

표면조도를 가진 평판에서 원형충돌제트에 의한 열전달 측정

이대희* · 김윤택** · 정승훈** · 정영석***

Heat Transfer Measurements by a Round Impinging Jet on a Rib-Roughened Flat Plate

Dae Hee Lee, Yun Taek Kim, Seung Hun Chung and Young Suk Chung

Key Words: Impinging jet (충돌제트), Liquid Crystal/Transient Method (액정/과도 기법), Digital Color image Processing (디지털 칼라영상처리장치), Rib-Roughened Flat Plate(리브가 부착된 평판)

Abstract

This study is to investigate the heat transfer characteristics the for a round turbulent jet impinging on the flat plate with and without rib. Liquid crystal/transient method was used to determine the Nusselt number distributions along the surface. The temperature on the surface was measured using liquid crystal and a digital color image processing system. The experiments were made for the jet Reynolds number (Re) 23,000, the dimensionless nozzle-to-surface distance (L/d) from 2 to 10, and the rib type [height (d_i) 2mm, pitch (p) from 12 to 36mm]. It was found that for L/d ≥ 6 the average Nusselt numbers on the flat plate with rib type C (p/d_i=16) are higher than those without rib, mainly due to an increase in the turbulent intensity caused by flow separation, recirculation and reattachment on the wall surface.

1. 서 론

산업이 발전함에 따라 제조공정 및 기기사용 전반에 있어서 열 및 물질 전달은 중요한 문제로 제기되고 있다. 문제의 해결을 위한 방법 중의 하나로 충돌제트는 광범위하게 응용되고 있다. 따라서, 충돌제트를 이용한 열전달 측정에 관한 연구는 여러 분야에 걸쳐 다양하게 이루어지고 있다. 이러한 대부분의 연구들은 충돌제트의 정체점 부근에서의 열전달 증가에만 집중되어 있다. 하지만, 어떤 전열면에서는 전체 평균 열전달의 증가를 위해서 전열면 면적의 많은 부분을 차

지하고 있는 벽면제트 영역에서의 열전달 증가가 필요할 것이다.

정영석 등⁽¹⁾은 볼록한 반구면에 표면조도를 갖게 하는 원형 리브(rib)를 부착하여 원형제트를 벽면에 충돌시켰을 때의 국소 열전달계수를 측정하여 열전달 증가의 최적의 조건을 제시하였다 [리브의 높이, 피치(pitch), 노즐과 충돌면간의 거리 등]. 또한, 이대희 등⁽²⁾은 표면조도를 가지는 오목한 반구면에 원형제트가 충돌할 때 열전달 계수를 측정하여 표면조도가 열전달 증가에 미치는 영향을 연구하였다. Miyake 등⁽³⁾, Cha 등⁽⁴⁾과 Hrycak 등⁽⁵⁾은 평판에 표면을 거칠게 하는 사각형, 원추형 또는 원형 리브를 부착하여 원형제트나 2차원 제트를 벽면에 충돌시켰을 때의 국소 열전달계수를 측정하여 열전달 증가의 최적의 조건을 제시하였다.

이러한 연구들의 대부분은 충돌 벽면의 표면이 매끈한 경우와 리브가 부착되어 표면 조도를 가

* 회원, 인제대학교 기계자동차공학부
E-mail : mechdhl@ijnc.inje.ac.kr
TEL:0525-320-3185 FAX:0525-324-1723

** 인제대학교 대학원 기계공학과

*** 서울대학교 대학원 기계항공공학부

Table 1 Specification of the rib types.

Type	Height (d_1)	Pitch (p)	p/d_1
A	0.2 cm	1.2 cm	6
B	0.2 cm	2.2 cm	11
C	0.2 cm	3.2 cm	16

지는 경우, 열전달 계수의 비교에 관한 것들이었다. 표면이 매끈한 경우의 층돌 벽면의 형상에 따른 열전달 계수의 변화를 관찰한 연구는 간혹 있으나, 표면을 거칠게 하는 리브를 부착하였을 때의 층돌 벽면의 형상 변화에 따른 열전달 증가에 관한 연구는 거의 찾아볼 수 없다.

