

충돌제트를 이용한 pedestal 형상의 칩 냉각연구

이대희* · 정승훈** · 정영석*** · 이준식****

Jet Impingement Heat Transfer on a Pedestal Encountered in Chip Cooling

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

Key Words: Cylindrical pedestal(원통형 기둥), Liquid crystal(액정), Shroud-transient technique (shroud 비정상기법), Nusselt number(Nusselt 수), 2nd pedestal(2번째 기둥)

Abstract

The heat transfer and flow measurements were made on a cylindrical pedestal mounted on a flat plate with a turbulent impinging air jet. The heat transfer coefficient distributions on the flat plate were measured using the shroud-transient technique and liquid crystal was used to measure the surface temperature. The jet Reynolds number (Re) is 23,000, the dimensionless nozzle-to-surface distance (L/d) from 2 to 10, the dimensionless pedestal diameter-to-height (H/D) from 0 to 1.5, the dimensionless 2nd pedestal diameter-to-height (H/D₂) from 0 to 0.4 and the distance from the stagnation point to 2nd pedestal (p/D). The results show that for H/D = 0.5 to 1.5, the Nusselt number distributions on the plate surface exhibit a maximum between r/d ≅ 1.0 and 1.5. The presence of the pedestal appears to cause the flow separation and reattachment on the plate surface, which results in the maximum heat transfer coefficient. Also, for p/D = 2.5 and H/D₂ = 0.3, the local Nusselt number in the region corresponding to r/d ≅ 1.1 was increased up to 50% compared to that for H/D₂ = 0.

기호설명

- | | | | |
|------------------|--|-----------------|---|
| C | : Plexiglas의 비열(J/kgK) | k _a | : 공기의 열전도 계수(W/mK) |
| C _p | : 표면 압력 계수 [= (P _w - P _∞)/0.5ρ _a U _∞ ²] | Nu | : 국소 Nusselt 수 ($= \frac{hd}{k_a}$) |
| d | : 노즐의 직경(m) | L/d | : 노즐과 반구면 사이의 무차원 거리 |
| D | : Pedestal의 직경(m) | p/D | : 정체점과 2nd Pedestal 사이 거리의 무차원 비 |
| h | : 국소 열전달 계수(W/m ² K) | r | : 정체점으로부터 유체흐름 방향으로의 거리(m) |
| H/D | : Stagnation pedestal의 지름과 높이의 무차원 비 | Re | : 노즐출구의 평균속도와 지름을 기준으로 한 Reynolds 수 ($= \frac{U_{ce}d}{\nu}$) |
| H/D ₂ | : 2nd pedestal의 지름과 높이의 무차원 비 | T* | : 무차원 표면온도 |
| k | : Plexiglas의 열전도 계수(W/mK) | U _{ce} | : 노즐출구의 제트 중심선 평균속도(m/s) |

* 인제대학교 기계자동차공학부
 ** 인제대학교 대학원 기계공학과
 *** 서울대학교 대학원 기계항공공학부
 **** 서울대학교 기계항공공학부

그리스문자

$$\gamma : \left(= \frac{h\sqrt{t}}{\sqrt{\rho C k}} \right)$$

ρ : Plexiglas의 밀도(kg/m³)

ρ_a : 공기의 밀도(kg/m³)

