

< 논 문 >

## 오목표면곡률이 난류원형충돌제트의 열전달에 미치는 영향

임 경 빈\* · 이 대 희\*\*

(1996년 11월 7일 접수)

### Concave Surface Curvature Effect on Heat Transfer from a Turbulent Round Impinging Jet

Kyung Bin Lim and Dae Hee Lee

**Key Words :** Round Impinging Jet(원형충돌제트), Liquid Crystal(액정), Concave Surface Curvature(오목곡률표면), Nusselt Number(누셀트)

#### Abstract

The effects of concave hemispherical surface curvature on the local heat transfer from a turbulent round impinging jet were experimentally investigated. The liquid crystal transient method was used for these measurements. This method, which is a variation on the transient method, suddenly exposes a preheated wall to an impinging jet while video recording the response of liquid crystals for the measurement of the surface temperature. The Reynolds number ranges from  $Re=11,000$  to  $50,000$ , the nozzle-to-surface distance from  $L/d=2$  to  $10$ , and the surface curvature from  $D/d=6$  to  $12$ . The present results are also compared to those for the flat plate case. In the experiment, the local Nusselt numbers tend to increase in all regions with an increasing surface curvature. The maximum Nusselt number for all Reynolds numbers occurred at  $L/d \cong 6$  and a second maximum in the Nusselt number occurred at  $R/d \cong 2$  for both  $Re=23,000$  and  $Re=50,000$  in the case of  $L/d=2$  and for  $Re=50,000$  only in the case of  $L/d=4$ . Meanwhile, as the surface curvature increases, the value of the secondary maximum Nusselt number decreases. All the other cases exhibit monotonically decreasing values of the Nusselt number along the curved surface. The stagnation point Nusselt numbers are well correlated with  $Re$ ,  $L/d$ , and  $D/d$ .

#### 기 호 설 명

$c_p$  : 플렉스그라스의 비열, J/Kg-K

$D$  : 오목 반구의 직경, m

$d$  : 노즐 직경, m

$h$  : 국소열전달계수, W/m<sup>2</sup>-K

$k$  : 플렉스그라스의 열전도계수, W/m-K

$L$  : 노즐과 충돌표면 사이의 거리, m

$Nu$  : 국소 누셀트수 ( $=hd/k$ )

$R$  : 정체점에서 반경방향거리, m

$Re$  : 제트 레이놀즈수 (based on nozzle diameter  $d$ )

$t$  : 시간, sec

$T$  : 온도, °C

$T^*$  : 무차원 표면온도

\*회원, 대전산업대학교 기계설계공학과

\*\*회원, 인제대학교 기계공학과

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

$\epsilon$  : 시험 표면의 방사율

$\rho$  : 플렉스그라스의 밀도,  $\text{kg/m}^3$

#### 하첨자

$j$  : 제트

$o$  : 초기

$s$  : 정체점

$w$  : 벽면

## 1. 서 론

최근 산업사회의 발달과 더불어 열유체기기의 사용은 광범위하게 확대되고 있으며 이러한 열유체기기의 열효율 향상 및 성능개선을 위한 연구가 매우 활발하게 이루어지고 있다.

특히 충돌제트(impinging jet)는 열유체기기의 열전달 효율을 증대시키는데 매우 폭넓게 사용되는 방법으로서 강관의 냉각, 유리의 템퍼링(tempering), 종이와 직물의 건조, 박막액정포시 장치(TFT-LCD)의 제조, 가스터빈과 연소기 구성부품 및 전자장비 냉각 등에서 광범위하게 응용되고 있다. 충돌제트의 유체 및 열전달 특성은 제트의 속도, 난류강도, 제트분사표면의 형태, 제트노즐의 형상 및 열경계조건 등을 포함한 많은 인자들의 영향을 받기 때문에 이들 인자에 대한 충돌제트의 연구는 많은 공학자들의 연구대상이 되어 왔다.<sup>(1-5)</sup>

그동안 충돌제트 열전달에 대한 연구는 수치적으로나 실험적으로 많은 연구가 이루어져 왔으나 제트가 충돌되는 표면의 형상이 평판인 경우가 대부분이었다.<sup>(6-9)</sup> 그러나 많은 산업 열유체기기들의 냉각에서 제트를 곡면에 충돌시키는 경우를 흔히 볼 수 있으며 이에 관한 연구는 그리 많지가 않다.

