

< 논문 >

형상 및 경사 각도에 따른 난류 충돌 제트에 의한 과도 액정 기법을 이용한 열전달 특성에 대한 연구

임경빈[†] · 이창희* · 이상훈**

(2006년 6월 20일 접수, 2006년 9월 27일 심사완료)

A Study on Heat Transfer According to Inclined Angle and Surface Performance Using Turbulent Impingement Jet with a Liquid Crystal Transient Method

Changhee Lee, Kyoungbin Lim and Sanghoon Lee

Key Words : Transient Liquid Crystal Method(과도액정법), Impingement Jet(충돌제트), Heat Transfer(열전달), Nusselt Number, Reynolds Number

Abstract

Measurements of the local heat transfer coefficients on hemispherical convex and concave surfaces with a turbulent impinging jet were made. The Reynolds number used was 11000, 23000, 50000 and the nozzle-to-surface distance was $L/d=2, 4, 6, 8,$ and 10 and the jet angle was $\alpha=0^\circ, 15^\circ, 30^\circ$ and 40° . In case of concave surface, the Nusselt number at the stagnation point decreases as the jet angle increases and has the maximum value for $L/d=6$. The X-axis Nusselt number distributions exhibit secondary maxima at $0^\circ \leq \alpha \leq 15^\circ, L/d \leq 4$ for $X/d < 0$ (upstream) and at $0^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ, L/d \leq 4$ and at $30^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ, 4 < L/d \leq 6$ for $X/d > 0$ (downstream). The secondary maximum occurs at long distance from the stagnation point as the jet angle increases or the nozzle-to-surface distance decreases. In case of convex, correlations of the stagnation point Nusselt number according to Reynolds number, jet-to-surface distance ratio and dimensionless surface angle are presented. In the stagnation point, in term of Re_n , n ranges from 0.43 in case of $2 \leq L/d \leq 6$ to 0.45 in case of $6 < L/d \leq 10$, there agrees roughly appears to be laminar boundary layer result. The maximum Nusselt number, in this experiment, occurred in the direction of upstream. The displacement of the maximum Nusselt number from the stagnation point increases with increasing surface angle or decreasing nozzle-to-surface distance. On this condition about surface curvature $D/d=10$, the maximum displacement is about 0.7 times of the jet nozzle diameter. The ratio of the maximum Nusselt number to the stagnation Nusselt number increases as the jet angle increases.

기호설명

C_p : 플렉시글라스 비열 [J/kg. K]
 D : 플렉시글라스 직경 [m]
 d : 충돌제트 직경 [m]

h : 국부적인 대류 열전달 계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 k : 플렉시글라스 열전도도 [$W/m \cdot K$]
 L : 충돌 제트와 충돌면사이 거리 [m]
 R : 오목 표면의 반경
 t : 시간 [sec]
 T : 온도 [$^\circ C$]
 T^* : 무차원 표면 온도
 Nu : 국부적인 Nusselt number(Nu_x)
 Re : 충돌제트의 Reynolds number
 X_i : 불확실도 변수

[†] 책임저자, 회원, 한밭대학교 기계공학과

E-mail : kblim024@hanbat.ac.kr

TEL : (042)821-1160 FAX : (042)821-1153

* 회원, 한양대학교 기계공학과

** 한밭대학교 대학원 기계공학과

그리스 문자

- ρ : 플렉시글라스 밀도 [kg/m^3]
- ϵ : 액정표면의 방사율

하첨자

- lc : 액정
- o : 초기
- s : 정체점
- w : 표면 (Plexiglas)
- ∞ : 주변 공기(ambient)
- m : 최대

1. 서 론

표면에 충돌되는 단일제트 또는 이러한 제트들의 배열은 가열과 냉각 및 건조에 대하여 향상된 열전달 계수들을 얻기 위하여 이용되며, 충돌제트(impinging jet)는 열유체 기기의 열전달 효율을 증대시키기 위하여 가장 많이 사용되는 방법으로서 산업공정의 가열과 냉각에 많이 이용되고 있다. 또한, 강판의 냉각, 유리의 템퍼링(tempering), 종이와 직물 및 박막의 건조, 가스 터빈(8,22)과 연소기 구성부품 및 고밀도 전자장비의 냉각(15,19) 등 많은 부분에서 광범위하게 응용되고 있다.

충돌제트의 유체 및 열전달 특성은 제트의 속도, 난류강도, 제트 분사 표면의 형태, 제트노즐의 형상 및 열 경계조건 등을 포함한 많은 인자들의 영향을 받고 있기 때문에 이들 인자에 대한 충돌제트의 연구는 많은 공학자들의 연구 대상이 되어 왔다. 충돌제트 열전달에 대한 연구는 주로 제트 분사표면의 형태에 따라 평판 표면(1-6,14,23)과 오목 표면(12,16) 및 볼록 표면(17)등에 대하여 실험적으로 많은 연구가 이루어져 왔다. 그러나, 충돌제트는 2차원적인 열전달 현상 뿐만 아니라 충돌표면의 형상에 따라 3차원적인 열전달 특성(7,8,20)을 보이기도 하므로 그 여러 가지 특성을 파악하기란 무척이나 난해한 과제이다. 많은 산업 열유체 기기들의 냉각문제에서 곡면(curved surface)에서의 충돌제트 문제(12,13,16)는 흔히 볼 수 있으며, 또한 표면형상 혹은 노즐위치의 제약으로 인하여 많은 응용에 있어서 충돌제트가 표면에 수직한 형상보다는 경사되어 있는 경우를 흔히 볼 수 있으나 이들에 관한 연구는 몇몇 연구에 불과한 실정이다.