따라서 본 연구에서는 평판의 벽면제트 영역부분에 리브를 부착했을 때의 열전달 계수의 증가와 리브가 부착되었을 때 층돌 벽면의 형상에 따른(평판, 오목면, 볼록면) 열전달 계수의 변화에 대한 비교 데이터를 제공하고자 한다.

먼저, 원형 직관으로부터 분사되는 공기가 수직으로 평판에 충돌할 때의 국소 Nusselt 수를 액정(liquid crystal)과 과도상태의 shroud method를 이용하여 측정하였다. shroud method는 실험모델을 공기향온상자에 넣고 일정한 온도로 유지하다가 향온상자를 순간적으로 제거시킨 후 제트에 노출시켰을 때 실험모델의 표면에 코팅된 액정의 칼라변화와 그 칼라가 나타나기까지 소요된 시간을 이용하여 열전달 계수를 계산하는 transient method 중의 한가지 방법이다.

본 연구에서는 노즐과 실험면사이의 거리 및 리브의 피치가 열전달에 미치는 영향을 연구하기 위하여, 제트 Reynolds 수 (노즐 직경 기준)를 23,000으로 하고, 노즐과 층돌면 사이의 거리(L/d)를 2에서 10까지, 그리고 리브는 Table 1과 같이 3가지로 변화시켜 실험하였다.

2. 실험장치 및 방법

본 연구에 사용된 장치의 개략도를 Fig. 1에서 보여주고 있다. 2마력의 송풍기를 이용하여 흡입된 공기는 내경 6.35cm의 동관으로 보내어 지고, 열교환기에 의하여 제트의 온도는 실험모델 주변의 공기온도와 유사하게 된다. 이 동관은 오리피스 유량계가 설치된 내경이 6.3cm인 아크릴관과 연결된다. 실험장치의 끝부분에는 내경(d)이 2.15cm이고, 길이(Z)가 125cm인 아크릴관이 설치된

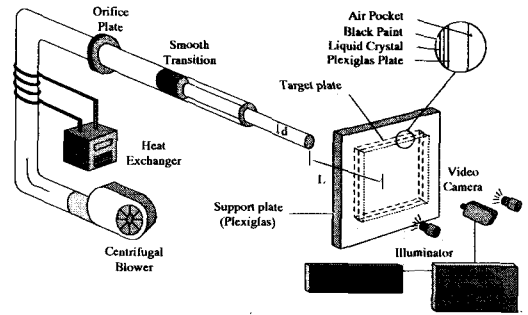


Fig. 1 Schematic diagram of the test apparatus for the jet impinging on the rib-roughened flat plate.

다. 이때, 아크릴관 내경에 대한 길이의 비는 $Z/d \cong 58$ 로써, 완전 발달된 속도분포를 가지게 된다. 노즐에서 분사되는 제트의 온도와 실험모델의 주위의 온도를 측정하기 위하여 지름이 0.025cm인 E-type 열전대를 사용하였는데, 이 열전대들은 오차가 $\pm 0.01^\circ\text{C}$ 인 항온조 (NESLAB /RTE-221-D)내에서 백금온도센서로 보정된 후, data acquisition system을 통하여 측정하였다. 또한, 원관은 피스톤-실린더 형태로서 노즐 출구와 평판 중심 사이의 거리를 0.05cm의 정확도로 최대 $L= 48\text{cm}$ 까지 조절이 가능하도록 제작되었다. 노즐 제트의 유량은 ASME 오리피스 유량계와 0.001cm (water column)의 정확도를 가지는 마이크로 마노미터 (MERIAM /34MB 2-TM)로 측정하였다.