Thomann<sup>(10)</sup>은 난류경계층에서 오목한 표면의 곡률이 열전달에 미치는 영향을 연구한 결과 평판에 비하여 열전달이 약 20% 증가된다고 보고하였다. Metzger 등<sup>(11)</sup>은 오목한 원통형표면에 원형제트에 대한 냉각현상을 연구하여, 최대 열전달 계수와의 상관관계식을 제시하였다. Lee 등<sup>(12)</sup>은 볼록한 반구표면에 충돌되는 원형제트에 의한 열전달 현상을 실험적으로 연구하였다. 그들은

Reynolds 수, 노즐과 충돌면 사이의 거리, 표면곡률과 국소열전달계수와의 상관관계식을 구하였다. Gau 등<sup>(13)</sup>은 이차원 슬롯제트가 분사되는 원통형의 오목·볼록표면에서의 열전달현상을 연구하였으며, Reynolds 수, 표면곡률, 노즐과 충돌면 사이의 거리와 국소 및 평균열전달계수와의 상관관계식을 구하였다.

이와 같이 오목 또는 볼록한 곡면에서의 열전달 계수의 측정은 몇몇 연구가들에 의해 수행되어 왔지만 난류원형제트에 대한 오목한 반구표면에서 표면곡률변화에 따른 열전달특성에 관한 연구는 아직 보고된 적이 없다.

따라서 본 연구에서는 liquid crystal transient method를 사용하여 산업유체기기들에서 많이 볼 수 있는 곡률진 표면에 분사되는 충돌제트에 대한 열전달 특성을 규명하고자 실험적 연구를 수행하였다. 실험모형은 반구 오목표면(hemispherical concave surface)에 난류원형제트를 분사시켜 국소 열전달계수를 측정하였으며, 오목표면의 곡률변화, 제트의 속도, 거리에 따른 국소전달계수를 측정하고자 세 가지의 반구의 직경과 노즐직경과의 비( $D/d=6, 8, 12$ )와 세 가지의 Reynold 수( $Re=11,000, 23,000$  및  $50,000$ ) 및 다섯 가지의 노즐과 충돌표면 사이의 거리( $L/d=2, 4, 6, 8$  및  $10$ )에 대하여 실험을 수행하여 열전달특성을 연구해석하였다.

## 2. 실험장치 및 실험방법

### 2.1 실험장치

본 실험에 사용되는 실험장치의 개략도는 Fig. 1과 같다.

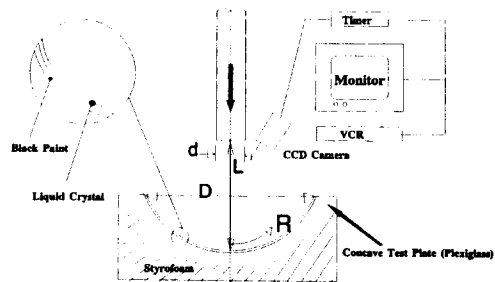


Fig. 1 Experimental apparatus of impinging jet on a concave curvature surface

유량조정이 가능한 원심송풍기에서 공급되는 공기제트는 충분히 유동이 발달된 긴 관(관직경 3.8 cm의 약 60배)을 통하여 측정표면에 분사되며 제트의 온도는 열교환기를 사용하여 주위공기의 온도차가  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  내로 되도록 유지시켰으며, 제트의 온도측정을 위하여  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  까지 보정된 K-형 열전대를 사용하였다.