Goldstein 등(3)은 평행표면에 분사되는 경사충돌제트에 대한 열전달 실험을 수행하여 Re 가 10000 ~ 35000 사이에서 $L/d=4, 6, 10$, 경사각도 30~90°인 경우에 대한 유동장의 국소 열전달 계수를 측정하였으며, 국소 열전달 계수의 상관관계식을 제시하였다. Lim 등(16)과 Lee 등(17,23)은 경사충돌제트에 관한 연구에서 정체점 또는 최대 열전달은 제트출구 방향과 충돌표면의 교차점에서 이동되어 발생하는 것을 관찰하였다. Gau 와 Chung 등(12)은 슬롯 제트

(slot jet)를 이용하여 원통형 볼록표면과 오목표면에서 표면곡률효과에 따른 열전달에 미치는 영향을 실험을 통하여 수행하였으며, 곡면표면에 따른 국소 열전달 계수와 평균 열전달 계수와와의 상관관계식을 제시하였고 또한, 2 차원 슬롯제트가 분사되는 원통형의 오목면과 볼록면에서의 열전달 연구에서 볼록면의 정체점에서는 일련의 3 차원 와류에 의한 운동량 전달의 증가에 의해 열전달이 촉진되며, 벽면제트 영역에서의 유동은 구심력에 의해 안정되므로 열전달률이 감소함을 밝혔다. Yan(15,19)은 평면에 충돌하는 완전 발달된 원형제트에 의한 열전달 계수를 액정(liquid crystal)을 이용하여 측정하였다.

본 연구에서는 liquid crystal transient method 을 사용하여 볼록 및 오목 표면에 분사되는 경사충돌제트에 대한 열전달 특성을 규명하였으며, 볼록 및 오목 반구 표면(hemi-spherical concave and convex surface)에 난류 원형 제트를 분사시켜 $Re=11000 \sim 50000$ 에 대한 열전달 특성을 규명하였다. 국소 열전달 계수를 측정하기 위하여 충돌각과 노즐 출구와 충돌 표면 사이 거리(L/d)에 따른 특성을 파악하여 경사진 표면 형상에 충돌제트에 대한 난류 열전달 특성을 규명하였다. 이에 대한 충돌 제트와의 상관 관계를 파악하였으며, 형상 변화에 따른 열전달 특성을 분석하였다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

Fig. 1 은 난류 충돌 제트를 이용하여 오목 및 볼록한 반구의 열전달 특성을 측정하기 위한 장치를 나타낸 개략도이다. 실험장치는 크게 3 부분으로 구성되어 있다. 원심송풍기 부분과 완전히 발달한 흐름을 위한 긴 관과 충돌면으로 구성되어 있다. 일정한 유량을 조절하기 위하여 송풍기 출구 부분에 열선유속계를 이용하여 속도를 측정하였으며, 제트 온도를 일정하게 유지하기 위하여 열교환기를 설치하여 실험 모형의 주위 공기와의 온도 차를 일정하게 유지하였다. 실험모형의 직경과 두께는 300mm 와 4.7mm 로 구성되어 있으며, 반구의 플렉시글라스 돔(plaxiglas dome)과 반구 밑면에는 글라스울(glass wool)과 스티로폼(styrofoam) 절연체를 사용하여 열손실을 방지하였다. 또한 충돌 표면의 경사각을 조절하기 위하여 각도 조절장치를 설치하였다. 실험모형의 충돌면인 오목과 볼록 표면에는 온도에 따른 색깔의 변화를 기록할 수 있게 하기 위하여 액정의 두께를 0.03~0.05mm 로 얇은 표면 막을 형성시켰다. 측정되는 모든 실험 데이터와 가시화 결과는 CCD 카메라(PULNIX TMC-7)와 화상 기록장치를 이용하여 측정 표면의 시간과 위치에 따른 액정의 색의 변화를 기록하였다.

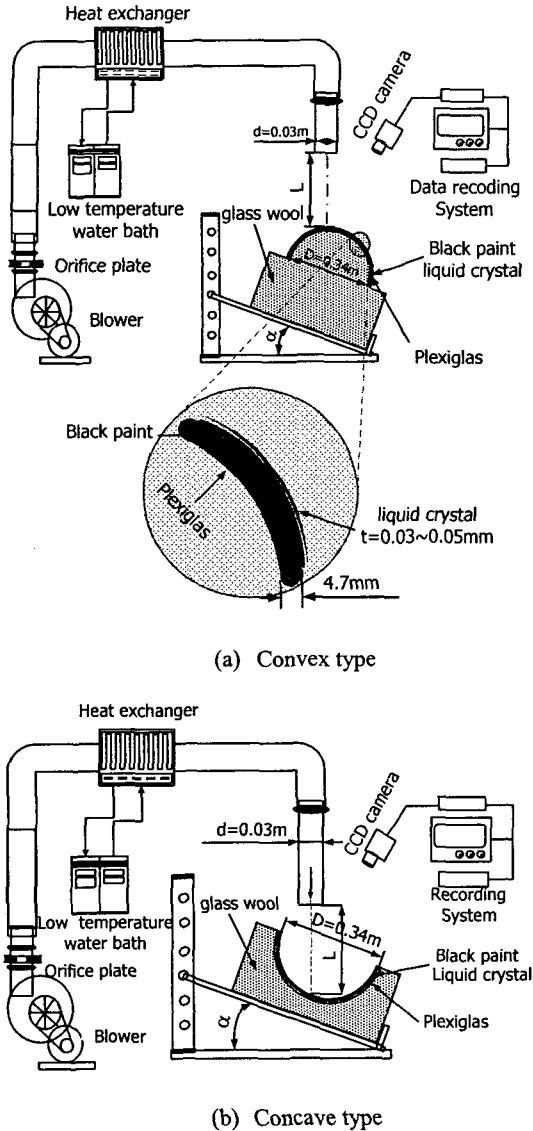


Fig. 1 Schematic diagram of impinging jet, test hemisphere and image acquisition system for a transient liquid crystal method

2.2 실험 방법

본 실험에서는 Yan 등^(15,19)과 Baughn 등^(1,2,18)에 의하여 사용된 측정기법으로서 liquid crystal transient method 를 사용하였다. 액정은 색깔의 반복성이 뛰어나며 색깔의 반응이 비디오 시스템에 쉽게 기록될 수 있어 열전대나 다른 온도 측정 장치에 비하여 온도변화를 연속적으로 알 수 있으며, 온도장 전체를 한번에 가시화할 수 있기 때문에 곡률진 덕트나 가스터빈 갖의 냉각등의 형상과 같이 매우 복잡한 경우에서의 열전달 현상을 규명하