1. 서론

최근 반도체의 급속한 발전으로 인하여 칩의 사이즈는 작아지고 있는 반면에, 칩에 장착되는 컴포넌트 수의 증가에 따른 단위 면적당의 열 발생률은 크게 증가하고 있는 추세이다. 산업용 전자칩에서의 발열량은 이제 더 이상 지금의 팬 강제 대류 단계에 머무르지 않고 히트파이프 냉각 장치, 액침 냉각, 그리고 충돌제트 분사냉각 단계를 고려해야 하는 시점에 이르렀다. 이 여러 가지 냉각방법 중에서 충돌제트에 의한 냉각방법은 간단하면서도 매우 높은 열전달 계수를 유발시키므로 많은 산업에 이용되고 있다. 또한, 냉각효과를 증대시키기 위하여 충돌제트와 함께 핀과 같은 돌출부를 사용하기도 하는데(Sparrow와 Larson,⁽¹⁾ Wadsworth,⁽²⁾) 이러한 냉각방식은 IBM-4381, Fujitsu FACOM M-780과 Fujitsu VP2000 등과 같은 대용량 컴퓨터 등에서 주로 사용되고 있다(Sullivan 등,⁽³⁾ Teuscher 등⁽⁴⁾). 한편, 현재 시중에 나와 있는 pentium 칩의 냉각에도 이와 유사한 형태의 냉각법을 사용하고는 있으나 개선할 점이 많아 보이며 이에 관한 보다 체계적인 연구가 이루어져야 할 것이다. 따라서, 본 연구에서는 충돌제트를 원통형의 pedestal에 수직으로 분사시켰을 때, pedestal이 열전달에 미치는 영향을 고찰하며, 최적의 열전달 계수를 가지게 하는 pedestal의 직경과 높이의 비를 구하고자 한다. 또한, 벽면 제트 영역에 2nd pedestal을 부착하였을 때, 이 2nd pedestal의 거리 및 높이와 지름의 비가 열전달에 미치는 영향을 알아보고자 한다. 또한, 액정-비정상기법을 사용하여 pedestal이 부착된 경우의 낮은 불확실도(uncertainty)를 갖는 국소 열전달 계수를 측정하고, 그 결과를 보다 효율적인 전자 칩 냉각을 위한 설계의 기초 자료로 사용하고자 한다.

본 연구에서는 완전히 발달된 속도분포를 갖는 원형제트가 원통형의 pedestal 위에 수직으로 충돌할 때 pedestal의 높이와 지름의 비 및 노즐과 pedestal 간의 거리의 변화가 pedestal이 부착된 평판의 열전달에 미치는 영향 및 2nd pedestal이 벽면 제트 영역에 부착되었을 때, 2nd pedestal의 거

리 및 높이와 지름의 비가 열전달에 미치는 영향을 연구하기 위하여 노즐 직경은 $d = 2.15$ cm로 고정하였으며, Reynolds 수는 $Re = 23,000$, 노즐과 pedestal 간의 거리는 $L/d = 2$ 에서 10까지, pedestal의 높이와 지름의 비는 $H/D = 0, 0.5, 1.0, 1.5$, 정체점에서 2nd pedestal까지의 거리는 $p/D = 2.0, 2.5, 3.0$, 2nd pedestal의 높이와 지름의 비를 $H/D_2 = 0.1, 0.2, 0.3$ 및 0.4로 변화시켰다.

2. 실험 장치 및 방법

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도이다. 원심 송풍기에 의해서 공급되는 공기는 오리피스 유량계를 지나게 되고, 제트는 노즐 끝에서 완전히 발달된 속도분포를 갖도록 긴 직관

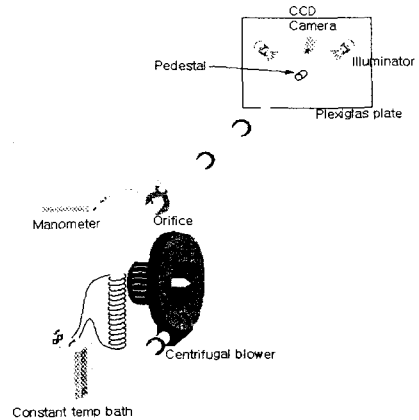


Fig. 1 Schematic diagram of the test apparatus

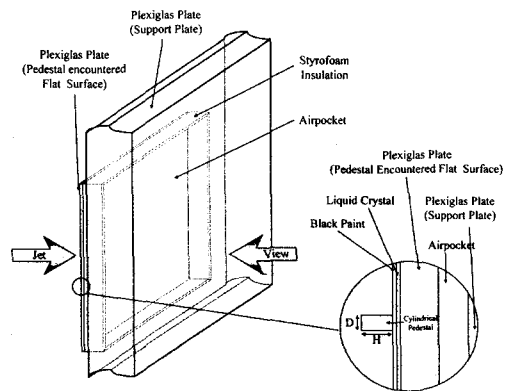


Fig. 2 Schematic diagram of the test apparatus for the jet impingement on the cylindrical pedestal

