

표면조도를 가지는 오목한 면에 충돌하는 원형제트에 의한 열전달 측정

이대회* · 원세열** · 이준식***
(1998년 10월 26일 접수)

Heat Transfer Measurement by a Round Jet Impinging on a Rib-Roughened Concave Surface

Dae Hee Lee, Se Youl Won and Joon Sik Lee

Key Words: Impinging Jet(충돌제트), Liquid Crystal/Transient Method(액정/과도상태 기법), Digital Color Image Processing System(칼라영상처리장치), Rib-Roughened Concave Surface(리브가 부착된 오목면), Nusselt Number(Nusselt 수)

Abstract

The local Nusselt numbers have been measured for a round turbulent jet impinging on the concave surface 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 4 to 10, the dimensionless surface curvature (d/D) 0.056, and the rib type (height (d_i) 0.2 cm, pitch (p) from 1.2 to 3.2 cm). It was founded that only when L/d ≥ 6, the average Nusselt numbers on the concave surface with rib are higher than those without rib, mainly due to an increase in the turbulent intensity caused by the effect of rib attached to the wall surface. It was realized that the rib attached to the concave surface may no longer enhance the heat transfer rate or even lowers it depending on the rib type and flow conditions. In addition, the results by the steady-state method using the gold-film Intrex were in good agreement with those by the transient shroud method.

기호설명

C : Plexiglas의 비열 (J/kgK)
 C_p : 표면 압력 계수 [$=(P_w - P_\infty)/0.5\rho U_{ce}^2$]
 d : 노즐의 직경 (cm)
 d_i : 리브의 높이 (cm)
 D : 반구면의 외경 (cm)
 d/D : 표면 곡률
 h_c : 대류열전달 계수 (W/m²K)
 h_r : 복사 열전달 계수 (W/m²K)
 k : Plexiglas의 열전도계수 (W/mK)
 k_a : 공기의 열전도도 (W/mK)

L : 노즐과 반구면 사이의 거리 (cm)
 L/d : 노즐과 반구면 사이의 무차원 거리
 Nu : 국소 Nusselt 수 ($= \frac{h_c d}{k_a}$)
 Nu_{ave} : 평균 Nusselt 수
 Nu_{st} : 정체점 Nusselt 수
 P_w : 표면압력 (N/m²)
 P_∞ : 대기압력 (N/m²)
 p : 리브의 피치 (cm)
 p/d_i : 리브의 높이로 무차원화한 피치
 r : 정체점으로부터 유체흐름 방향으로의 거리 (cm)
 Re : Reynolds 수 ($= \frac{U_{ce} d}{\nu}$)
 t : 시간 (sec)
 T_i : 반구면 초기온도 (°C)

* 회원, 인제대학교 기계자동차공학부

** 인제대학교 대학원 기계공학과

*** 회원, 서울대학교 기계공학과

- T_j : 노즐 출구의 제트온도 (°C)
 T_{LC} : 액정에 의해 측정되는 벽면온도 (°C)
 T^* : 무차원 표면온도 ($T_{LC} - T_j / T_i - T_j$)
 U_∞ : 노즐출구에서의 제트 중심선 평균속도 (m/s)

그리스문자

- σ : Stefan-Boltzmann 상수 ($\approx 5.699 \times 10^{-8}$ W/m²K⁴)
 γ : $\left(= \frac{(h_c + h_r) \sqrt{t}}{\sqrt{\rho C k}} \right)$
 ϵ : 시험표면에 코팅된 검정페인트와 액정의 방사율
 ρ : Plexiglas의 밀도 (kg/m³)
 ν : 공기의 동점성계수 (m²/s)

1. 서론

충돌제트는 열 및 물질 전달률을 증대시키는데 많이 사용되는 방법 중의 하나로 강관의 냉각, 유리의 템퍼링 (tempering), 종이 및 필름의 건조, 가스터빈날개와 전자부품의 냉각, 박막액정표시장치 (TFT-LCD)의 제조 등의 산업에 광범위하게 응용되고 있다. 충돌제트에 관한 연구는 주로 레이놀즈수, 노즐과 충돌면 사이의 거리, 노즐 형상, 제트온도와 방향, 다중제트, 교차유동, 충돌면의 형상 등이 유동과 열전달에 미치는 영향을 다루었고, Martin,⁽¹⁾ Down과 James,⁽²⁾ Goldstein 등,⁽³⁾ Viskanta 등⁽⁴⁾에 의해 연구가 수행되었다.