는데 유용하게 이용될 수 있는 장점이 있다. 실험에 사용된 실험모형의 오목과 볼록 표면에 관하여 유동방향의 열전도손실을 무시하면[Vedula 등,⁽²¹⁾ Yan 등⁽¹⁵⁾]대류 열전달 계수의 경계 조건을 갖는 반 무한(semi-infinite) 고체에서의 과도 열전도 방정식의 측정표면의 온도분포는 다음과 같이 식 (1)과 (2)로 나타낼 수 있다.

$$T^* = \frac{(T_w - T_{\infty})}{(T_{wo} - T_{\infty})} = e^{-\gamma^2} \operatorname{erfc}(\gamma) \quad (1)$$

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

여기서, T_w 는 시간에 따른 측정 표면의 온도, T_{wo} 는 측정 표면의 초기 온도, T_{∞} 는 제트의 온도이다. 항온조(incubator)에서 실험 모형을 가열 한 후 측정 표면의 열전대를 붙여 일정 온도로 유지되고 있음을 확인한 후, 단열재로 만들어진 덮개를 이용하여 항온조에서 꺼낸 후 측정표면에 충돌제를 분사시켰으며, 액정으로 입혀진 측정 표면이 냉각되면서 표면에 나타나는 등온선의 얇은 천이층이 나타난다. Can 등에 의해서 이미지 프로세싱 시스템을 이용한 액정에서의 온도분포는 충돌면과 측정위치간의 각이 중요하고 서술하였다. 본 연구에서는 Chan⁽²⁴⁾ 등에 의해 제한한 충돌 면과 측정 각도에 의해 이미지 취득각도에 의한 불확실성을 최소화하였다. 이미지 취득각도는 72 °로 설치하여 실험을 수행하였다. 측정위치에 따라 R-G 천이층을 나타내는 온도에 도달할 때까지의 시간 t 에 따라 측정하면 식 (1)과 (2)를 이용하여 국소 열전달 계수를 구할 수 있다. 측정표면에서 R-G 천이층이 나타나는 온도를 보정(calibration)하기 위하여 알루미늄시편에 액정을 입혀 온도구배를 만들어 R-G 천이층이 나타나는 액정의 온도를 열전대를 이용하여 10 회에 걸쳐 측정하여 보정하였다. 그 결과 본 실험에서 사용되었던 액정의 R-G 천이층의 온도의 오차는 $34.9^{\circ}\text{C} \pm 0.25^{\circ}\text{C}$ 이었다. 이때 온도측정을 위하여 사용된 열전대는 직경이 약 0.08mm 인 K 형 열전대로 Rosemount 사의 항온조와 표준 백금 온도계(PRT, platinum resistance thermometer)를 사용하여 온도 보정식을 만들어 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 까지의 정확성을 갖도록 온도를 보정하였다. 또한, 실험에서의 불확실성을 해석하기 위하여 Kline 과 Mcklintock⁽²²⁾가 제시한 방법을 사용하여 $Re=2300$ $L/d=6$ 과 $\alpha=30^{\circ}$ 인 경우에 해석한 결과 Nusselt 수의 전체 불확실성(total uncertainty)은 약 9.8%이었으며, Plexiglas 물성치 값의 불확실성이 가장 크게 나타났다, R-G 천이층의 온도 측정의 불확실성은 다음으로 큰 불확실도 요인으로 나타났다.

Table 1 Uncertainty Analysis

Parameter X_i	Typical Value	δX_i	$\left(\frac{\delta X_i}{X_i} \frac{\partial Nu}{\partial X_i} \right) \times 100\%$	
			R/d=0	4
d	0.030(m)	0.0002	0.7	0.7
t	9.58;44.52(s)	0.06	0.4	0.9
T_{wo}	48.5 (°C)	0.2	3.7	3.9
T_{∞}	26.2 (°C)	0.5	2.9	3.1
T_{lc}	34.9 (°C)	0.25	4.8	5.2
$\sqrt{\rho C_p k}$	569	29	5.4	5.8
ϵ	0.5	0.1	1.3	2.9
$\frac{\delta Nu}{Nu} =$			8.8	9.8(%)

3. 실험결과 및 고찰

3.1 Re 수 변화에 따른 정체점에서의 열전달 특성

제트의 대칭축과 반구면의 중심이 교차하는 정체점에서의 열전달은 일반적으로 수직충돌제트의 경우와 같이 열전달계수가 크게 나타나기 때문에 유체기기의 냉각 또는 가열하는 문제에서 정체점(stagnation point)의 국소열전달계수 측정은 중요한 문제이다. 본 연구에서는 liquid crystal transient method 를 사용하여 오목과 볼록 반구 직경대 노즐 직경비 $D/d=11.67$ 을 갖고 볼록 표면에 분사되는 난류 원형제트에 대한 국소 열전달 계수를 $Re=11000, 23000, 50000$ 일 때 5 종류의 노즐과 충돌표면 사이의 거리($L/d=2, 4, 6, 8$ 및 10) 및 4 경위의 경사 각도($\alpha=0^\circ, 15^\circ, 30^\circ$ 및 40°) 변화에 따른 정체점(stagnation point)에서의 열전달 계수를 측정하였다.

Fig. 2 에서는 $Re=50000$ 인 경우 경사각(α)의 변화에 따른 정체점에서의 국소 열전달 계수(Nu_s)를 노즐과 충돌표면 사이의 거리 L/d 에 따라 측정된 결과를 나타내었다. Fig. 2 에서 볼 수 있듯이 정체점에서의 Nu_s 는 오목 형상인 경우 $L/d=6$ 까지 점차 증가하다가 $L/d=6$ 에서 최대 열전달이 발생하며 $L/d=6$ 보다 커질수록 Nu_s 는 점차 감소하는 특성을 보였다. 반면, 볼록 형상인 경우, $L/d=8$ 까지 점차적으로 증가하다가 $L/d=8$ 보다 커질수록 Nu_s 는 점차적으로 감소하는 특성을 보였다. 또한, 경사각도가 증가할수록 정체점에서의 Nu_s 는 감소하였다. 볼록한 형상인 경우, $L/d=6$ 과 경사각도 $\alpha=0^\circ$ 인 경우 $Nu_s=200$ 의 가장 큰 값을 갖고, $L/d=2$ 와 $\alpha=30^\circ$ 인 경우에는 $Nu_s=175$ 로 가장 작은 값이 나타나 가장 큰 Nu_s 값은 가장 작은 Nu_s 값에 비해 약 12.5% 크게 나타났다. 오목한 형상인 경우, $L/d=8$ 과 경사각 $\alpha=0^\circ$ 일 때 $Nu_s=245$ 의 가장 큰 값을 갖고, $L/d=2$ 와 $\alpha=30^\circ$ 인 경우에는 $Nu_s=180$ 으

