, 그 결과를 보다 효율적인 전자 칩 냉각을 위한 설계의 기초 자료로 사용하고자 한다.

본 연구에서는 원형 제트가 원통형의 pedestal 위에 수직으로 충돌할 때 pedestal의 높이와 지름의 비 및 노즐과 pedestal 간의 거리의 변화가 pedestal이 부착된 평판의 열전달에 미치는 영향을 연구하였다. 이때, 노즐 출구에서의 유동은 완전히 발달된 속도분포를 갖는 원형 제트로서 중심선 상에서의 난류강도는 약 2.5%이고, 노즐 직경은  $d = 2.15 \text{ cm}$ 이며, 레이놀즈수는  $Re = 23,000$ (노즐 직경과 노즐 출구의 평균속도를 기준), 노즐과 pedestal 간의 거리는  $L/d = 2$ 에서 10까지, pedestal의 높이와 지름의 비는  $H/D = 0, 0.5, 1.0, 1.5$ 로 변화시켰다.

## 2. 실험 장치 및 방법

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도이다. 유량조절이 가능한 원심 송풍기에 의해서 공급되는 공기는 오리피스 유량계를 지나게 되고, 제트는 노즐 끝에서 완전히 발달된 속도분포를 갖도록 긴 직관을 통과해서 분사된다. 이때, 분사제트의 온도와 주위의 온도가 거의 같도록 열교환기를 사용하여 조절하며 열전대로 온도를 측정하였다. 오리피스 유량계를 0.001 cm (water column)의 정확도를 갖는 마이크로 마노메타에 연결하여 유량을 측정하며, 열전대는 데이터 획득장치에 연결하여 사용하였다. 오리피스 유량계와 열전대는 피도튜브와 항온조 및 표준온도계를 사용하여 보정함으로써 각각  $\pm 2\%$ 와  $\pm 0.1 \text{ }^\circ\text{C}$  이내의 측정의 정확도를 갖도록 하였다.

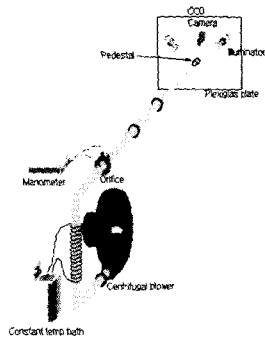


Fig. 1 Schematic diagram of the test apparatus

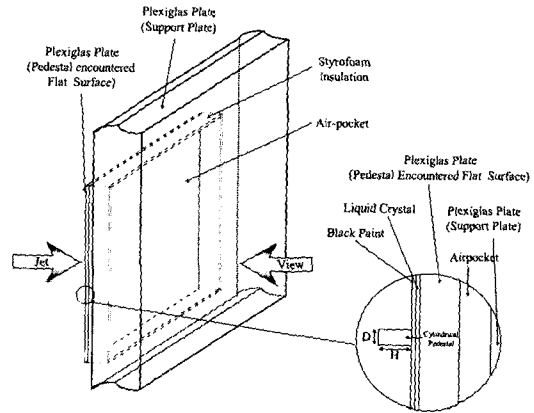


Fig. 2 Schematic diagram of the test apparatus for the jet impingement on the cylindrical pedestal