그런데, 대부분의 연구들이 충돌제트의 정체점 부근에서의 열전달 증가에만 집중되어왔다. 하지만 어떤 전열면에서 전체 평균 열전달의 증가를 위해서는 전열면 면적의 많은 부분을 차지하고 있는 벽면제트 영역에서의 열전달 증가가 필요하다. Miyake 등,⁽⁵⁾ Cha 등⁽⁶⁾과 Hrycak 등⁽⁷⁾은 평판에 표면을 거칠게 하는 사각형, 원추형 또는 원형 리브 (rib)를 부착하여 원형제트나 2차원 제트를 벽면에 충돌시켰을 때의 국소 열전달계수를 측정하여 열전달 증가의 최적의 조건을 제시하였다 (리브의 높이, 형상, 피치(pitch), 노즐과 충돌면간의 거리등). 그러나, 이러한 연구의 대부분이 평판에 리브가 부착된 경우에 충돌제트에 의한 열전달률의 증가에 관한 연구이다. 또, 산업열유

체기기술의 냉각시 제트를 곡면에 충돌시키는 경우를 종종 볼 수가 있는데, 이에 관한 연구는 문헌에서 찾아볼 수가 없다.

Chupp 등⁽⁸⁾은 원형제트가 오목면에 충돌할 때 국소 열전달계수와 평균 열전달계수를 구하였으며, Thomann⁽⁹⁾은 난류 경계층에서 오목한 표면의 곡률이 열전달에 미치는 영향을 연구한 결과 평판에 비하여 열전달이 약 20% 정도 증가된다는 사실을 알았다. Hrycak⁽¹⁰⁾은 노즐과 충돌면 사이의 거리가 짧은 경우에 오목면이 평판에 비해 열이 전달되는 면적이 크므로 오목면 정체점에서의 열전달이 평판에 비해 크다고 하였으며, 곡률이 큰 오목면의 경우 열전달이 가장 크게 될 거리는 동등한 평판 경우보다 짧음을 밝혔다. Gau와 Chung⁽¹¹⁾은 2차원 슬롯제트가 분사되는 원통형의 오목면과 볼록면에서 곡률변화에 따른 열전달계수를 측정하였고, 유동의 가시화를 통해 볼록면의 경우에는 정체점에서 일련의 삼차원 와류에 의한 운동량 전달의 증가에 의해 열전달이 촉진되며, 벽면제트 영역에서의 유동은 구심력에 의해 안정되므로 열전달률이 감소함을 알았다. 또한, 오목면의 경우에는 표면을 따라 발생하는 Taylor-Götler 와류가 열전달 효과를 촉진함을 보였다.

이와 같이 표면이 매끈한 오목면에 충돌하는 제트에 의한 열전달 연구는 몇몇 연구자들에 의해 수행되어 왔지만, 오목면의 표면을 거칠게 하는 리브를 부착시켰을 때 열전달 증가에 관한 연구는 거의 찾아볼 수가 없었다. 따라서, 본 연구에서는 오목면의 벽면제트영역부분에 리브를 부착시켰을 때 오목표면에 분사되는 충돌제트에 의한 열전달 특성을 규명하고자 연구를 수행하였다.

먼저, 긴 원형 직판으로부터 분사되는 완전발달된 공기가 오목반구면에 수직으로 충돌할 때의 국소 Nusselt 수를 액정 (liquid crystal)과 파도상태의 shroud method를 이용하여 측정하였다. Shroud method를 사용하여 얻어진 결과의 정확도를 검증하기 위하여 정상상태의 gold-film Intrex를 이용한 결과와 비교 분석하였다. 최근 여러 연구에서 충돌제트에 의한 Nusselt 수를 측정하는데 있어서 온도도에 따라 칼라가 변하는 액정을 신뢰성 있는 온도센서로 사용하고 있다.⁽¹²⁻¹⁷⁾ Shroud method는 실험모델을 공기항온상자 (shroud라 칭함)에 넣고 일정한 온도로 유지하다가 항온상자를 순간적으

로 벗긴 후 제트에 노출시켰을 때 실험모델의 표면에 코팅된 액정의 칼라변화 (즉, 온도변화)와 그 칼라가 나타나기까지 소요된 시간을 이용하여 Nusselt 수를 계산하는 과도상태 방법중의 한가지이다. 본 연구에서는 노즐과 반구면사이의 거리 및 리브의 피치가 열전달에 미치는 영향을 연구하기 위하여, 제트 Reynolds 수 (노즐직경기준)를 23,000, 노즐과 반구면 사이의 거리 (L/d)를 4에서 10까지, 그리고 리브는 Table 1과 같이 pitch를 3가지로 변화시키며 실험하였다

2. 실험장치 및 방법

실험에 사용한 장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 실험실 공기는 2마력의 원심송풍기에 의해 먼저 내경 6.35 cm의 동관으로 보내어지며 이 공기는 항온수조와 열교환기 사이를 순환하는 물과 간접적으로 열교환을 한다. 동관은 ASME 오리피스 유량계가 설치된 내경 6.3 cm 아크릴판과 연결되어 있으며, 하류측에는 내경이 $d=2.15$ cm 이고 길이가 $Z=125$ cm인 아크릴관이 설치된다. 이때 아크릴관 내경에 대한 길이의 비는 $Z/d \cong 58$ 로서 노즐 끝에서 분사되는 제트는 완전 발달된 난류의 속도분포를 갖게 된다(Lee 등⁽¹⁸⁾).