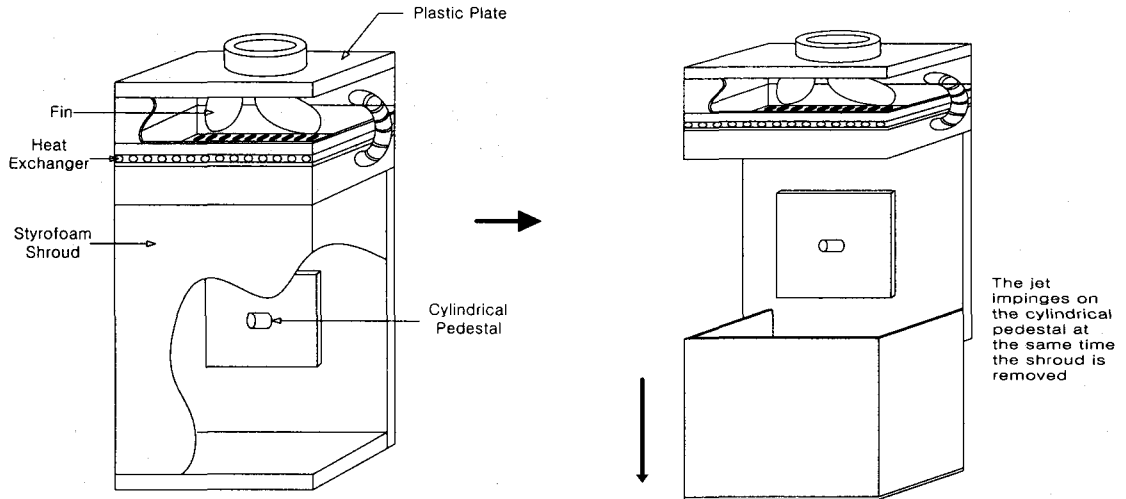


Fig. 3 Diagram showing the experimental procedure for the jet impingement on the cylindrical pedestal

을 통과해서 분사된다. 이 때, 분사제트의 온도와 주위의 온도가 거의 같도록 열교환기를 사용하여 조절된다. 오리피스 유량계는 마이크로 마노메타를 이용하여 측정하며, 열전대 온도센서는 data acquisition system에 연결하여 사용하였다. 오리피스 유량계와 열전대는 사용전에 보정함으로써 각각 $\pm 2\%$ 와 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 이내의 측정의 정확도를 갖도록 하였다.

실험에 사용된 열전달 실험모델의 개략도가 Fig. 2에 나타나 있다. 실험 모델은 Plexiglas 평판 위에 원통형의 pedestal이 설치된다. 그리고, Plexiglas로 만들어진 지지판의 뒷면에 스티로폼과 유리판을 이용하여 완전한 밀폐 공기층이 형성되도록 airpocket을 제작하였다. 이 airpocket은 충돌면에서 지지판 뒷면으로의 열손실을 최소화하는 역할을 한다. 실험 모델부분은 먼저 air brush를 사용하여 액정을 일정한 두께로 코팅한 후, 그 위에 다시 검정색 페인트를 코팅한다. 이제 실험 모델을 일정한 온도로 예열하기 위하여 특수 제작한 공기 향온조(Fig. 3) 안에 실험모델을 넣고 액정의 칼라가 나타나기 시작하는 온도보다 약 10°C 정도 높게 가열시킨 후 실험모델의 온도가 정상상태에 도달했다고 판단이 될 때(전체 실험 모델에서의 온도분포가 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 이내) 공기향온조를 순간적으로 벗긴다(향온조를 "shroud"라 칭함). 이 때 순간적으로 실험모델 위에 공기제트가 수직으로 충돌하고, 시간이 경과하면서 열전달율이

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(정영석 등⁵⁾).

3. 실험 해석

본 연구에서는 shroud-transient technique을 이용하여 열전달 계수를 측정하였다. 본 실험에 사용된 실험모델의 표면에서 유동방향의 열전도손실을 무시하고(Dunne⁶⁾, 대류열전달 경계조건을 갖는 semi-infinite body라고 가정해서 비정상 1차원 열전도 방정식을 풀면 측정표면의 온도분포를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

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

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

여기서 T_{LC} 는 액정에 의해 측정되는 벽면온도, T_j 는 제트의 온도, T_i 는 향온조에서 예열한 실험모델의 초기온도이다. 그런데 이 세가지 온도값은 측정치로서 이미 알고 있는 값이다. 이제, 디지털 칼라영상처리장치를 이용하여 실험을 시

작하여 온도를 구하고자 하는 지점까지의 경과된 시간 t 를 측정하면 식 (1)과 (2)로부터 그 지점에서의 열전달 계수 h 와 Nusselt 수를 다음과 같이 구할 수 있다.