Fig. 2는 실험모델의 개략도를 나타낸다. 실험모델은 두께가 0.5cm 이고, 크기는 25cm \times 25cm인 plexiglas 평판에 원형 단면의 리브를 부착하여 제작하였다. 실험모델의 예열을 위한 부분은 공기향온상자, 환-관 열교환기, 항온수조와 공기 제어시스템으로 구성된다. 공기향온상자는 외부로의 열손실을 최소화하기 위하여 두께가 6cm인 스티로폼으로 제작하였다. 그리고, 상자 내부에는 공기의 유동을 돕는 소형팬들을 설치하였고, 알루미늄 호일로 만든 상자를 실험모델에 한번 더 씌웠다. 이는 뜨거운 공기가 실험모델에 집적 접촉하여 일부 영역의 온도만 상승하는 것을 막고 실험면 전체의 온도를 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 내에서 일정하도록 만드는 역할을 한다. 항온상자 윗부분에 설치된 열교환기와 열교환기에 연결된 항온수조는 항온상자 내부에서 순환하는 공기를 간접적으로 가열하여, 실험모델의 온도를 액정의 칼라가 나타나

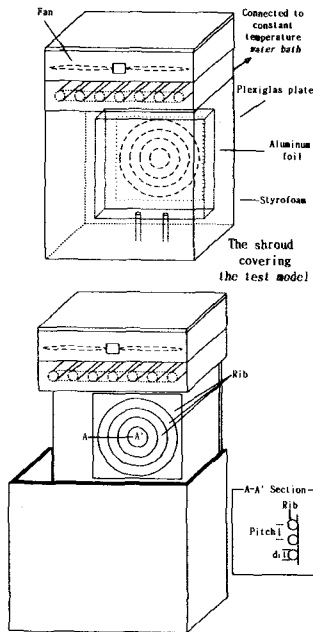


Fig. 2 Schematic diagram of the test model and usage of the transient shroud method.

는 온도보다 약 8°C 정도 높게 유지하는 역할을 하였다.

실험모델의 온도 측정은 제트 온도를 측정한 열전대와 동일한 종류의 열전대 4개를 사용하였고, 그들의 교정도 같은 방법으로 이루어졌다. 실험모델은 제트의 유동에 수직 방향으로 설치되었고, 실험모델을 지지하는 지지판도 plexiglas로 제작을 하여 뒷면에서 실험을 촬영하도록 하였다. 그리고, 지지판과 실험모델 사이에 밀폐된 공기층을 두어 실험모델 후면으로 발생하는 열손실을 최소화하였다.

실험은 항온상자와 그 외의 공기 제어 시스템을 가동하여 실험모델을 항온상자 내에서 전 영역이 거의 일정한 온도(±0.2°C 이내)로 일정 시간 이상 유지되면 실험모델을 감싸고 있던 항온상자를 순간적(약 0.03초 소요됨)으로 제거시킴으로써 이루어진다. 이 때, 제트가 실험모델에 충돌하면서 실험모델을 냉각시키고, 일정 시간이 경과 후 실험표면에서는 칼라가 나타난다. 이러한 실험과정을 촬영하고 특정 칼라가 나타나는 시간(항온상자 제거 후부터)과 디지털 칼라영상처리 장치를

통하여 그 칼라가 나타내는 온도를 구함으로써, 열전달 계수를 구할 수 있다. 또한, 액정을 사용함으로써 나타낼 수 있는 특정 칼라의 정확한 측정과 시각적인 오차를 줄이기 위해서 디지털 칼라영상처리 장치와 본 연구실에서 개발한 액정 교정장치를 사용하였다.

3. 실험 해석

본 연구에서 사용된 실험모델의 표면에서 유동 방향의 열전도를 무시하고 (Dunne⁽⁶⁾), 대류열전달 경계조건을 가지는 반무한(semi-infinite) 물체라고 가정하면 비정상 열전도 방정식에 의해서 무차원 온도 T^* 를 다음과 같이 구할 수 있다.