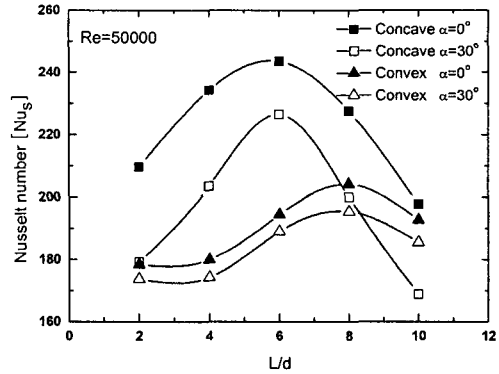


Fig. 2 Effect of L/d ratio on the stagnation point Nusselt number for inclined angle and $Re=50000$

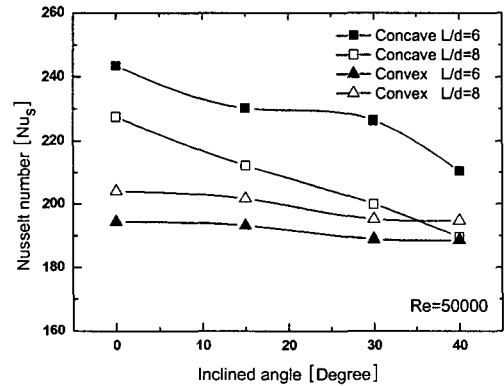


Fig. 3 Effect of inclined angle on the stagnation point Nusselt number for $L/d=6, 8$ and $Re= 50000$

로 가장 작은 값이 나타나 가장 큰 Nu_s 값은 가장 작은 Nu_s 값에 비해 약 26.5% 크게 나타났다. 이와 같이 형상에 따른 최대 열전달 값이 다른 이유는 노즐에서 분사된 공기의 모멘텀에 의해 오목한 경우가 주변의 난류 운동량의 증가로 인하여 열전달 특성이 우수하게 나타났다.

레이놀즈 수와 충돌면 경사각의 변화에 따른 열전달 특성을 통하여 최대와 최소의 열전달 비율은 비슷하게 나타났다.

Fig. 3 은 50000 인 경우 노즐과 표면 사이의 충돌 거리(L/d)에 따른 정체점에서의 열전달계수의 변화를 경사각도(α) 변화에 따라 나타내었다. Fig. 2 에서 가장 열전달 특성이 좋은 $L/d=6$ 과 8 에 대한 정체점에서의 Nu_s 는 경사각이 $\alpha=0^\circ$ 인 경우가 열전달 특성이 가장 우수하였으며, 경사각이 증가함에 따라 열전달 특성은 점차적으로 감소하는 경향을 보였다. 이러한 결과를 통하여, 형상에 따른 열전달 특성을 잘 나타낸 결과로 사료되며, 특히 오목한 형상의 경우가 볼록한 형상보다 국소 열전달 특성이 뛰어난을 규명하였다.

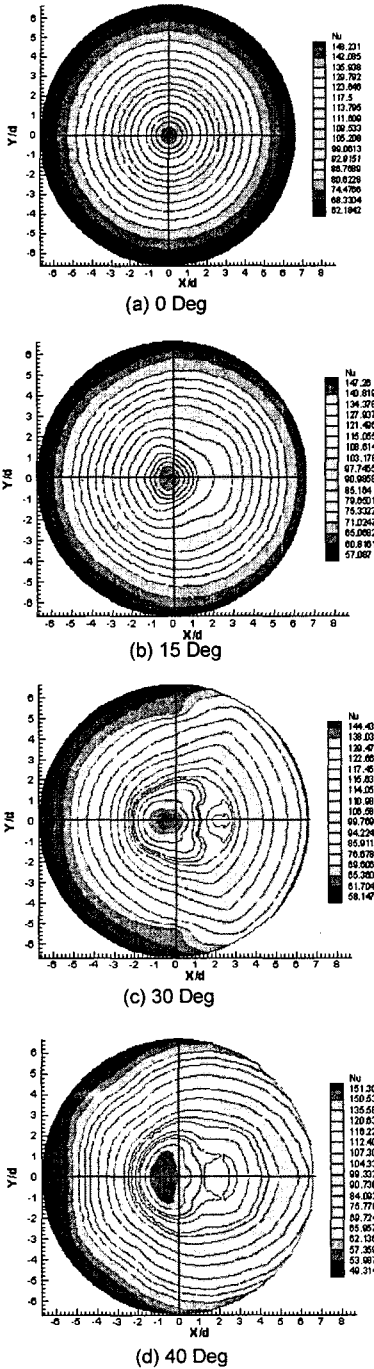


Fig. 4 Contour of constant Nusselt numbers for $Re=23000$, $L/d=6$ according to increasing the inclined angle of hemisphere surface

볼록 표면에 대한 국소 열전달계수의 분포를 나타내기 위하여 $Re=23000$ 인 경우, 4 가지 경사각 $\alpha=0^\circ, 15^\circ, 30^\circ$ 및 40° 를 갖는 볼록표면의 등열전달

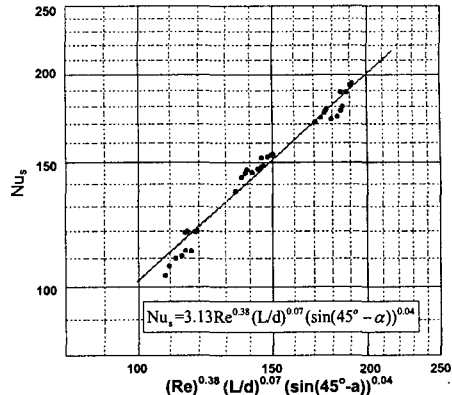


Fig. 5 Correlation of the stagnation point Nusselt numbers(Nu_s) on the convex surface for $2 \leq L/d \leq 8$, $11000 \leq Re \leq 50000$ and $0^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$