제트의 온도를 측정하기 위하여 지름이 0.025cm인 Chromel-Constantan 열전대를 사용하였

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

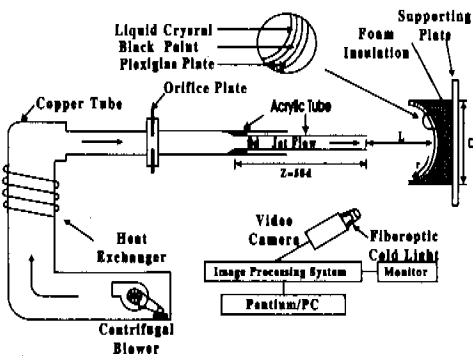


Fig. 1 Schematic diagram of the test apparatus for the jet impinging on the rib-roughened concave surface.

다. 또한, 실험모델의 주위 온도를 측정하기 위하여 동일한 형태의 열전대 2개를 사용하였다. 그리고 이 실험에 사용된 열전대는 데이터 수집 시스템 (STRAWBERRY TREE/DATA Shuttle 12-bit A/D Board & Pentium/PC)에 연결되어 있으며, 오차가 ± 0.01 °C인 항온조 (NESLAB/RTE-221D)내에서 백금온도센서에 대하여 보정하였다. 원관은 피스톤-실린더 형태로써 노즐 출구와 평판 중심사이의 거리를 0.05 cm의 정확도로 최대 $L=48$ cm까지 변화시킬 수 있다. 열교환기는 노즐로부터 분사되는 제트온도를 조절하기 위하여 사용되며, 주위의 온도와 ± 0.2 °C내에서 유지되도록 한다. 송풍기의 속도는 인버터로 조절되며, 유량은 ASME 오리피스와 0.001 cm (water column)의 정확도를 가지는 마이크로 마노미터 (MERIAM /34MB 2-TM)로 측정하였다.

Fig. 2는 실험모델과 과도상태 shroud method의 사용에 관한 개략도를 나타낸다. 실험모델은 두께가 0.3 cm, 외경이 $D=38.1$ cm인 Plexiglas 반구, 공기항온상자 (shroud), 열교환기, 항온수조와 제어시스템으로 구성된다. 공기항온상자는 외부와 열전달을 차단하기 위하여 두께가 6 cm인 스티치폼으로 제작되었고, 상자의 윗부분에는 팬과 열교환기를 설치하였다. 이 열교환기 내에는 항온수조로부터 열량을 뺀 후, 그것을 이용하여 항온상자와 그 안에 있는 실험모델을 원하는 온도로 가열하되 (액정의 칼라가 나타나기 시작하는 온도보다 약 8 °C 정도 높게 가열함) 실험모델내의 최대 온도차가 ± 0.15 °C를 넘지 않을 정도로 항온이 될 때까지 가열하였다. 이때, 반구면의 온도를 측정하기 위해서 제트온도를 측정한다

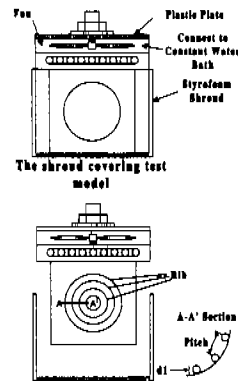


Fig. 2 Schematic diagram of the test model and usage of the transient Shroud method.

것과 동일한 타입의 열전대 4개를 사용하였고, 그들의 교정도 같은 데이터 수집 시스템을 이용하였다. 반구는 제트유동과 직각 방향이 되도록 수직 평판에 의하여 지지되어 있고, 실험도중 전도에 의한 열손실을 최소화하기 위해서 반구면 바깥쪽을 스티로폼 단열재로 완전히 감쌌다. 실제 실험시에는 실험모델이 원하는 온도에 도달한 것으로 판단되면 실험모델을 감싸고 있는 항온상자를 순간적으로 (약 1/30초가 소요됨) 제거시킨다. 이때, 제트가 실험모델에 충돌하면서 실험모델을 냉각시키고, 일정한 시간이 경과하면서 실험모델의 표면에서는 칼라와 그 칼라가 나타나기까지의 소요된 시간을 비디오 카메라로 촬영하여 분석함으로써 Nusselt 수를 얻게 된다.

액정의 특정한 칼라의 정확한 측정과 시각적인 오차를 최소화하기 위해서 디지털 칼라영상처리 장치를 이용하여 액정을 교정하였으며 자세한 내용은 정영석 등⁽¹⁹⁾에 나와있다.

3. 실험 해석

본 연구에서 사용된 실험모델의 표면에서 유동 방향의 열전도는 무시하고 (Dunne⁽²⁰⁾), 대류열전달 경계조건을 가지는 반무한 (semi-infinite) 물체라고 가정하면 비정상 열전도 방정식에 의해서 무차원 온도 T^* 를 다음 식으로 계산할 수 있다.

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

여기서, T_{LC} 는 액정의 칼라에 의해 측정되는 벽면 온도, T_j 는 제트온도, 그리고 T_i 는 반구면의 초기 온도이다. 이제 디지털 칼라화상처리장치를 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.