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

Nusselt 수의 불확실도 해석은 20:1 odd(95%)의 신뢰도를 기본으로 하였으며, Kline과 Mcklintock⁽⁷⁾의 방법을 이용하였다. 계산한 결과, $Re = 23,000$, $L/d = 2$, $H/D = 0.5$, $r/d = 1.44$ 일 경우에 Nusselt 수의 불확실도는 4.93%이다. 이때 Plexiglas의 물성치의 불확실도가 가장 크게 나타났고, 액정에 의해 측정된 벽면온도의 불확실도가 그 다음으로 큰 불확실도 요인으로 나타났다.

4. 결과 및 토의

Fig. 4는 $Re = 23,000$, $L/d = 2$, $H/D = 1.0$ 인 경우에 이전 연구자(Baughn 등⁽⁸⁾)의 결과와 본 실험의 결과를 비교한 그림이다. 전체적으로 Nusselt 수의 값이 약간 차이가 나는 것을 볼 수 있는데, 이것은 본 실험에서 사용되었던 노즐의 직경은 2.15 cm 이었던 것에 반해, Baughn 등이 사용하였던 노즐의 직경은 3.81 cm 이므로 이러한 차이가 Nusselt 수의 차이를 가져오는 것으로 판단된다. 하지만, 전체적으로 Nusselt 수의 경향은 매우 유사한 것을 관찰할 수 있다.

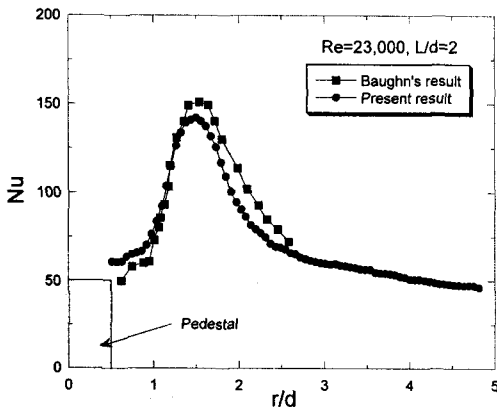


Fig. 4 Comparison of the Baughn's results⁽⁸⁾ with present results at $Re = 23,000$, $L/d = 2$ and $H/D = 1.0$