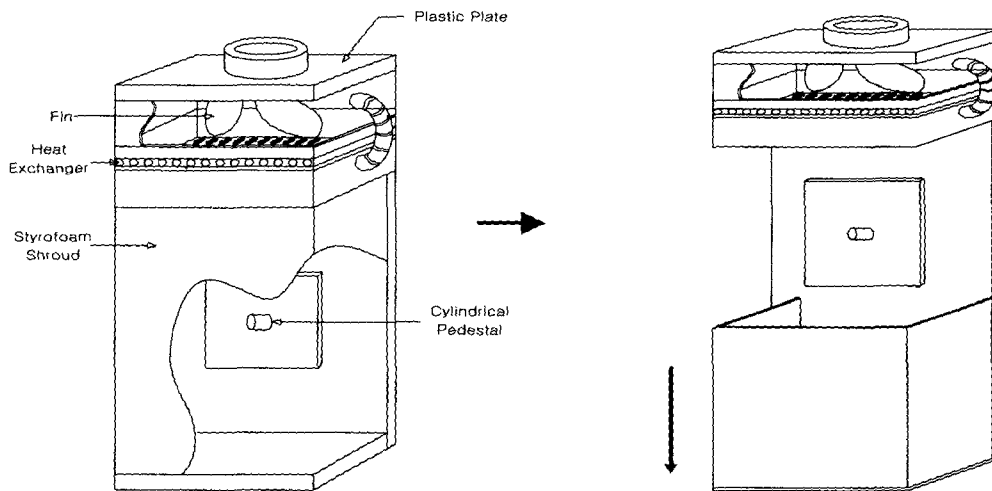


Fig. 3 Diagram showing the experimental procedure for the jet impingement on the cylindrical pedestal

Fig. 2는 실험에 사용된 열전달 실험장치의 개략도로서 Plexiglas 평판 위에 원통형의 pedestal이 설치된다. 그리고, Plexiglas로 만들어진 지지판의 뒷면과 카메라 사이에는 유리판과 스티로폼을 이용하여 완전한 밀폐된 공기층(air-pocket)이 형성되도록 하였다. 이 공기층은 충돌판의 뒷면에서 발생하는 전도에 의한 열손실을 최소화하는 역할을 한다. 실험장치는 먼저 공기분사기(air brush)를 사용하여 액정을 일정한 두께로 코팅한 후, 그 위에 다시 검정색 페인트를 코팅하였다.

이제 실험장치를 일정한 온도로 예열하기 위하여 특수 제작한 공기 항온조(Fig. 3) 안에 실험장

치를 넣고 액정의 칼라가 나타나기 시작하는 온도보다 약 10℃정도 높게 가열시킨 후 실험장치의 온도가 정상상태에 도달했다고 판단이 될 때 (실험장치 전체에서의 온도분포가  $\pm 0.2^\circ\text{C}$  이내) 공기 항온조를 순간적으로 벗긴다 (항온조를 "shroud"라 칭함). 이 때 순간적으로 실험모델 위에 공기제트가 수직으로 충돌하고, 시간이 경과하면서 열전달률이 가장 높은 부분에서부터 액정의 칼라가 나타나기 시작하여 모델의 전체에서 칼라가 나타나는 것을 볼 수가 있다. 이러한 과정을 디지털 칼라영상처리장치를 사용하여 기록한 후에 화상을 분석하여 열전달 계수를 구한다.

**Table 1** Nusselt Number Uncertainty Analysis

Xi	Value	$\delta X_i$	$\frac{\delta X_i}{Nu} \frac{\partial Nu}{\partial X_i} \times 100(\%)$
$\sqrt{\rho C k}$	590.35	44.83	3.36
$T_{LC}$	35.5(°C)	0.25	2.89
$T_i$	40.7(°C)	0.25	1.90
$T_j$	25.43(°C)	0.15	0.59
$d$	0.0215(m)	0.00005	0.1
$t$	11.27(sec)	0.03	0.06
Total Nu uncertainty		$\delta Nu / Nu =$	4.86 %

### 3. 실험 해석

본 연구에서는 shroud-transient 기법을 이용하여 열전달 계수를 측정하였다. 이때, 실험장치를 표면에서의 유동방향 열전도 손실은 무시하고 (Dunne<sup>(12)</sup>) 대류열전달 경계조건을 갖는 반무한 물체(semi-infinite body)로 가정하면, 비정상 1차원 열전도 방정식을 풀어 표면의 온도분포를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T^* = \frac{T_{LC} - T_j}{T_i - T_j} = e^{\gamma^2} \operatorname{erfc}(\gamma) \quad (1)$$