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

기서, h_r 은 복사 열전달계수 ($= \epsilon \sigma (T_{ref} + T_j) (T_{ref}^2 + T_j^2)$)를 나타내며, ϵ 는 시험표면에 코팅된 점점페인트와 액정의 방사율, σ 는 Stefan-

Table 2 Nusselt Number Uncertainty Analysis.

Xi	Value	δXi	$\left(\frac{\partial Xi}{\partial Nu} \frac{\partial Nu}{\partial Xi}\right) \times 100(\%)$	
			r/d = 0 6.95	
$\sqrt{\rho C k}$	608.42	32.67	5.37	5.38
T_{LC}	35.5(°C)	0.25	4.07	4.08
T_i	44.3(°C)	0.15	1.49	1.79
T_j	21.7(°C)	0.15	1.14	1.14
d	0.0216(m)	5.0×10^{-6}	0.23	0.23
t	3.17; 41.93(sec)	0.03	0.47	0.04
ϵ	0.9	0.05	0.1	0.1
Total Nu uncertainty		$\delta Nu / Nu = 7.01$	7.08	

Boltzmann 상수, T_{ref} 는 T_{LC} 와 T_i 의 평균온도 (즉, $0.5(T_{LC} + T_i)$)를 나타낸다. 식 (3)에서 구한 h_c 를 이용하여, Nusselt 수를 다음과 같이 구할 수 있다.

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

불확실도 해석 (uncertainty analysis)을 위하여 Kline과 McKlinton⁽²¹⁾의 방법을 사용하였다. 계산한 결과에 의하면, $Re=23,000$, $L/d=6$, $p/d_1=16$ 인 경우에 Nusselt 수의 불확실도는 7.01~7.08%이다 (Table 2). 이때 Plexiglas의 굴절치의 불확실도가 가장 크게 나타났고, 액정에 의해 측정된 벽면온도의 불확실도가 그 다음으로 큰 불확실도 요인으로 나타났다.

4. 결과 및 토의

Fig. 3은 $Re=23,000$ 일 때 노즐과 오목면사이의 거리 (L/d)에 따른 정체점 Nusselt 수 (Nu_m)의 변화를 보여주고 있다. Nu_m 는 L/d 가 증가함에 따라 점차적으로 증가하여 $L/d \cong 6$ 에서 최대치를 보이고 있다. Lee 등⁽¹⁶⁾과 Kataoka 등⁽²²⁾은 $L/d = 6 \sim 8$ 에 해당되는 자유제트의 후기 천이영역에서는 제트의 중심속도가 노즐 출구에서의 중심속도에서 크게 변하지 않음 뿐만 아니라 난류강도도 최대치에 도달한다고 보고하였다. 이것은 제트의 중심선 상에서의 유동장 측정 결과 (정영석 등⁽¹⁹⁾)와 일치함을 보여준다.

Fig. 4는 매끈한 오목면에 제트가 충돌할 경우에 정상상태의 gold-film Intrex method 와 과도상태의 shroud method를 이용하여 측정한 Nusselt 수의 분포를 비교한 것이다. Gold-film Intrex method는 Intrex (폴리에스터 sheet 표면에 금박막을 매우 얇게 코팅한 것)에 전류를 통과시켜 전기적으로 가열시킴으로써 벽면에 균일한 열유속

조건을 형성시키는 방법이다. 또한, Intrex상에 형성된 이미 알고 있는 열유속 값을 이용하여 원하는 지점에서의 국소 열전달계수를 얻을 수 있다. 본 연구와 같이 리브가 부착된 복잡한 형상을 가진 기하학적 실험모델일 때 정상상태의 gold-film Intrex method를 사용할 경우에는 실험모델의 표면에서 등열유속 경계조건을 만들 수 없기 때문에 열전달계수를 구하기가 어렵다. 따라서, 복잡한 형상을 가진 실험모델일 때에는 그 대안으로 파도상태의 shroud method를 사용하게 된다. 그런데, Fig. 4에서 두 가지 측정기법의 실험결과를 서로 비교 제시한 이유는, 이미 검증된 매끈한 오목면에서 gold-film Intrex를 사용하여 연구한 Lee 등⁽²³⁾의 열전달 결과를 파도상태의 shroud method를 이용하여 얻은 열전달 결과와 비교하여 shroud method를 이용한 열전달 실험 결과가 신뢰할만한 것임을 증명하기 위함이다. 한편 $r/d=4$ 이후부터 두 방법 간에 Nusselt 수가 어느정도 차이가 나는 것을 볼 수 있는데, 이것은 주어진 r/d 의 상류에서의 표면온도가 시간이 지남에 따라 감소하는데 따른 열전달률의 증가에 기인한다.⁽²⁴⁾

Fig. 5는 Webb 등⁽²⁵⁾이 유체의 진행방향에 리브

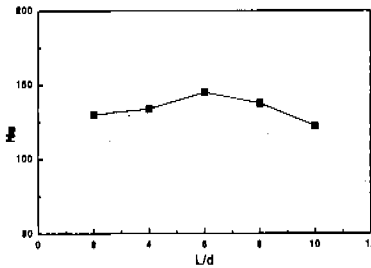


Fig. 3 The stagnation point Nusselt number on the concave surface without rib at $Re=23,000$.