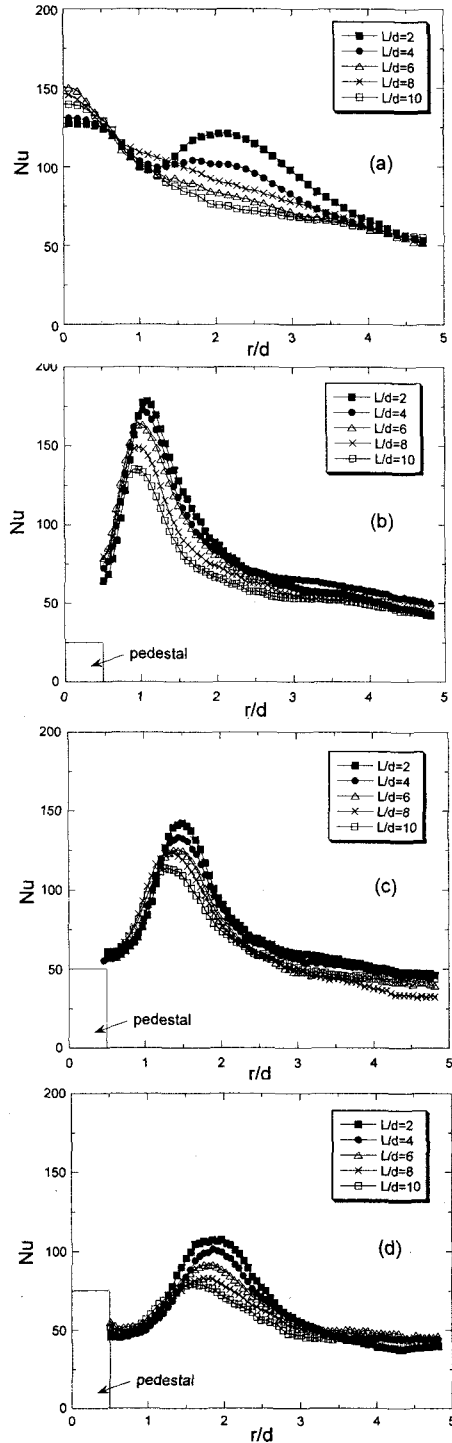


Fig. 5 Effect of the pedestal diameter-to-height (H/D) on the local Nusselt number for $Re = 23,000$: (a) $H/D = 0$ (no pedestal), (b) $H/D = 0.5$, (c) $H/D = 1.0$, (d) $H/D = 1.5$

Fig. 5는 $Re = 23,000$, $L/d = 2, 4, 6, 8, 10$ 인 경우, H/D 를 0에서 1.5까지 변화시켰을 때의 Nusselt 수 분포를 보여주고 있다. $H/D = 0$ (no pedestal), 즉 평판인 경우의 Nusselt 수 분포를 Fig. 5 (a)에서 나타내고 있다. 이러한 평판에서의 열전달 계수를 구한 실험은 이전의 많은 연구자들에 의해서 이루어졌으나, 본 실험과 같은 shroud 방법을 통한 결과는 거의 없다. 따라서, 본 실험에 사용되었던 shroud 방법에 의해 측정된 열전달 계수가 신뢰할만한 것임을 증명하기 위해서 실험을 하여, 이전의 연구자들과 비교해 본 결과 거의 유사한 결과를 보여주고 있음을 알 수 있었다. Fig. 5 (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 있었다. 이러한 최대값의 크기는 같은 r/d 의 위치에서 $H/D = 0$ 인 경우와 비교했을 때, 최소 35%에서 최대 80%까지 증가하는 것으로 나타났다. 이러한 영향은 pedestal의 끝부분에서 발생하는 제트의 deflection과 acceleration의 영향으로 박리가 되면서 발생된 vortex가 평판에 부딪히면서 일어나는 것으로 판단된다. 또한, 최대점 이후 경계층은 급속도로 성장하여, 급격한 열전달 계수의 감소를 가져오고 있음을 볼 수 있다. Fig. 5 (c)는 $H/D = 1.0$ 인 경우의 Nusselt 수 분포이다. Fig. 7 (b)의 결과와 마찬가지로 최대점이 나타나는 것을 볼 수 있다. $H/D = 0$ 의 결과인 Fig. 5 (a)와 비교해 보았을 때, 약 20~30% 정도 증가하는 것을 알 수 있다. $H/D = 0.5$ 의 결과와 비교했을 때, 상대적으로 증가폭이 작고, 최대점이 나타나는 위치 또한 L/d 에 따라 차이는 있지만, $1.2 \leq r/d \leq 1.6$ 으로 이동하는 것을 볼 수 있다. 이러한 결과가 나타나는 이유는 pedestal의 높이 차이로 인하여 pedestal 끝단에서 발생하는 유동의 박리로 인하여 생기는 vortex의 크기 및 형태의 차이 때문으로 판단된다. 그리고, $H/D = 1.5$ 인 경우의 Nusselt 수 분포를 나타내고 있는 Fig. 5 (d)에서도 잘 나타나고 있다. 최대점의 증가폭이 줄어들고, 최대점이 나타나는 위치 또한 훨씬 벽면 제트 영역 쪽으로 이동한 것을 볼 수 있다. 또한, $H/D = 1.5$ 인 경우에는 $r/d \approx 0.5$ 부근에서 앞의 결과와는 다른 Nusselt 분포를 보이고 있다. Pedestal의 영향

으로 급격한 Nusselt 수 증가를 보이는 것과는 달리, 오히려 값이 약간 감소했다가 서서히 증가하는 것을 볼 수 있다. 이러한 현상은 $H/D = 1.0$ 에서 약간 나타났다가 $H/D = 1.5$ 인 경우에는 뚜렷하게 관찰된다. 이러한 결과가 나타나는 이유는 pedestal의 영향으로 생성되는 vortex가 pedestal의 높이가 높아짐에 따라, pedestal의 부근에서 다시 secondary vortex를 생성함으로써 나타나는 현상으로 판단된다.