계수 등고선(contour)을 노즐과 충돌표면사이의 거리 $L/d=6$ 인 경우 각각 X 축과 Y 축의 비율로 Fig. 4 에 나타내었다. 그림에서 볼 수 있듯이 경사각도 $\alpha=0^\circ$ 에서는 등열전달 계수는 완전한 동심원의 형태를 유지하고 있으며, 경사각도가 있는 경우 등열전달 계수는 타원형태로 나타났고, 경사각도가 증가할수록 더 찌그러진 타원형태로 나타남을 알 수 있다. 또한 최대 Nu 가 나타나는 위치는 경사각이 증가함에 따라 경사각 $\alpha=0^\circ$ 의 정체점으로부터 $X/d<0$ (상류)방향으로 이동되고 있음을 알 수 있으며, 경사각도 $\alpha=30^\circ$ 및 40° 인 경우 $X/d>0$ (하류)에서 2 차 정체점이 나타나는 것을 볼 수 있다.

3.2 열전달 계수 상관관계식

Fig. 5 와 Fig. 6 및 식 (3)과 식 (4)는 볼록 표면의 정체점에서의 국소 열전달 계수를 레이놀즈 수, 제트와 충돌 표면 사이의 거리(L/d) 및 경사각(α)의 향으로 나타낸 상관 관계식으로서 최대 오차는 각각 6.3%이다.

$2 \leq L/d \leq 8$, $11000 \leq Re \leq 50000$ 및 $0^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$ 인 경우, 식 (3)과 같은 상관 관계식을 얻었다.

$$Nu_s = 3.13 Re^{0.38} (L/d)^{0.07} (\sin(45^\circ - \alpha))^{0.04} \quad (3)$$

$8 \leq L/d \leq 10$, $11000 \leq Re \leq 50000$ 및 $0^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$ 인 경우, 식 (4)와 같은 상관 관계식을 얻었다.

$$Nu_s = 3.23 Re^{0.43} (L/d)^{0.16} (\sin(45^\circ - \alpha))^{0.05} \quad (4)$$

식 (3)과 (4)의 상관관계식에서 볼 수 있듯이 $2 \leq L/d \leq 8$ 인 경우에는 $Nu_s \propto Re^{0.38}$ 에 따라 변화하다가 $8 \leq L/d \leq 10$ 인 경우에는 $Nu_s \propto Re^{0.43}$ 에 따라 변화함을 알 수 있었다. 이는 노즐과 충돌 표면 사이의 거리가 증가함에 따라 주위 공기와의 커다란 운동량 교환으로 인하여 난류강도가 증가하기 때문으로 사료된다.

Fig. 7 과 Fig. 8 은 오목 표면의 정체점에서의 열전달 계수에 대한 레이놀즈 수, 충돌 제트와 충돌면과의 거리 및 충돌 면의 경사각에 대한 실험적

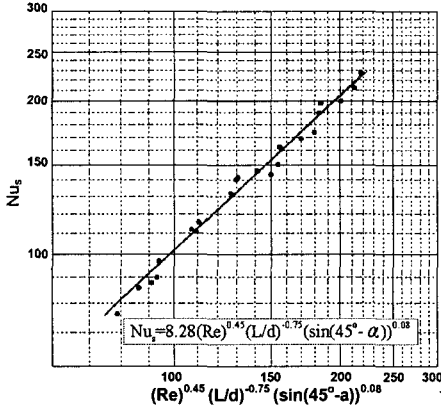


Fig. 6 Correlation of the stagnation point Nusselt numbers(Nu_s) on the convex surface for $8 \leq L/d \leq 10$, $11000 \leq Re \leq 50000$ and $0^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$

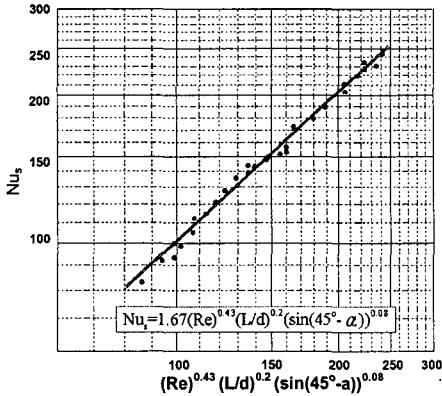


Fig. 7 Correlation of the stagnation point Nusselt numbers(Nu_s) on the concave surface for $2 \leq L/d \leq 6$, $11000 \leq Re \leq 50000$ and $0^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$

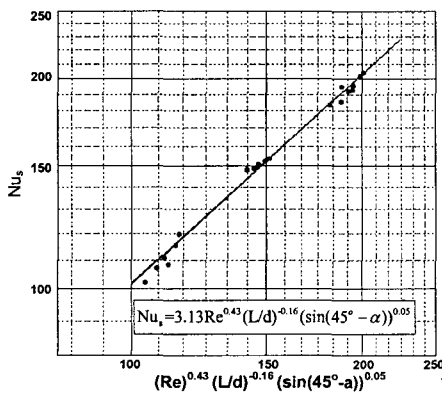


Fig. 8 Correlation of the stagnation point Nusselt numbers(Nu_s) on the concave surface for $6 \leq L/d \leq 10$, $11000 \leq Re \leq 50000$ and $0^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$

인 다음과 같은 상관 관계식을 얻었다.

$$2 \leq L/d \leq 6, 11000 \leq Re \leq 50000, 0^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ \text{ 인 경우, } Nu_s = 1.70(Re)^{0.43} (L/d)^{0.20} (\sin(45^\circ - \alpha))^{0.08} \quad (5)$$

로서 산란도 5.6%를 가지며,

$$6 \leq L/d \leq 10, 11000 \leq Re \leq 50000, 0^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ \text{ 인 경우, } Nu_s = 8.28(Re)^{0.45} (L/d)^{-0.75} (\sin(45^\circ - \alpha))^{0.08} \quad (6)$$

로서 6.7%의 산란도를 가진다. 식 (5)과 식 (6)의 상관 관계식에서 볼 수 있듯이 $2 \leq L/d \leq 6$ 인 경우로서 $Nu_s \propto (Re)^{0.43}$ 에 따라 변하다가 $6 \leq L/d \leq 10$ 의 영역에서는 $Nu_s \propto (Re)^{0.45}$ 에 비례함을 알 수 있었다. 이것은 $Nu_s \propto (Re)^{0.5}$ 의 층류 경계층 범위에 속하는 것으로서 오목표면의 경사각도에 의해서 충돌 제트의 영역이 여전히 층류 경계층을 형성하는 것으로 생각된다. 본 연구 결과를 통하여 충돌제트에 의한 열전달에서 경사각도가 미치는 영향은 표면 곡률이 미치는 영향에 비해 크지 않음을 주는 증거라 할 수 있다.