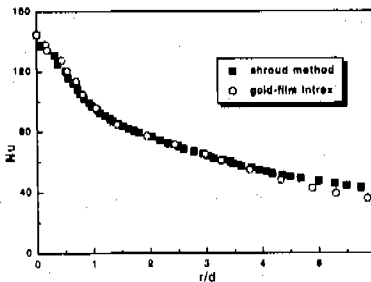


Fig. 4 Comparison between the result by the gold-film Intrex method and result by the shroud method at $L/d=6$.

가 평판에 일정한 간격으로 부착된 경우에 있어서 p/d_1 의 변화에 따른 유동 현상을 도시한 것이다. Webb 등⁽²⁵⁾의 연구결과를 인용한 이유는 평판에 리브를 부착한 경우에 나타나는 열전달 특성을 본 실험의 결과와 비교 분석하기 위해서이다. 물론, Webb의 연구와 본 연구간에는 기하학적 실험모델의 차이가 있다. 그러나, 두 연구 모두 전열면에서 등열유속 경계조건을 갖고 있으며, Reynolds 수와 p/d_1 의 크기의 범위 (Webb의 경우 $Re=6 \times 10^3 \sim 10^5$, $p/d_1=10 \sim 40$)가 유사한 점이 있으므로 Webb의 결과를 인용하게 된 것이다. Webb 등⁽²⁵⁾은 $p/d_1=6$ 인 경우에는 리브에서 유동와 박리가 일어나면서 리브사이에 자유전단층이 넓게 형성되며, $p/d_1 \geq 10$ 인 경우는 유동의 박리후 자유유동이 바닥면에 재부착된 후 경계층을 형성하게 된다고 설명하였다. 또한 재부착점은 리브의 형상에 따라 박리점으로부터 리브 높이의 약 6~8배 정도의 위치에 생기고, 재부착점에서부터 경계층이 성장하기 시작한다고 하였다.

Fig. 6은 리브가 부착되지 않은 경우와 C 형태의 리브 ($p/d_1=16$)가 부착된 경우의 압력분포 (C_p)

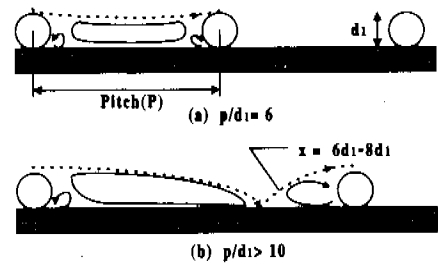


Fig. 5 A model of flow pattern on a rib-roughened surface.

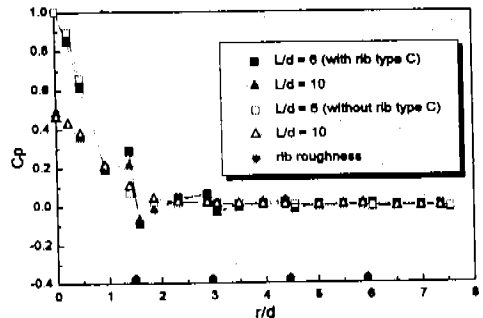


Fig. 6 Profiles of the wall pressure coefficient along the concave surface without rib and with rib type C.

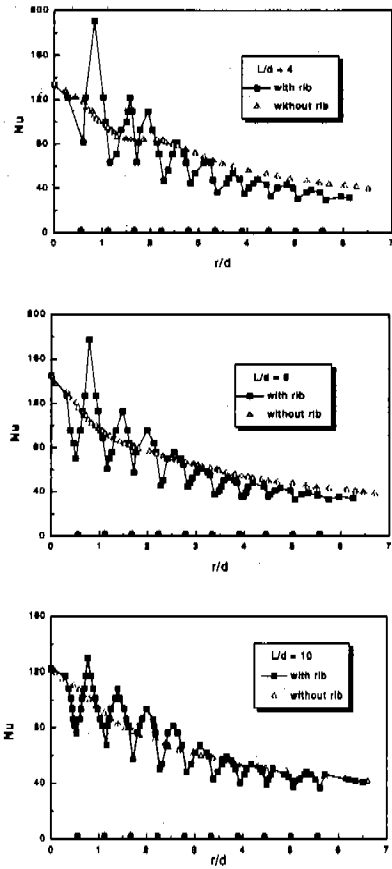


Fig. 7 Comparison between the Nusselt number on the concave surface without rib and with rib type A at $L/d=4, 6, 10$.