$$\gamma = \frac{h\sqrt{t}}{\sqrt{\rho C k}} \quad (2)$$

여기서  $T_{LC}$ 는 액정에 의해 측정되는 벽면온도,  $T_j$ 는 제트의 온도,  $T_i$ 는 항온조에서 예열한 실험장치의 초기온도이다. 디지털 칼라영상처리 장치와 데이터 획득장치를 이용하여 표면의 칼라 변화 및 온도, 경과된 시간 등을 측정하여 식 (1)과 (2)로부터 국소 열전달계수  $h$ 와 Nusselt 수를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h = \frac{\gamma\sqrt{\rho C k}}{\sqrt{t}}, \quad Nu = \frac{hd}{k_a} \quad (3)$$

Nusselt 수의 불확실도 해석은 95%의 신뢰도 (20:1 odds)를 기본으로 Kline과 Mcklintock<sup>(13)</sup>의 방법을 이용하였다. 계산한 결과, Table 1에 의하면  $Re = 23,000$ ,  $L/d = 2$ ,  $H/D = 0.5$ ,  $r/d = 1.44$ 일 경우에 Nusselt 수의 불확실도는 4.86%이다. 이때, Plexiglas의 물성치의 불확실도가 가장 크게 나타났으며 액정에 의해 측정된 벽면온도가 그 다음

으로 큰 불확실도 요인으로 나타났다.

### 4. 결과 및 토의

Fig. 4는  $Re = 23,000$ ,  $L/d = 2 \sim 10$  일 때  $H/D$ 의 값을 0, 0.5, 1.0, 1.5로 변화시키면서 pedestal의 상단면 및 밀평판에서의 압력계수( $C_p$ )를 측정 한 것이다. Fig. 4(a)는 pedestal이 부착되지 않은 경우(즉  $H/D = 0$  인 경우)의 압력계수 분포를 나타내고 있다. 정체점에서  $C_p$ 는 최고값을 가진 후 급격하게 감소하여  $r/d \cong 0.7$ 인 지점에서  $C_p$ 가 교차하는데, 이것은 벽제트 영역이 시작되는 지점(virtual origin of the wall jet)으로서, 그 지점을 중심으로 충돌면에서 활발한 혼합이 일어나는 것으로 보고되었다(Rajaratnam<sup>(14)</sup>). 한편,  $r/d \cong 1.5$ 인 지점에서 음수(negative value)를 가진 후  $r/d > 2.0$ 인 지점에서는 거의 0에 가까운 값을 가진다.

Fig. 4(b)는  $H/D = 0.5$ 인 경우로서,  $H/D = 0$ 일 때와 마찬가지로  $C_p$ 는 정체점에서 최대값을 가진 후 급격하게 감소하여  $r/d \cong 0.7$ 인 지점에서 최저값을 가진 후 증가하기 시작하여, 약  $r/d \cong 1.2$ 인 지점에서 2차 최대값을 가진 후, 점차적으로 감소하는 것을 볼 수 있다. 이러한 2차 최대점이 나타나는 이유는 pedestal의 끝부분에서 박리된 유동이 평판에 재 부착 되면서 일어나는 것으로 판단되며, 유동가시화의 결과에서도 잘 나타나고 있다. 그리고, 본 연구에서 실험한 모든  $H/D$ 에서  $L/d = 4$ 인 경우 정체점에서의  $C_p$ 는  $L/d = 2$ 일 때의 약 97% 내외의 값을 갖는다, 이것은  $L/d = 2$ 와 4의 경우 모두 제트가 충돌되는 pedestal 상단면이 포텐셜코어 내에 포진하고 있기 때문으로 풀이되며, 포텐셜코어를 벗어난 경우(즉,  $L/d > 6$ )의 정체점의  $C_p$  값은 급격히 감소하는 것을 볼 수 있는데 이러한 사실은 본 연구자의 유사한 연구에서 이미 밝힌바 있다(Lee 등<sup>(15)</sup>).