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

여기서, T_{LC} 는 액정의 칼라에 의해 측정되는 벽면온도, T_i 는 제트의 온도, 그리고 T_s 는 실험모델의 초기온도이다. 디지털 칼라영상처리장치를 이용하여 각각의 위치에서의 액정의 칼라와 시간을 측정함으로써 열전달계수를 다음과 같이 구할 수 있다. 이때 식(1)에서

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

이므로, 이로부터 대류 열전달계수 h_c 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h_c = \frac{\gamma \sqrt{\rho C k}}{\sqrt{t}} - h_r \quad (3)$$

여기서, h_r 은 복사열전달계수 ($= \epsilon \sigma (T_{ref} + T_i)$ ($T_{ref}^2 + T_i^2$))를 나타내며, ϵ 는 실험모델에 코팅된

Table 2 Nusselt Number Uncertainty Analysis.

Xi	Value	δXi	$\frac{\delta Xi}{Nu} \frac{\partial Nu}{\partial Xi} \times 100(\%)$	
			r/d=0	
$\sqrt{\rho C k}$	514.06	33.24	7.17	7.16
T_{LC}	35.4(°C)	0.25	3.80	3.80
T_i	46.3(°C)	0.15	1.20	1.20
T_j	22.3(°C)	0.15	1.08	1.08
d	0.0215(m)	0.00005	0.26	0.26
t	2.47;28.87(sec)	0.03	0.2	0.02
ϵ	0.9	0.05	0.1	0.1
Total Nu uncertainty $\delta Nu / Nu =$			8.28	8.27

검정포인트와 액정의 방사율, σ 는 Stefan-Boltzman 상수, T_{ref} 는 T_{LC} 와 T_i 의 평균온도(= $0.5(T_{LC} + T_i)$)를 나타낸다. 식 (3)에서 구한 h_c 를 이용하여, Nusselt 수를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Nu = \frac{h_c d}{k_a} \quad (4)$$

실험의 불확실도해석(uncertainty analysis)을 위하여 Kline과 McKlinton⁽⁷⁾의 방법을 사용하였다. 계산 결과, $Re=23,000$, $L/d=6$, $p/d_1=16$ 인 경우에 Nusselt 수의 불확실도는 8.27~8.28%이다(Table 2 참조). 불확실도 중에서 Plexiglas의 물성치의 불확실도가 가장 크게 나타났고, 액정에 의해 측정된 벽면온도의 불확실도가 그 다음으로 큰 인으로 나타났다.

4. 결과 및 토의

3가지 형태(A, B, C)의 리브를 평판에 부착시켜, $Re=23,000$ 과 $L/d=2, 6, 10$ 일 때 열전달 계수를 측정하여 매끈한 표면을 가지는 평판일 때의 결과와 비교하였다. Figs. 3-5에서 그 결과를 보여 주고 있다.

Fig. 3은 리브의 형태가 A ($p/d_1=6$)인 경우, $L/d=2, 6, 10$ 일 때의 국소 Nusselt 수의 분포를 나타내고 있다. 정체점 부근에서는 매끈한 평판의 결과와 거의 유사한 결과를 보이고 있으며, 그 이후 첫 번째 리브가 위치한 지점 ($r/d \approx 0.5$)까지 리브로 인하여 발생하는 유체의 유동량 감소의 결과로 국소 Nusselt수가 점진적으로 감소하는 것을 볼 수 있다. 그 이후 리브로 인하여 유동은 박리와 재순환, 경계층 성장을 반복하면서 급격한 Nusselt 수 증가와 감소를 보이게 된다. 하지만 $r/d \approx 2.5$ 에서는 국소 Nusselt수가 매끈한 평판의 경우보다 더 작은 것을 관찰할 수 있다. 이것은 리브가 유체의 유동량을 감소시켜 오히려 열전달을 저하시키는 요인으로 작용하기 때문이다.