를 $Re=23,000$, $L/d=6, 10$ 일 때 측정된 것이다. 리브가 부착되지 않은 경우의 C_p 는 정체점에서 최대값을 가지면서 점점 감소하고, $r/d \cong 3.8$ 지점에서 0 값을 가진다. 한편 $r/d \cong 0.8$ 이후의 벽 압력은 오목면에서 불안정하게 나타남을 볼 수 있다. 이것은 오목면에 유체가 수직으로 충돌한 후 본래의 유선으로 되돌아 갈 수 없으므로 인하여 오목면의 경계층에서 운동량 분포가 불안정해지기 때문이다.⁽⁹⁾ 한편 리브가 부착된 경우에는 유동이 흘러가다가 리브의 유동전면에 충돌하면서 순간적으로 압력이 높아진다. 그리고 리브 위에서는 박리가 일어나서 흐르는 유동과 함께 계속 이동한다. 따라서, 리브의 유동후측에서는 압력이 낮아지게 된다. 하지만, $r/d_1 \cong 6.0$ 인 지점 이후에서는 이러한 현상은 뚜렷하게 관찰되지 않는다

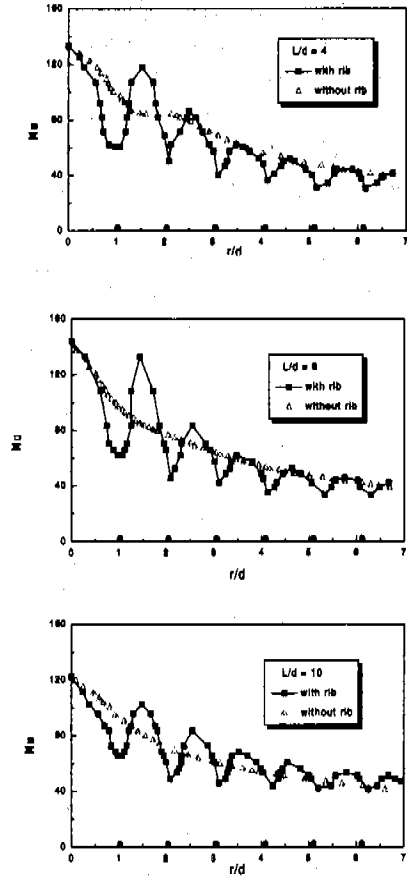


Fig. 8 Comparison between the Nusselt number on the concave surface without rib and with rib type B at $L/d=4, 6, 10$.

다. 이와 같은 현상은 벽제트 영역에서 오목반구면 위에서 유체의 운동량의 급격한 감소로 인한 결과라고 생각되며, 추후에 설명할 열전달 결과(Fig. 9)와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 이제, 앞에서의 과도상태 shroud method의 타당성을 증명할 것을 바탕으로 A, B, C 형태의 리브(Table 1 참조)를 부착시켜 표면조도를 갖는 오목반구면에서의 Nusselt 수를 $Re=23,000$ 과 $L/d=4, 6, 10$ 일 때 측정하여, 그 결과를 매끈한 표면을 갖는 오목반구면에서의 Nusselt 수와 비교하였으며, 그 결과를 Figs. 7~9에서 보여주고 있다.

Fig. 7은 리브의 형태가 A ($p/d_1=6$)인 경우의 Nusselt 수 분포를 보여주고 있다. 정체점부터 첫 번째 리브가 부착된 지점인 $r/d \cong 0.56$ 까지는 리브에 의한 유동의 운동량 감소로 인해 매끈한 면

에 비해 열전달이 감소하는 경향을 보이며, 그 이후에는 리브에 의한 유동의 박리와 박리후 전단층의 형성에 의한 유동의 재순환으로 인해 난류강도가 증가하고 유동의 혼합이 급격히 증가하다가, 다시 리브의 영향으로 운동량이 감소함으로써 Nusselt 수가 감소되는 현상이 $r/d \cong 5.5$ 까지 계속됨을 볼 수 있다. 특히 $L/d=4$ 와 6일 경우는, 첫 번째 리브에 의한 최대 Nusselt 수의 증가량이 두 번째 리브에 의한 최대 Nusselt 수의 각각 1.86, 2.06배 정도가 증가하였으나, 네 번째 리브($r/d \cong 2.2$) 이후에는 리브가 오히려 열전달을 저하시키는 현상을 볼 수가 있다. 한편 $L/d=10$ 일 경우는, 최대 Nusselt 수가 두 번째 리브에 의한 최대 Nusselt 수보다 1.31배가 증가하였고, 다섯 번째 리브 ($r/d \cong 2.8$) 이후에는 리브가 열전달을 감소시키는 현상을 볼 수 있다.