Fig. 4(c)는  $H/D = 1.0$ 일 때 측정한 것인데, 앞의 그림들과 마찬가지로 정체점에서 최고값을 가진 후 감소하지만, 최저값이 나타나는 지점과 그 값이 약간 차이가 나는 것을 알 수 있다.  $L/d$ 에 따라서 다소 차이는 있지만, 약  $0.7 \leq r/d \leq 1.4$ 인 곳에서 최저값이 나타나고 있다. 그리고,  $1.6 \leq r/d \leq 1.8$ 인 지점에서 2차 최대값을 가진 후, 점차

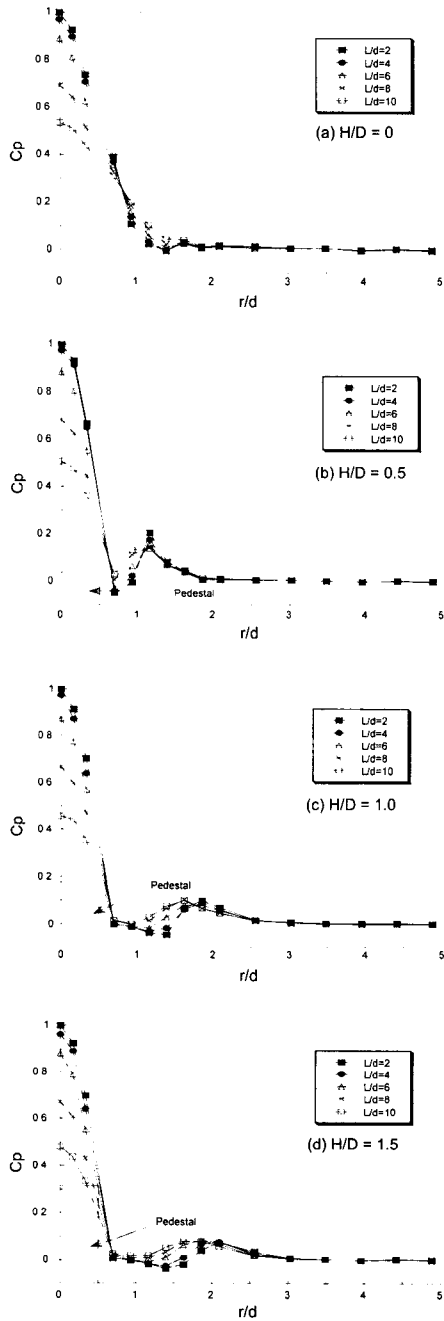
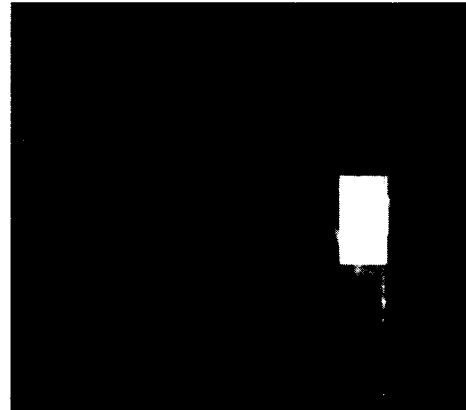
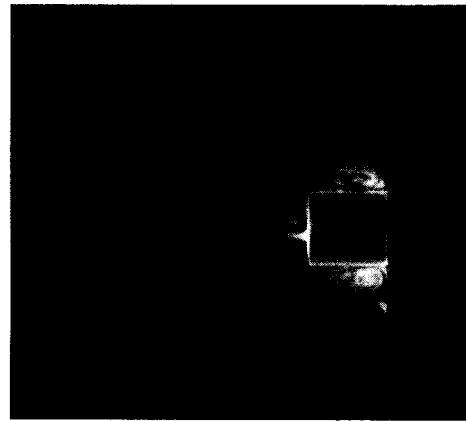


Fig. 4 Profiles of the wall pressure coefficient on the pedestal and along the flat surface for  $Re = 23,000$