3.3 L/d와 레이놀즈 수에 따른 열전달 특성

충돌 표면과의 경사각이 15° 일 때, Re 변화에 따른 열전달 특성 결과를 Fig. 9에 나타내었다. Fig. 9의 결과를 통하여, 레이놀즈 수가 증가함에 따라 Nu 수가 증가하는 특성을 나타내고 있으며, 2차 정체점의 열전달 특성이 크게 나타나고 있다. 또한, 레이놀즈 수가 증가함에 따라 이차 정체점(second stagnation point)이 발생하는 지점이 중

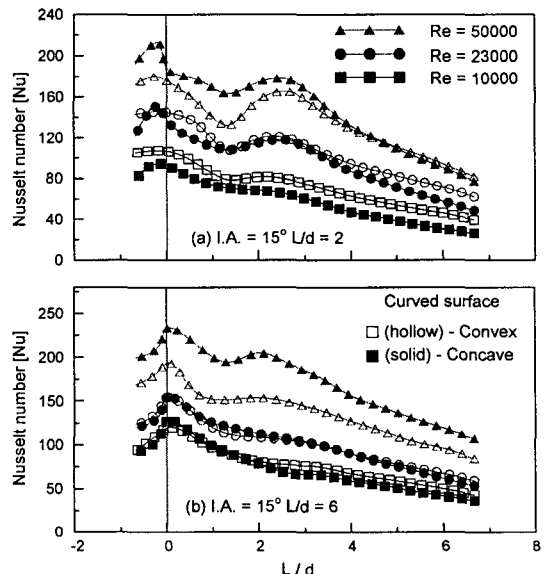


Fig. 9 Comparison of Nusselt number distribution along the X direction according to the variation of L/d and Re number at inclined angle $\alpha = 15^\circ$

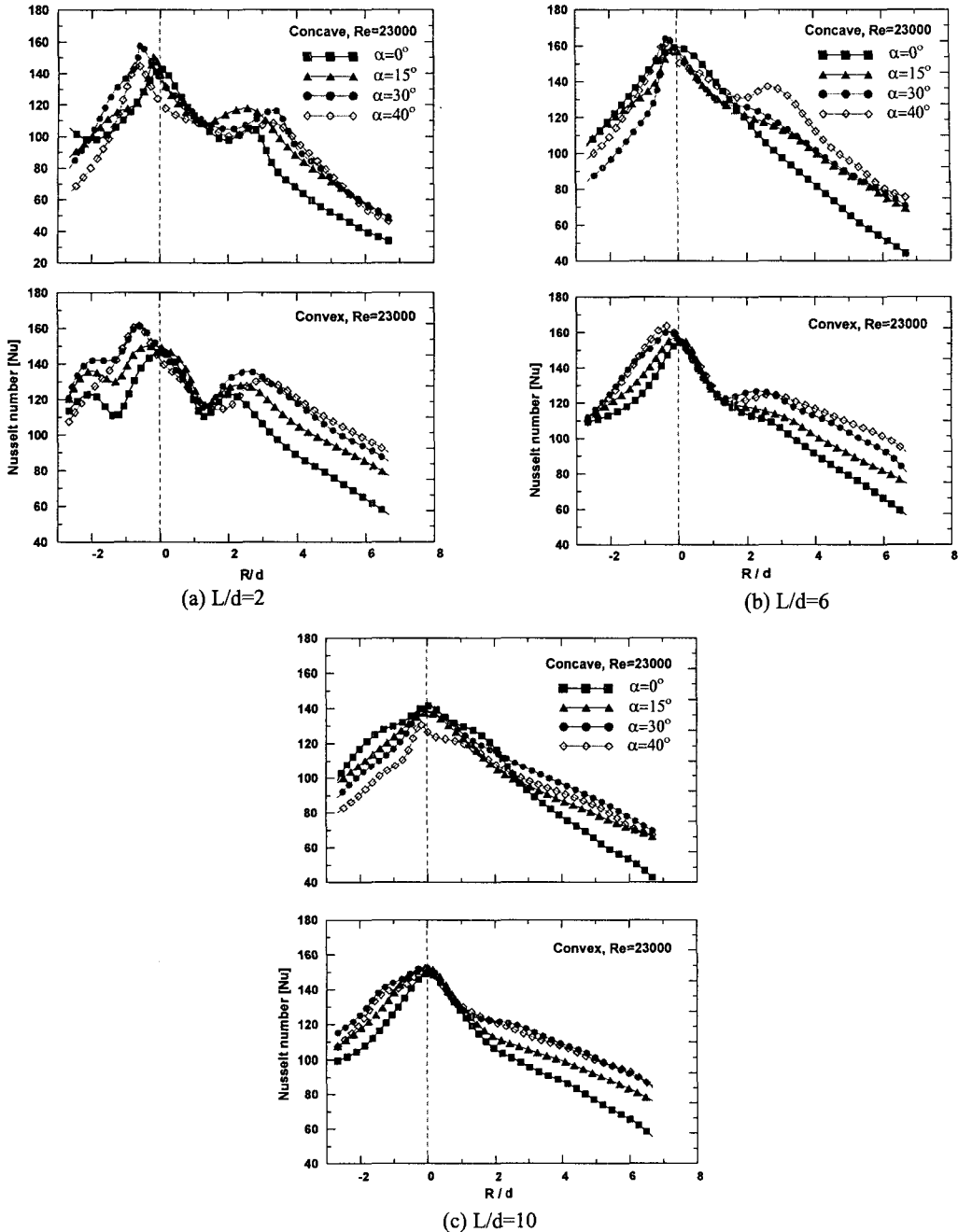


Fig. 10 Comparison of Nusselt number distribution according to the variation of inclined angle, L/d and shape performance in case of Re=23000