Fig. 6은 $Re = 23,000$, $L/d = 2$, $H/D = 0.5$ 인 경우, 벽면 영역 제트에 2nd pedestal를 부착시켰을 때의 압력 분포를 보여주고 있다. 정체점과 2nd pedestal 사이의 거리의 비(p/D)를 2.0, 2.5 및 3.0으로 각각 변화시키고, 또한 2nd pedestal의 높이와 지름의 비(H/D_2)를 0.1, 0.2, 0.3 및 0.4로 각각 변화시켰다. Fig. 6 (a)는 $p/D = 2.0$ 인 경우에 2nd pedestal의 높이와 지름의 비(H/D_2)의 변화에 따른 압력계수 분포를 보여주고 있다. 2nd pedestal이 없는 경우, 즉 $H/D_2 = 0$ 인 경우와 각각을 비교했을 때, $r/d \approx 1.4$ 근처에서 상대적으로 값이 크게 증가하는 것을 볼 수 있다. 이것은 흘러가던 유체가 2nd pedestal에 충돌하면서 순간적으로 압력이 높아지는 것으로 판단된다. 그리고, 2nd pedestal의 상단면 왼쪽 부분에서는 순간적으로 압력이 감소하다가, 유체의 박리로 인하여 압력 값이 회복되는 것을 관찰할 수 있다. Fig. 6 (b)와 (c)는 $p/D = 2.5$ 와 3.0인 경우에 2nd pedestal의 높이와 지름의 비(H/D_2)의 변화에 따른 압력계수 분포를 보여주고 있다. p/D 에 따라서 값에는 약간의 차이는 있지만, 2nd pedestal 앞에서 압력이 증가하고, 상단면에서 나타내고 있는 압력 분포의 전체적인 경향은 Fig. 6 (a)와 유사한 결과를 보여주고 있음을 알 수 있다.

Fig. 7은 $Re = 23,000$, $L/d = 2$, $H/D = 0.5$ 인 경우, 벽면 영역 제트에 2nd pedestal를 부착시켰을 때의 Nusselt 수 분포를 보여주고 있다. 압력계수의 측정과 마찬가지로 정체점과 2nd pedestal 사이의 거리의 비(p/D)를 2.0, 2.5 및 3.0으로 각각 변화시키고, 또한 2nd pedestal의 높이와 지름의 비(H/D_2)를 0.1, 0.2, 0.3 및 0.4로 각각 변화시켰다. Fig. 7 (a)는 $p/D = 2.0$ 인 경우에 2nd pedestal의 높이와 지름의 비(H/D_2)의 변화에 따른 Nusselt 수 분포를 보여주고 있다. $r/d \approx 0.9$ 인 지점까지는 2nd pedestal의 영향과는 상관없이 전체