적으로 감소하는 경향을 볼 수 있다. 하지만, 이 최대값은  $H/D = 0.5$ 인 경우에 비하여 평균 50% 정도 감소된 값을 보이고 있다. 이렇게 2차 최대



(a)  $H/D = 0.5$



(b)  $H/D = 1.0$

Fig. 5 Flow visualization using the smoke generator for  $L/d = 4$

값이 나타나는 지점이 바깥쪽으로 이동하고, 값이 감소하는 이유는 pedestal의 높이 차이로 인하여 pedestal 끝단에서 발생하는 유동박리로 인하여 생기는 와류의 크기 및 형태의 차이 때문으로 판단된다. 이러한 현상은  $H/D = 1.5$ 의 경우인 Fig. 4(d)에서도 관찰할 수 있다.  $H/D = 1.0$ 인 경우보다 2차 최대점의 크기가 작으며, 그 위치는 바깥쪽으로 좀더 이동한 것을 볼 수 있다.

Fig. 5는  $L/d = 4$ 에서  $H/D = 0.5$ 와  $1.0$ 인 경우에 스모그 발생기를 이용하여 유동의 흐름을 가시화한 결과이다. Fig. 5(a)에서는 pedestal의 양 끝단에서 발생하는 유체의 박리 현상으로 인하여 pedestal의 옆면과 밀평판 사이에 형성된 와류를 볼 수 있다. 이러한 와류는 Fig. 4에서 보여준 압력분포의 2차 최대값을 가져 올 뿐만 아니라, 열

전달 계수에도 많은 영향을 미친다.  $H/D = 1.0$  경우에도 와류가 생성되는 모습을 볼 수 있으나, pedestal이 더 높은 관계로 와류의 크기가 더 크며, 밀평판 보다는 pedestal의 옆면에 더 많은 영향을 미치고 있음을 관찰할 수 있다. 따라서,  $H/D = 0.5$ 인 경우에 비하여 2차 최대값이 일어나는 지점이 보다 바깥쪽으로 밀리고, 그 값도 약간 감소함을 알 수 있다.

Fig. 6은  $Re = 23,000$ ,  $L/d = 2$ ,  $H/D = 1.0$ 인 경우에 본 연구와 매우 유사한 제트유동 조건과 실험기법을 사용한 연구자(Baughn 등<sup>(7)</sup>)의 결과와 본 실험의 결과를 비교한 그림이다. 전체적으로 Nusselt 수의 값이 약간 차이가 나는 것을 볼 수 있다. 이것은 본 연구에서 사용된 노즐의 직경은 2.15 cm 인 것에 반해, Baughn 등이 사용한 노즐의 직경은 4.03 cm 로서 상이한 노즐 직경이 Nusselt 수의 차이를 유발시킨 것으로 생각하는 바, 그 근거는 본 연구자가 수행한 이전의 연구(노즐 직경이 총돌제트 열전달률에 미치는 영향)에서 밝힌 바 있다(이대희 등<sup>(16)</sup>). 또한, 두 연구 결과의 불확실도 차이에 의한 영향도 있으리라 생각된다. 그러나, 전체적으로 Nusselt 수 분포의 경향은 유사한 것으로 나타났다.

Fig. 7은  $L/d = 2 \sim 10$  일 때  $H/D$ 의 값을 0, 0.5, 1.0, 1.5로 변화시키면서 pedestal의 밀평판에서의 Nusselt 수 분포를 보여주고 있다.  $H/D=0$ (no pedestal)의 경우, 즉 평판에서의 Nusselt 수 분포를 Fig. 7(a)에서 나타내고 있다. 이러한 평판에서의 열전달 계수를 구한 실험은 이전의 많은 연구자들에 의해서 이루어졌으나, 본 실험과 같이