심에서 후면으로 진행되는 특성을 보였다. 평판과 달리 오목과 볼록한 형상의 경우, 레이놀즈 수가 증가함에 따라 2 차 정체점(second stagnation point)이 발생하는 지점이 중심에서 후면으로 진행되는 특성을 보였다. 일반적으로 평판의 충돌 제트의 경우, L/d=2 일 때 레이놀즈 수 증가에 관계없이 직경의 약 2d 지점에서 2 차 정체점이 발생한다고 알려져 있다. 그러나 오목과 볼록한

반구 형태의 경우, 레이놀즈 수가 증가함에 따라 2 차 정체점이 후면으로 이동하는 특성을 볼 수 있다. 또한, L/d 가 증가함에 따라 2 차 정체점이 사라지고 단조로운 감소 형태를 보이는 특성을 보이고 있다. L/d=2 인 경우, 레이놀즈 수 Re=11000, Re=23000, Re=50000 에 대하여 오목 대한 볼록의 열전달 비율은 각각 18%, 5.5%, 18.5%로서 레이놀즈 수가 증가할수록 증가율이 커지는 것을 알 수

있었다. 그러나, $L/d=6$ 인 경우, $L/d=2$ 일 때 보다 전체적으로 열전달 특성이 향상됨을 알 수 있었으며, 레이놀즈 수 변화에 따른 오목에 대한 블록의 열전달 비율은 레이놀즈 수 $Re=11000$ 과 $Re=23000$ 일 때는 $L/d=2$ 에 비해 변화가 적었으나, $Re=50000$ 일 때는 20.8%로 증가하였다.

3.4 경사각도(α)에 따른 X/d 방향의 열전달 특성

블록 및 오목 표면을 따른 국소 열전달계수의 분포를 나타내기 위하여 $Re=23000$ 일 때 노즐출구와 충돌면 사이의 거리가 $L/d=2, 6, 10$ 인 경우에 대하여 경사각 $\alpha=0^\circ, 15^\circ, 30^\circ$ 및 40° 에 따른 Nu 변화를 Fig. 10 에 나타내었다.

Fig. 10(a) 에서 보는 바와 같이, 블록 표면에 대하여 $Re=23000, L/d=2$ 인 경우, X 축 표면을 따르는 국소 열전달계수의 분포는 모든 경사각도에 대해서 $X/d>0$ (하류)에서는 정체점에서 가장 큰 값을 갖고 감소하다가 $X/d=1.3$ 에서 2 차 정체점이 발생 시점이 증가하는 경향을 보이고 있다. 그러나, 오목 표면에 대한 정체점은 $X/d=2$ 에서 2 차 정체점이 발생하는 특성을 보였다. 이와 같이 2 차 정체의 발생은 유동이 층류에서 난류경계층으로 천이함에 따라 난류강도가 증가하기 때문이다. 블록 표면에 대한 2 차 정체의 발생위치는 경사각도에 따라 각각 $\alpha=0^\circ$ 일 때 $X/d=2, \alpha=15^\circ$ 일 때 $X/d=2, \alpha=30^\circ$ 일 때 $X/d=2.67, \alpha=40^\circ$ 일 때 $X/d=3.33$ 에서 발생하였다. 오목 표면에 대한 정체점은 $\alpha=0^\circ$ 일 때 $X/d=2.67, \alpha=15^\circ$ 일 때 $X/d=2.68, \alpha=30^\circ$ 일 때 $X/d=3.5, \alpha=40^\circ$ 일 때 $X/d=3.5$ 에서 발생하였다. 이러한 결과를 통하여 경사각도가 증가할수록 정체점에서 멀리 이동하는 특성을 보였다.

Fig. 10(b)와 Fig. 10(c)의 결과를 통하여 L/d 가 증가함에 따라 2 차 정체점은 나타나지 않는 특성을 확인할 수 있었다. 또한, 최대 열전달계수 Nu_m 은 경사각도 $\alpha=0^\circ$ 을 제외하고는 모든 경사각도에서 $X/d<0$ (상류)쪽으로 이동되어 나타나는 것을 알 수 있다. Nu_m 이 정체점으로부터 $X/d<0$ (상류)쪽으로 이동되어 나타나는 이유는 제트의 유동이 벽면 충돌후 정체점으로부터 상류 및 하류로 각각 나뉘게 되며, 이때 상류측에서 유동방향이 급격하게 바뀌므로 인하여 보다 활발한 유동혼합(flow mixing)이 발생하게 되어 높은 난류강도 값을 갖게 되기 때문이다.⁽⁷⁾

4. 결론

본 연구에서는 liquid crystal transient method 를 사용하여 곡률을 갖는 블록과 오목 표면에 분사 되는 난류 경사원형제트에 대하여 레이놀즈, L/d 및 충돌 경사각도 변화에 따른 열전달 계수를 측정하였다. 이에 대한 결론은 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 정체점에서의 Nusselt 수는 오목한 경우, 모든 경사각도에 대하여 $L/d=6$ 인 경우에 가장 크며, $L/d=8, 10, 4, 2$ 순으로 감소하는 것으로 나타났다. 블록한 경우, 모든 경사각도에 대하여 $L/d=8$ 에서 가장 크게 나타났으며, $L/d=6, 10, 4, 2$ 순으로 감소하는 특성을 보였다.

(2) X 축의 경우 2 차 정체점은 경사각도가 $\alpha=0^\circ$, 인 경우에는 $L/d=2$ 및 4 일 때 상류 및 하류에서, $\alpha=15^\circ$ 인 경우에는 $L/d=2$ 및 4 일 때 하류와 $L/d=2$ 일 때 상류에서, $\alpha=30^\circ$ 및 40° 인 경우에는 $L/d=2, 4$ 및 6 일 때 하류에서 각각 발생하며, 발생위치는 경사각도가 증가 할수록 또한, 노즐출구와 충돌 표면사이의 거리가 작을수록 정체점에서 멀어지는 경향을 보였다.

(3) 경사각이 있을 경우 정체점 보다 상류방향($X/d<0$)으로 최대 Nusselt 가 발생 하였으며, 발생 위치는 경사각이 증가 할수록 또한 노즐과 충돌 표면 사이의 거리가 감소 할수록 정체점에서 멀리 이동하며, 최대이동거리는 노즐직경의 약 0.67 배 정도인 것으로 나타났다.