Fig. 8은 리브의 형태가 B ($p/d_1=11$)인 경우의 Nusselt 수의 분포를 나타내고 있는데 A형 리브의 경우와 유사한 Nusselt 수 분포를 보여주고 있으며, 리브가 열전달에 미치는 영향은 B형이 A형보다 큰 것으로 나타난다. B형 리브의 경우 Fig. 5에서 보았듯이 리브에서 유동의 박리가 생길 뿐 아니라, 유동이 벽면에 재부착됨으로 인하여 Nusselt 수가 크게 증가한다. 또한 재부착후 경계층이 성장함에 따라 Nusselt 수가 점차로 감소하며, 이 때 리브를 다시 만나면 박리, 재부착 및 경계층의 성장이 반복적으로 일어나게 되므로 Nusselt 수의 증가와 감소를 반복하게 된다. 이러한 현상은 $r/d \cong 6$ 이후까지도 계속되는 것으로 추정된다. 한편 $L/d=4$ 와 6의 경우에는 세 번째 리브 이후에는 리브가 오히려 열전달을 저하시키는 현상을 볼 수가 있다. 그러나 $L/d=10$ 인 경우는 $r/d \cong 6$ 이후에도 계속 리브가 열전달에 긍정적인 영향을 미치고 있음을 보여주고 있다. 이러한 현상은 potential core 길이 (즉, $L/d \cong 6$)을 벗어날 만큼 제트와 층돌면 간의 거리가 멀어질수록 (즉, $L/d \geq 10$) 외부로부터 유체의 유입이 더욱 활발해짐으로써 제트의 난류강도가 증가하고 제트의 폭이 점차적으로 확장됨으로 인해 정제점으로부터 어느 정도 떨어진 벽면제트영역에 부착된 리브까지 영향을 미치고 있기 때문이다.

Fig. 9는 리브의 형태가 C ($p/d_1=16$)인 경우의 Nusselt 수 분포를 보여준다. 피치가 긴 관계로

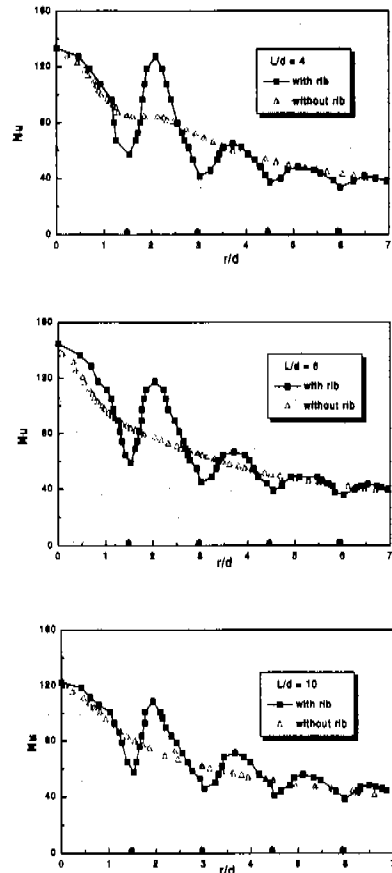


Fig. 9 Comparison between the Nusselt number on the concave surface without rib and with rib type C at $L/d=4, 6, 10$.

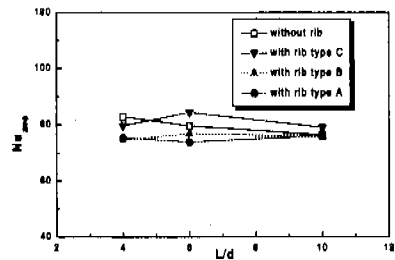


Fig. 10 Comparison between the average Nusselt number on the concave surface without rib and with rib types of A, B, C.

$0 \leq r/d < 1.2$ 구간에서는 매끈한 면보다 같거나 조금 높은 Nusselt 수의 분포를 이루며, $r/d \geq 1.2$ 에서는 첫 번째 리브의 전면에서 발생하는 유동의 박

리로 인해 매끈한 면의 Nusselt 수 보다 낮은 Nusselt 분포를 갖게 되고, $r/d \cong 1.5$ 에서 최소값을 갖는다. 이후 리브에 의한 유동의 박리, 재부착으로 인해 Nusselt 수는 급격히 증가하여 $r/d \cong 2.0$ 에서 2차 정점을 가진 후 경계층의 성장으로 Nusselt 수가 급격히 감소한다. 한편, $L/d=4$ 와 6일 때는 각각 두 번째 리브와 세 번째 리브 이후에는 열전달이 오히려 감소하는 것으로 보인다. 그러나 $L/d=10$ 일 경우에는 네 번째 리브 이후에도 리브로 인해 열전달이 증가하고 있음을 볼 수 있다. 이러한 현상은 Fig. 8에서 설명했듯이, 외부로부터의 유체의 유입에 의한 제트의 확산과 오목면에서 곡률의 영향 때문에 정체점으로부터 유체의 흐름방향으로 먼 곳에 위치하는 리브까지 영향을 미친다. 이러한 열전달 현상은 앞에서 기술한 같은 유동조건과 같은 형태의 리브가 부착된 면에서의 압력 분포 특성과 매우 잘 일치하고 있음을 Fig. 6에서 알 수 있다.