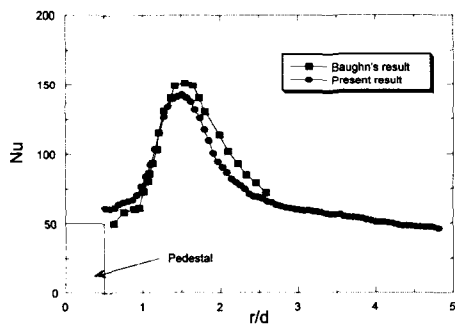


Fig. 6 Comparison of the Baughn's results<sup>(7)</sup> with present results at  $Re = 23,000$ ,  $L/d = 2$  and  $H/D = 1.0$

shroud 방법을 이용한 연구 결과는 그리 많지 않다. 따라서, 본 실험에 사용되었던 shroud 방법에 의해 측정된 열전달 계수가 신뢰할 만한 것임을 증명하기 위하여, 본 연구자의 연구 결과를 다른 연구자들의 연구와 비교해 본 결과 매우 잘 일치함을 알 수 있었다.<sup>(10,11)</sup>

Fig. 7(b)는  $H/D = 0.5$ 인 경우의 Nusselt 수 분포를 보여주고 있다.  $H/D = 0$ 인 경우와는 달리, pedestal의 영향으로 인하여  $L/d$ 에 따라 약간의 차이는 있지만  $0.95 \leq r/d \leq 1.1$ 인 범위에서 최대값이 나타나는 것을 볼 수 있다. 이러한 최대값의 크기는 같은  $r/d$ 의 위치에서  $H/D = 0$ 인 경우와 비교했을 때, 최소 1.35배에서 최대 1.8배까지 증가하는 것으로 나타났다. 이러한 결과는 앞의 우동가시화 결과에서 설명한 바와 같이 pedestal의 끝부분에서 발생하는 제트의 굴절(deflection)의 영향으로 박리가 되면서 발생된 와류가 평판에 부딪히면서 일어나는 것으로 판단된다. 또한, 최대점 이후 경계층은 급속도로 성장하여, 급격한 열전달 계수의 감소를 가져오고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 7(c)는  $H/D = 1.0$ 인 경우의 Nusselt 수 분포이다.  $H/D = 0.5$ 인 경우에 비해서 모든  $L/d$ 에서 최대값의 크기가 작고, 최대값이 나타나는 위치 또한  $L/d = 10$ 에서  $L/d = 2$ 로 변화함에 따라서  $1.2 \leq r/d \leq 1.6$ 으로 변함을 볼 수 있다. 이러한 결과가 나타나는 이유는 pedestal의 높이 차이로 인하여 pedestal 끝단에서 발생하는 유동박리로 인하여 생기는 와류의 크기 및 형태의 차이 때문으로 판단된다. 이러한 결과는 압력계수 값과 비교했을 때도 잘 일치하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 7(d)는  $H/D = 1.5$ 인 경우의 Nusselt 수 분포이다.  $H/D = 0.5$ 인 경우에 비해서 최대점의 크기가 더욱 줄어들고, 최대점이 나타나는 위치 또한 바깥쪽 하류로 더욱 이동한 것을 볼 수 있다. 또한,  $H/D = 1.5$  경우에는 바깥쪽에서 상류쪽으로 pedestal의 벽면이 가까워지면서 코너 부분에서 Nusselt 수가 약간 감소했다가 다시 약간 증가하는 것을 볼 수 있다. 이러한 현상이 나타나는 이유는 pedestal의 높이가 높아짐에 따라 pedestal 끝단에서 박리된 유동이 평판위에 재부착되면서 생성된 매우 활발한 1차와류의 아래 반대 방향으로 회전하는 상대적으로 약한 2차와류가 생성이 되어 유체 유동의 혼합을 더욱