(4) 정체점의 Nusselt 값에 비하여 최대 Nusselt 값의 증가율은 경사각도가 증가할수록 증가하는 것으로 나타났으며, $L/d=2$ 인 경우, 레이놀즈 수 $Re=11000, Re=23000, Re=50000$ 에 대하여 오목 대한 블록의 열전달 비율은 각각 18%, 5.5%, 18.5%로서 레이놀즈 수가 증가할수록 증가율이 커지는 것을 알 수 있었다. 오목에 대한 블록의 열전달 비율은 레이놀즈 수 $Re=11000$ 과 $Re=23000$ 일 때는 $L/d=2$ 에 비해 변화가 적었으나, $Re=50000$ 일 때는 20.8%로 증가하였다.

참고문헌

- (1) Baughn, J. W., Hechanova, A. E. and Yan, X., 1991, "An Experimental Study of Entrainment Effects on the Heat Transfer From a Flat Surface to a Heated Circular Impinging Jet," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 1023~1025.
- (2) Baughn, J.W. and Yan, X., 1991b, "A Preheated Wall Transient Method for Measurements of the Heat Transfer from a Surface to an Impinging Jet," *Proceedings, Eurothern Seminar*, No. 25, Pau, France, pp. 1~7.
- (3) Gardon, R. and Akfirat, J.C., 1965, "The Role of Turbulence in Determining the Heat Transfer Characteristics of Impinging Jets," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 8, pp. 1261~1272.
- (4) Gardon, R. and Cobonpue, J., 1962, "Heat Transfer Between a Flat Plate and Jets of Air Impinging on It," *International Development in Heat Transfer*, ASME, pp. 454~460.
- (5) Martin, H., 1977, "Heat and Mass Transfer Between Impinging Gas Jet and Solid Surfaces," *Advances in Heat Transfer*, Vol. 13, pp. 1~60.

- (6) Hrycak, P., Lee, D. T., Gauntner, J. W. and Livingood, J. N. B., 1970, "Experimental Flow Characteristics of a Single Turbulent Jet Impinging on a Flat Plate," NASA TN D-5690.
- (7) Lee, S.J., Lee, D. H. and Grief, R., 1993, "Heat Transfer from a Plate to a Fully Developed Axisymmetric Impinging Jet," *Enhanced Cooling Techniques for Electronics Application, ASME HTD-Vol. 263*, pp. 11~18.
- (8) Chupp, R.E., Helms, H.E., McFadden, P.W. and Brown, T.R., 1969, "Evaluation of Internal Heat Transfer Coefficients for Impingement Cooled Turbine Airfoils," *J. of Aircraft*, Vol. 6, No. 3, pp. 203~208.
- (9) Thomann, H., 1968, "Effect of Stream Wise Wall Curvature on Heat Transfer in a Turbulent Boundary Layer," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 33, pp. 282~292.
- (10) Hrycak, P., 1982, "Heat Transfer and Flow Characteristics of Jets Impinging on a Concave Hemispherical Plate," *Proceeding of International Heat Transfer Conference*, pp. 357~362.
- (11) Goldstein, R. J. and Franchett, M.E., 1988, "Heat Transfer from a Flat Surface to an Oblique Impinging Jet," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 84~90.
- (12) Gau, C. and Chung, C.M., 1991, "Surface Curvature Effect on Slot-Air Jet Impinging Cooling Flow and Heat Transfer Process," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 858~864.
- (13) Hoogendoorn, C.J., 1977, "The Effect of Turbulence on Heat Transfer at Stagnation Point," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 1333~1338.
- (14) Goldstein, R.J. and Franchett, M.E., 1988, "Heat Transfer from a Flat Surface to an Oblique Impinging Jet," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 84~90.
- (15) Yan, X., 1993, "A Preheated-Wall Transient Method Using Liquid Crystals for the Measurement of Heat Transfer on External Surfaces and in Ducts," Ph.D. Dissertation, University of California, Davis.
- (16) Lim, K.B., 1995, "Measurement of the Heat Transfer Coefficient on a Concave Surface with a Turbulent Round Impinging Jet," *The Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea*, No. 1, pp. 112~119.
- (17) Lee, D.H., Chung, Y.S., Kim, D.S. and Lim, K.B., 1997, "Heat Transfer and Flow Characteristics of a Circular Jet Impinging on a Convex Curved Surface," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 21, No. 4, pp. 579~588.
- (18) Baughn, J.W. and Yan, X., 1991a, "An Insertion Technique Using the Transient Method with Liquid Crystals for Heat Transfer Measurements in Ducts," *Fouling and Enhancement Interactions, Rabas, T.J. and Chenoweth, J.M., Edited, ASME HTD-Vol. 164*, pp. 77~83.
- (19) Yan X., Baughn, J.W. and Mesbah, M., 1992, "The Effect of Reynolds Number on the Heat Transfer Distribution from a Flat Plate to an Impinging Jet," *ASME HTD-Vol. 226*, pp. 11~18.
- (20) Schlichting, H., 1979, *Boundary Layer Theory*, 7th ed., McGraw-Hill, New York.
- (21) Vedula, R.P., Metzger, D.E. and Bickford, W.B., 1988, "Effect of Lateral and Anisotropy Conduction on Determination of Local Convection Heat Transfer Characteristics with Transient Tests and Surface Coating," *ASME Collected Papers in Heat Transfer, HTD-Vol. 104*, pp. 21~27.
- (22) Kline, S.J. and Mcklintock, F.A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, No. 1, pp. 3~8.
- (23) Yoon, S.H., Kim, M.K. and Lee, D.H., 1996, "Turbulence Flow and Heat Transfer Characteristics of a Two-Dimensional Oblique Plate Impinging Jet," *KSME Int. J.*, Vol. 11, No. 4, pp. 476~483.
- (24) Chan, T.L., Ashfort-Frost, S. and Jambunathan, K., 2001, "Calibrating for Viewing Angle Effect During Heat Transfer Measurements on a Curved Surface," *Int. J. of heat and mass transfer*, 44, pp. 2209~2223.