Fig. 10은 $L/d=4, 6, 10$ 인 경우에 매끈한 면과 리브가 부착된 면에서의 평균 Nusselt 수를 비교한 결과이다. $L/d=4$ 인 경우, 매끈한 면에서의 평균 Nusselt 수는 리브가 부착된 경우보다 더 높았다. 그러나, $L/d \geq 6$ 일 경우는 리브가 부착된 경우의 평균 Nusselt 수는 매끈한 면의 경우 보다 조금씩 높게 나왔다. 이러한 결과는 벽면제트 영역에서의 리브의 영향으로 유체유동의 난류강도가 증가한 것으로 기인된다. 한편, 리브의 형태가 B와 C의 경우가 A의 경우보다 평균 Nusselt 수가 더 큰 이유는 $p/d_1 \geq 10$ 일 경우에는 박리후의 자유유동이 오목면에 충돌하면서 재부착되기 때문에 그렇지 않은 $p/d_1 \leq 6$ 의 경우에 비해 열전달이 증가하는 것으로 생각된다. 또한, 리브의 형태가 C ($p/d_1=16$)인 경우가 B ($p/d_1=11$)인 경우보다 평균 Nusselt 수가 높게 나타났다. 이것은 C의 경우 B의 경우에 비해 리브간의 거리가 크기 때문에 자유유동이 오목면에 재부착하고 이후에 하류에서 재순환 함으로 인해서 유동의 혼합이 B의 경우에 비해 활발함으로 인해 그만큼 열전달이 증가한 까닭으로 추측된다. 이런 점에 있어서 본 연구에서의 가장 큰 평균 열전달을 유발하는 p/d_1 의 값이 16임을 알 수 있었으나, 추후 보다 큰 p/d_1 의 값을 사용하여 실험함으로써 최적의 p/d_1 값을 알아야 할 것이다.

5. 결 론

본 연구는 완전 발달된 원형제트를 리브가 부착되어 표면조도를 가지는 오목반구면에 충돌시켰을 때 리브의 높이 및 피치가 열전달에 미치는 영향을 실험적으로 연구하였다. 그리고 본 연구 결과의 신뢰도를 높이기 위해 정상상태의 gold-film Intrex method 와 과도상태의 shroud method를 이용하여 측정한 Nusselt 수의 결과를 비교하였다. 서로 다른 두 방법을 이용한 열전달 결과는 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다.

리브가 부착되어 표면조도를 가지는 오목반구면의 경우, 매끈한 면의 경우와 비교하였을 때 정체점 부근에서는 리브가 Nusselt 수 분포에 별다른 영향을 미치지 않았다. 하지만, 벽면제트 영역에서는 리브의 영향으로 Nusselt 수가 갑자기 증가하는 것을 볼 수 있었다. 이렇게 리브 직후에서 Nusselt 수가 급격하게 증가하는 현상은 $p/d_1 \geq 10$ 인 경우는 리브에서 박리된 유동이 벽면에 재부착됨으로 인하여 Nusselt 수가 더욱 크게 증가함을 알았다. 그리고, 재부착후 경계층이 성장함에 따라 Nusselt 수가 점차로 감소하는데, 이 때 리브를 다시 만나면 박리, 재부착 및 경계층의 성장이 반복적으로 일어나게 되고 Nusselt 수의 증가와 감소를 반복하게 된다. 그런데, 오목반구면의 경우 리브와 유동조건에 따라서 $r/d \cong 2.5 \sim 6.0$ 이후에는 리브가 열전달을 오히려 감소시키거나, 별다른 영향을 미치지 않음을 알았다. $L/d=4$ 인 경우 매끈한 면에서의 평균 Nusselt 수가 어떤 형태의 리브가 부착된 경우보다 크게 나타났다. 그러나, L/d 가 점차 커지면서 리브가 부착된 오목면에서의 평균 Nusselt 수가 매끈한 면에서 보다 리브형상 C, B, A 순으로 크게 나타났다.

후 기

본 연구는 교육부의 1997년도 교육부 기계공학 학술연구 조성비 (과제번호:ME97-A-05)의 지원으로 수행된 연구결과로서 관계자 여러분께 감사드립니다.

- pp. 160~169.
- (19) 정영석, 이대희, 이준식, 1998, "표면조도를 가지는 볼록한 면에 충돌하는 제트에 의한 열전달계수 측정," 대한기계학회 논문집 제22권, 제3호, pp. 373~385.
- (20) Dunne, S. T., 1983, "A Study of Flow and Heat Transfer in Gas Turbine Cooling Passages," D. Phil. Thesis, Oxford University, UK.
- (21) Kline, S. J., and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~8.
- (22) Kataoka, K., Sahara, R., Ase, H., and Harada, R., 1987, "Role of Large Scale Coherent Structures in Impinging Jet Heat Transfer," *Journal of Chemical Engineering-Japan*, Vol. 20, pp. 71~76.
- (23) Lee, D. H., Chung, Y. S., Won, S. Y., 1998, "The effect of concave surface curvature on heat transfer from a fully developed round impinging jet," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 2489~2497.
- (24) Baughn, J. W., and Yan, X., 1991, "A Preheated-Wall Transient Method for Measurements of the Heat Transfer from a Surface to an Impinging Jet," *Processing, Eurotherm Seminar*, No. 25, Pau, France, pp. 1~7.
- (25) Webb, R. L., Eckert, E. R. G., and Goldstein, R. J., 1971, "Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated-Rib Roughness," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 14, pp. 601~617.