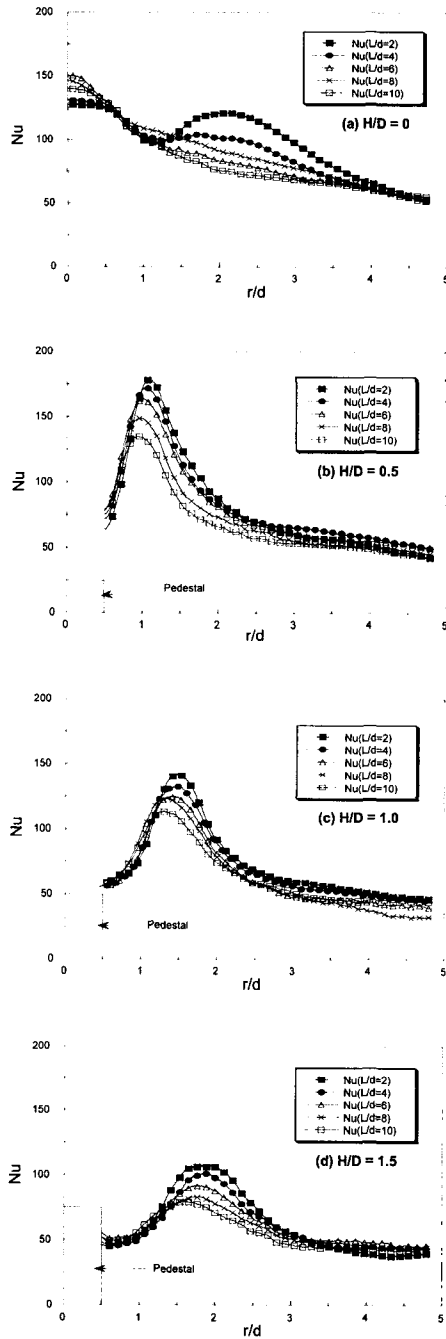


Fig. 7 Effect of the pedestal diameter-to-height (H/D) on the local Nusselt number for  $Re = 23,000$

활발하게 하여 열전달을 촉진시키는 현상으로 판단된다. 그런데,  $H/D = 1.0$ 의 경우에도 Fig. 5

의 유동가시화 사진과 Fig. 7(c)의 Nusselt 수 분포에서 이러한 2차와류의 흔적을 희미하게나마 볼 수 있다.

### 5. 결론

본 연구에서는 원형제트가 원통형의 pedestal 위에 수직으로 충돌할 때 pedestal의 높이와 지름의 비 및 노즐과 pedestal 간의 거리의 변화가 pedestal이 부착된 평판의 열전달 및 유체유동에 미치는 영향을 연구하였다. 이때, 노즐출구에서의 유동은 완전히 발달된 속도분포를 갖는 원형 제트이며, 레이놀즈수  $Re = 23,000$ , 노즐과 pedestal 간의 거리  $L/d = 2 \sim 10$ , pedestal의 높이와 지름의 비  $H/D = 0 \sim 1.5$ 로 변화시켰으며 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 압력계수는 pedestal 상의 정체점에서 최대 값을 가진 후 급격하게 감소하여  $0.7 \leq r/d \leq 1.4$ 인 지점에서 최저값을 갖는다. 다시 증가하기 시작하여  $1.2 \leq r/d \leq 2.1$ 인 지점에서 2차 최대값을 가진 후 점차적으로 감소하는 것을 볼 수 있다.
- (2) Nusselt 수의 2차 최대점은  $H/D = 0$ 의 경우를 제외한 모든 경우에  $1.0 \leq r/d \leq 1.9$ 인 지점에 나타났다. 한편  $H/D = 0.5$ 인 경우에 가장 높게 나타났으며, 다른 경우에 비해서 최대 80% 까지 증가하였다.
- (3)  $H/D$ 의 값이 증가함에 따라 최대점의 크기는 점차 감소하였으며 그 위치 또한 하류 쪽으로 이동하였다.
- (4) 압력계수와 Nusselt 수의 2차 최대값이 나타나는 지점이 거의 일치하며, 2차 최대점의 발생 원인은 pedestal의 끝부분에서 박리된 제트 유동이 평판에 재부착하면서 일어나는 것으로 판단되며, 유동가시화의 결과와도 잘 일치하고 있다.