Fig. 4는 리브의 형태가 B ($p/d_1 = 11$)인 경우, $L/d = 2, 6, 10$ 일 때의 국소 Nusselt 수의 분포를 나타내고 있다. 전체적인 경향은 A형 리브와 거의 유사하다. 하지만, 리브로 인한 열전달의 증가 효과는 A형의 리브보다 더 큰 것으로 나타나고 있다. 이러한 이유는 B형의 리브는 리브 사이의

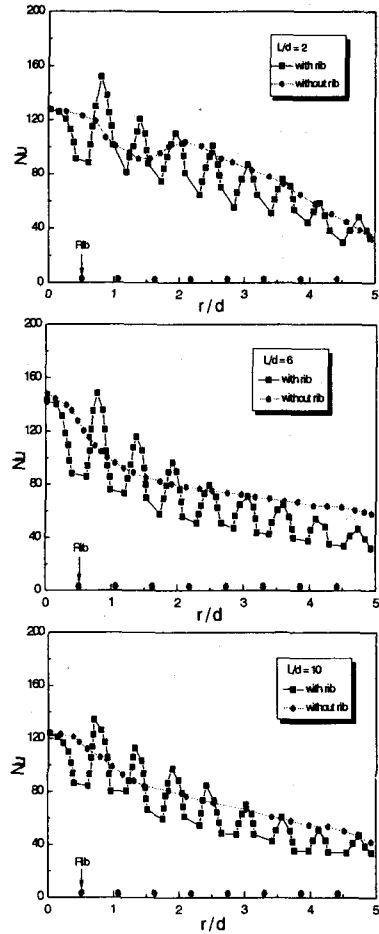


Fig. 3 Comparison between the Nusselt number on the flat plate without rib and with rib type A at $L/d = 2, 6, 10$.

간격이 A형보다 크기 때문에 리브에서 유동의 박리가 생길 뿐만 아니라, 유동이 벽면에 재부착됨으로 인하여 Nusselt수가 증가하게 되는 것이다. 그리고, 유동이 벽면에 재부착된 후 경계층이 성장하면서 Nusselt수는 점진적으로 감소하게 된다. 리브를 지날 때마다 이러한 현상은 계속 반복되며 $r/d \approx 5$ 까지도 반복되는 것을 관찰할 수 있다. 또한, $L/d = 2, 6$ 인 경우, $r/d \approx 3.5$ 이후에서는 오히려 열전달이 감소되는 것을 볼 수 있다. 하지만, $L/d = 10$ 인 경우에는 $r/d \approx 3.5$ 이후에서도 계속 리브가 열전달을 증가시키는데 도움이 된다는 것을 알 수가 있다. 이러한 현상은 제트와 평판사이의 거리가 멀어져 제트가 포텐셜 코어 영역을 벗어남으로써 외부로부터 유체의 유

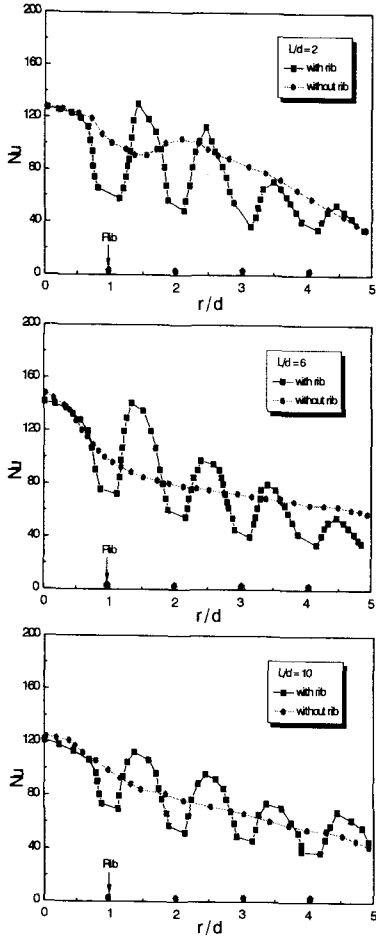


Fig. 4 Comparison between the Nusselt number on the flat plate without rib and with rib type B at $L/d = 2, 6, 10$.