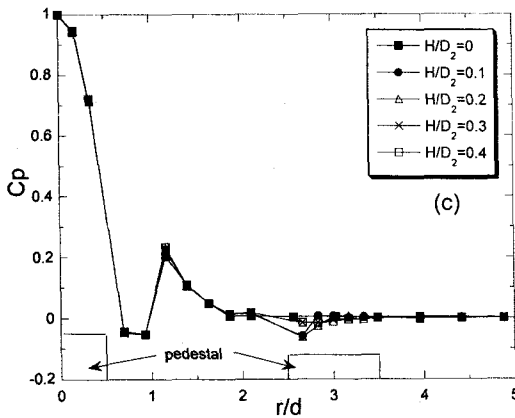
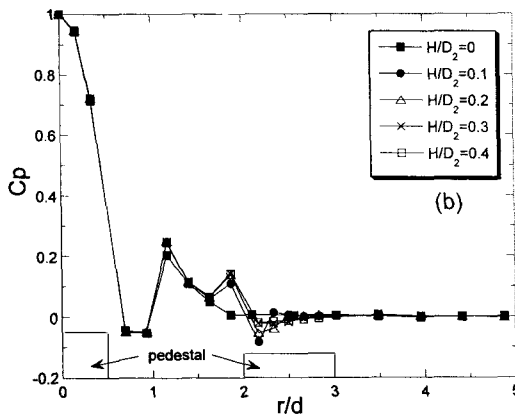
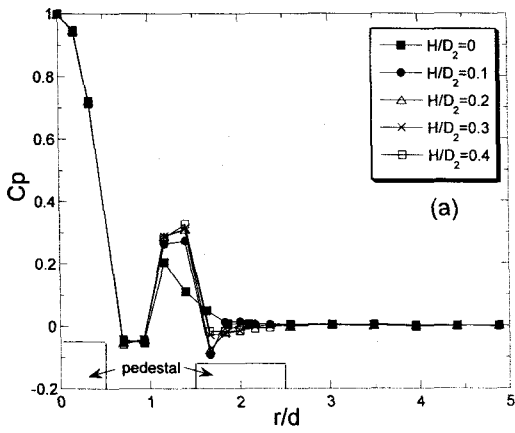


Fig. 6 Profiles of the wall pressure coefficient on the pedestal and along the flat surface for $Re = 23,000$: (a) $p/D = 2.0$, (b) $p/D = 2.5$, (c) $H/D = 3.0$

적으로 비슷한 Nusselt 수 분포를 보이다가, $r/d \geq 1.0$ 인 지점에서는 2nd pedestal로 인하여 2nd pedestal이 없는 경우인 H/D_2 의 경우와 비교했을

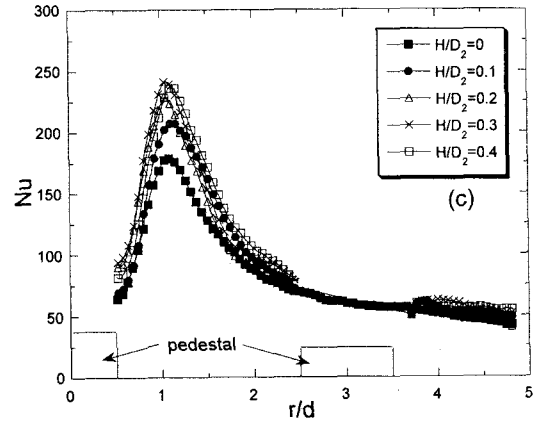
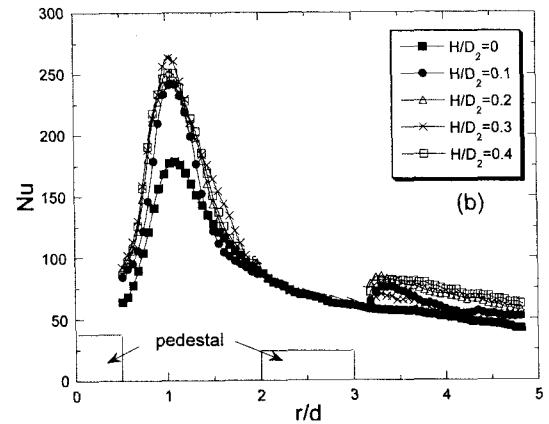
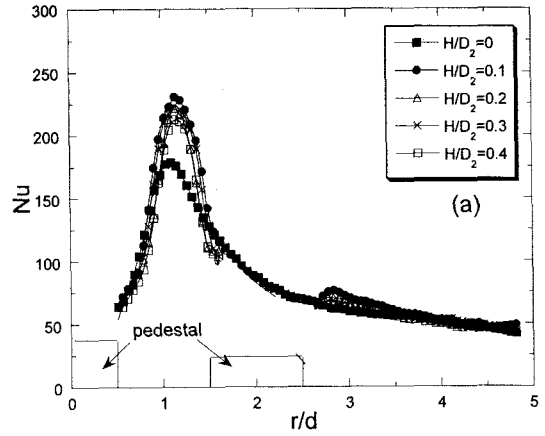