### 후 기

본 연구는 학술진흥재단의 2000년 선도연구자 지원(과제번호 : KRF-2000-041-E00004)에 의해 이루어진 것으로 연구비 지원에 감사드립니다.

### 참고문헌

(1) Sparrow, E. M. and Larson, E. D., 1982, "Heat

- Transfer From Fin-Pins Situated in an Oncoming Longitudinal Flow Which Turns to Crossflow," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 25, No. 5, pp. 603~614.
- (2) Wadsworth, D. C., 1989, "Cooling of a Multichip Electronic Module by Means of Confined Two-Dimensional Jets of Dielectric Liquid," *M.S.M.E. Thesis*, Purdue University.
- (3) Sullivan, P. F., Ramadhyani, S., and Incropera, F. P., 1992a, "Extended Surfaces to Enhanced Impingement Cooling With Single Circular Liquid Jets," *Proceedings of the ASME/JSME Joint Conference on Electronic Packaging*, San Jose, CA, ASME EEP-Vol. 1-1, pp. 207~216.
- (4) Sullivan, P. F., Ramadhyani, S., and Incropera, F. P., 1992b, "Use of Smooth and Roughened Spreader Plates to Enhance Impingement Cooling With Single Circular Liquid Jets," *National Heat Transfer Conference, San Diego, CA*, ASME HTD-Vol. 206-2, pp. 103~110.
- (5) Teuscher, K. L., 1992, "Packaging Methods for Jet Impingement Cooling of an Array of Discrete Heat Sources," *M.S.M.E. Thesis*, Purdue University.
- (6) Priedeman, D., Callahan, V., and Webb, B. W., 1993, "Enhanced Surface Liquid Jet Impingement Heat Transfer," *The 1993 ASME Winter Annual Meeting, New Orleans, Louisiana*, ASME HTD-Vol. 263, pp. 43~48.
- (7) Baughn, J. W., Mesbah, M. and Yan, X., 1993, "Measurements of local heat transfer for an impinging jet on a cylindrical pedestal," *Turbulent Enhanced Heat Transfer ASME*, HTD-Vol. 239, pp. 57~62.
- (8) Lee, D. H., Won, S. Y., Kim, Y. T., and Chung, Y. S., 2001, "Turbulent Heat Transfer from a Flat Surface to a Swirling Round Impinging Jet," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, No. 1, pp. 223~227.
- (9) Lee, D. H., Lee, Y. M., Kim, Y. T., Won S. Y., and Chung, Y. S., 2001, "Heat Transfer Enhancement by the Perforated Plate Installed Between an Impinging Jet and the Target Plate," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, No. 1, pp. 213~217.
- (10) Chung, Y. S., Lee, D. H., and Lee, J. S., 1999, "Heat transfer Characteristics of an Axisymmetric Jet Impinging on the Rib-Roughened Convex Surface," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 2101~2110.
- (11) Chung Young Suk, Lee Dae Hee and Lee Joon Sik, 1998, "Heat Transfer Coefficient Measurement by a Jet Impinging on a Rib-Roughened Convex Surface," *Trans. of the KSME, B*, Vol. 22, No. 3, pp. 373~385.
- (12) Dunne, S. T., 1983, "A Study of Flow and Heat Transfer in Gas Turbine Cooling Passages," *D. Phil. Thesis*, Oxford University, UK.
- (13) Kline, S. J., McKlintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~8.
- (14) Rajaratnam, N. 1976, "Turbulent Jet," *Elsevier Scientific*, The Netherlands
- (15) Lee, D. H., Chung, Y. S., and Kim, D. S., 1997, "Turbulent Flow and Heat Transfer Measurements on a Curved Surface with a Fully Developed Round Impinging Jet," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 18, No. 1, pp. 160~169.
- (16) Lee Dae Hee, Won Se Youl, Lee Young Min and Cho Heon No, 2000, "The Effect of Nozzle Diameter on Heat Transfer to a Fully Developed Round Impinging Jet," *Trans. of the KSME, B*, Vol. 24, No. 4, pp. 519~525.