입이 더욱 활발해져 제트의 난류강도가 증가하고, 제트의 폭이 점진적으로 확장됨으로써 나타나는 것으로 판단된다.

리브의 형태가 C ($p/d_r = 16$)인 경우, $L/d = 2, 6, 10$ 일 때의 국소 Nusselt 수의 분포를 Fig. 5에 나타내었다. Nusselt 수는 $r/d \leq 1.0$ 까지는 매끈한 평판과 유사한 경향을 보이고 있으며, 첫 번째 리브를 만나면서($r/d \approx 1.2$) 유체의 유동량 감소로 인하여 매끈한 평판보다 약간 낮은 Nusselt 수 분포를 보인다. 하지만, 첫 번째 리브를 지나면서($r/d \geq 1.4$) 리브에 의한 유동, 박리, 재부착으로 인하여 Nusselt 수는 급격하게 증가하여, $r/d \approx 2.0$ 근처에서 정체점의 보다 더 높은 값의 2차 최대점이 나타나며($L/d = 2$ 인 경우), 그 이후

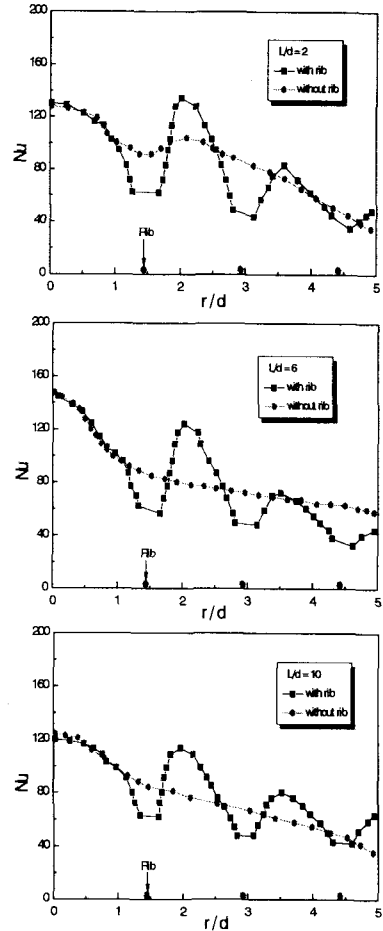


Fig. 5 Comparison between the Nusselt number on the flat plate without rib and with rib type C at $L/d = 2, 6, 10$.

경계층의 성장으로 인하여 Nusselt 수는 급속하게 감소한다. $L/d = 2, 6$ 인 경우, $r/d \approx 4.0$ 이후에서는 리브가 역시 열전달을 감소시키는 역할을 하나, $L/d = 10$ 인 경우에는 $r/d \approx 4.0$ 이후에서도 리브에 의해서 열전달이 증가되는 것을 볼 수 있다. 이러한 현상은 앞의 B 형태의 리브에서 관찰되었던 것과 동일한 현상으로 설명된다.

$L/d = 2, 6, 10$ 인 경우 매끈한 평판과 리브가 부착된 평판에서의 평균 Nusselt 수를 비교한 결과를 Fig. 6에 나타내었다. $L/d = 2$ 인 경우, 매끈한 평판에서의 Nusselt 수가 리브가 부착된 평판의 경우보다 더 높게 나타났다. 하지만, $L/d \geq 6$ 인 경우에는 C 형태의 리브가 부착된 평판의 경우, 매끈한 평판의 경우보다 평균 Nusselt 수가

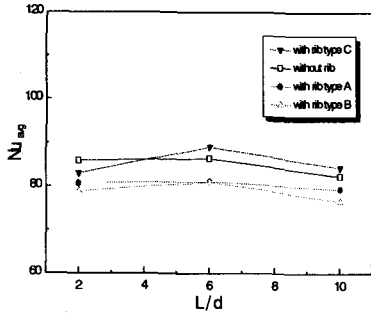


Fig. 6 Comparison between the average Nusselt number on the flat plate without rib and with rib types of A, B, C.