Fig. 7 Effect of the 2nd pedestal diameter-to-height (H/D_2) and the distance from the stagnation point to 2nd pedestal (p/D) on the local Nusselt number for $Re = 23,000$, $L/d = 2$ and $H/D = 0.5$: (a) $p/D = 2.0$, (b) $p/D = 2.5$, (c) $p/D = 3.0$

때, 약 25~30% 정도 Nusselt 수가 증가하는 것을 볼 수 있다. 이러한 현상은 흘러가던 유체가 2nd

pedestal에 부딪히면서 난류강도가 증가하고 유동의 혼합이 활발해짐으로서 일어나는 것으로 생각된다. 또한, H/D_2 의 변화는 Nusselt 수에 큰 영향을 미치지 않는 것을 관찰할 수 있다. Fig. 7 (b)는 $p/D = 2.5$ 인 경우의 Nusselt 수 분포를 보여주고 있다. $p/D = 2.0$ 의 결과인 Fig. 7 (a)의 그림과 거의 비슷한 분포를 보여주고 있다. 하지만, 절대적인 값 차이에서는 $p/D = 2.0$ 인 경우에 비하여 훨씬 더 많은 Nusselt 수의 증가를 볼 수 있다. $H/D_2 = 0$ 인 경우에 비해, 최대 50% 가까이 증가하는 것을 볼 수 있다. 이러한 이유는 $p/D = 2.0$ 에서 나타났던 현상과 더불어 2nd pedestal까지의 거리가 커짐으로써 유동이 벽면에 재부착됨으로 인하여 Nusselt 수가 크게 증가되는 것으로 생각된다. Fig. 7 (c)는 $p/D = 3.0$ 인 경우의 Nusselt 수 분포이다. Nusselt 수의 분포는 Fig. 7 (a), (b)와 거의 유사한 결과를 보이며, $H/D_2 = 0$ 인 경우에 비해, 약 15~35% 정도 증가하는 것을 볼 수 있다. $p/D = 2.5$ 인 경우보다 증가폭이 줄어드는 이유는 2nd pedestal의 거리가 너무 커짐으로써 2nd pedestal로 인하여 유체의 운동량이 감소하기 때문으로 판단된다.

5. 결론

본 연구는 원형제트를 균일한 온도분포를 가지는 pedestal이 부착된 평판에 충돌시킬 때, 레이놀즈수($Re = 23,000$), 노즐과 pedestal 간의 거리($L/d = 2 \sim 10$)와 pedestal의 높이와 직경의 비($H/D = 0 \sim 1.5$)의 변화와 정체점과 2nd pedestal 사이의 거리($p/D = 2.0 \sim 3.0$) 및 2nd pedestal의 높이와 지름의 비($H/D_2 = 0.1 \sim 0.4$)의 변화가 열전달에 미치는 영향을 실험적으로 연구하였다.

실험결과, $H/D = 0.5$ 인 경우에 $H/D = 0$ (no pedestal)인 경우보다 최대 80%까지 국소 Nusselt 수가 증가하였다. 또한, $H/D = 0$ 인 경우에 나타나지 않는 최대점이 $H/D = 0.5, 1.0, 1.5$ 인 경우에 볼 수 있었으며, H/D 의 값이 증가함에 따라 최대점의 증가폭은 감소하였으며, 그 발생위치는 벽면제트영역 쪽으로 이동하였다. 또한, 2nd pedestal이 부착되었을 경우의 국소 Nusselt 수는, $p/D = 2.5, H/D_2 = 0.3$ 인 경우에 2nd pedestal이 부착되지 않은 경우($H/D_2 = 0$)보다 50% 정도까지 증가하였다.

후기

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

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) Teuscher, K. L., 1992, "Packaging Methods for Jet Impingement Cooling of an Array of Discrete Heat Sources," *M.S.M.E. Thesis*, Purdue University.
- (5) 정영석, 이대희, 이준식, 1998, "표면조도를 가지는 볼록한 면에 충돌하는 제트에 의한 열전달 계수 측정," *대한기계학회논문집 B권*, 제22권, 제3호, pp. 373~385.
- (6) Dunne, S. T., 1983, "A Study of Flow and Heat Transfer in Gas Turbine Cooling Passages," *D. Phil. Thesis*, Oxford University, UK.
- (7) Kline, S. J., McKlintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~8.
- (8) 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.