약 8~10% 정도 증가하였다. 그리고, A와 B형태의 리브가 부착된 평판에서의 평균 Nusselt수는 매끈한 평판에서의 평균 Nusselt 수보다 오히려 더 낮은 것을 알 수 있었다. 이러한 이유는 리브의 피치가 너무 작은 관계로 유동의 박리, 재순환으로 인한 열전달의 증가 요인보다는 유체 유동의 운동량 감소가 더 지배적인 요인으로 작용했던 것으로 생각된다. 하지만, $r/d \leq 2$ 인 영역에서는 리브가 열전달을 증가시키는 것을 알 수 있었다.

5. 결론

본 연구는 완전 발달된 원형제트를 리브가 부착되어 표면 조도를 가지는 평판에 충돌시켰을 때 리브의 높이 및 피치가 열전달에 미치는 영향을 실험적으로 연구하였다. 리브가 부착된 평판의 경우, 매끈한 평판과 비교하였을 때 정체점 부근에서의 Nusselt 수는 별다른 차이가 없었다. 하지만, 벽면제트 영역에서는 리브의 영향으로 Nusselt 수가 갑자기 증가하는 것을 볼 수 있었다. 이러한 현상은 리브에서 유동이 박리되고, 재순환 되면서 일어나며, $p/d_1=16$ 인 경우에는 박리된 유동이 벽면에 재부착됨으로써 Nusselt 수가 더욱 크게 증가하는 것을 볼 수 있었다. 이러한 재부착후 경계층의 성장으로 인하여 Nusselt 수는 점진적으로 감소한다. 이 때 리브를 다시 만나면 박리, 재부착 및 경계층의 성장이 반복적으로 발생하여 Nusselt 수의 증가 및 감소가 반복적으로 일어난다. 하지만, 여러 가지 조건에 따라서 달라지지만, 대략 $r/d \cong 2.5 \sim 5.0$ 사이에서는 리브가 오

히려 열전달을 감소시키거나, 별다른 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

후기

본 연구는 한국과학재단의 1997년 특정연구과제 지원 (과제번호: 97-0200-06-02)에 의해 이루어진 것으로서 연구비를 지원해주셔서 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) 정영석, 이대회, 이준식, 1998, "표면조도를 가지는 블록한 면에 충돌하는 제트에 의한 열전달 계수 측정," 대한기계학회 논문집 B권, 제22권, 제3호, pp. 373~385.
- (2) 이대회, 원세열, 이준식, 1999, "표면조도를 가지는 오목한 면에 충돌하는 원형제트에 의한 열전달 측정," 대한기계학회 논문집 B권, 제23권, 제6호, pp. 734~743.
- (3) Miyake, G., Hirata, M., and Kasagi, N., 1994, "Heat Transfer Characteristics of an Axisymmetric Jet Impinging on a Wall with Concentric Roughness Elements," Experimental Heat Transfer, Vol. 7, pp. 121~141.
- (4) Cha, J. Y., Kasagi, N., and Hirata, M., 1984, "Structure of a Two-Dimensional Jet Impinging on the Wall with Large-Scale Transverse Repeated Roughness (in Japanese)," Journal of Flow Visualization Soc. Jpn., Vol. 4, pp. 223~228.
- (5) Hrycak, P., 1984, "Heat Transfer from Impinging Jets to Flat Plate with Conical and Ring Protuberances," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 27, No. 11, pp. 2145~2154.
- (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., and McKlintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3~8.