실험모형은 4.8mm 두께를 가진 직경D가 30.5cm 인 plaxiglas로 만든 반구를 사용하였으며 반구의 아랫면에는 두꺼운 스티로폼을 사용하여 열손실을 최소화하였다.

실험모형의 오목표면에는 온도에 따른 색깔의 변화를 기록할 수 있게 하기 위하여 에어브러쉬(air brush)를 이용하여 매우 얇은 층(약 0.03mm ~ 0.05mm)으로 검은 페인트를 입힌 후 완전히 마른다음 그 위에 액정(liquid crystal)을 얇게 코팅하였다. 또한 CCD 카메라와 비디오장치를 설치하여 측정표면의 시간과 위치에 따른 액정의 온도반응에 따른 색의 변화를 기록할 수 있도록 하였다.

## 2.2 실험방법

본 실험에서는 오목표면에서의 난류원형 충돌제트에 대한 국소열전달계수를 측정하기 위하여 liquid crystal transient method를 사용하였다

이 방법은 측정표면을 검은페인트와 액정을 얇게 입혀서 오븐(oven)에서 제트온도보다 일정온도로 높게 가열하여 갑자기 충돌제트에 노출시킴으로써 시간과 거리에 따른 충돌표면의 온도변화를 비디오 시스템으로 기록하여 곡면에서 국소열전달계수를 측정하는 방법이다. 이러한 liquid crystal transient method는 최근 Yan 등<sup>(8)</sup>과 Baughn 등<sup>(14)</sup>이 액정을 이용한 온도 측정기법을 개발하여 덕트나 평판 등의 난류열전달현상을 규명하는데 사용하여 좋은 결과가 얻어졌음이 보고되었다. 액정은 색깔의 반복성이 뛰어나며 색깔의 반응이 비디오 시스템에 쉽게 기록될 수 있어 열전대나 다른 온도측정장치에 비하여 온도변화를 연속적으로 알 수 있고, 온도장 전체를 한 번에 가시화할 수 있기 때문에, 최근 온도장의 해석에 이 방법의 응용이 확대되고 있으며, 곡물진 덕트나 가스터빈 기의 냉각 등의 형상이 매우 복잡한 경우의 열전달 현상을 규명하는데 유용하게 이용될 수 있는 장점이 있다.

본 실험에 사용된 시험모형의 오목표면에서 유동방향의 열전도손실을 무시하면(Yan 등<sup>(8)</sup>, Vedula

등<sup>(15)</sup>) 대류열전달계수의 경계조건을 갖는 반무한(semi-infinite)고체에서의 과도열전도방정식의 측정표면의 온도분포는 다음과 같이 식 (1)과 (2)로 나타낼 수 있다.

$$T^* = \frac{T_w - T_j}{T_{w0} - T_j} = e^{-\gamma^2} \operatorname{erfc}(\gamma) \quad (1)$$

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

여기서  $T_w$ 는 액정에의해 측정되는 표면의 온도,  $T_{w0}$ 는 측정표면의 초기온도,  $T_\infty$ 는 제트의 온도이다.

오븐에서 가열하여 일정온도(약  $40^\circ\text{C}$ )로 유지된 측정표면에 충돌제트를 분사시키면 액정의 측정표면이 냉각되면서 표면에서 빨강과 노랑 및 초록으로 이루어진 등온선의 얇은 천이층(이하 R-G 천이층이라 칭함)이 나타나는데 측정위치에 따라 R-G 천이층을 나타내는 온도에 도달할 때까지의 시간 t를 위치에 따라 비디오 장치를 이용하여 측정하여식 (1)과 (2)로부터 국소열전달계수를 구할 수 있다.

측정표면에서 R-G 천이층이 나타나는 온도측정을 위한 교정을 위하여 알루미늄시편에 액정(liquid crystal)을 입혀 선형온도구배를 만들어 R-G 천이층이 나타나는 액정의 온도를 열전대를 이용하여 수회에 걸쳐 측정하였으며, 그 결과 본 실험에서 사용되었던 액정의 R-G 천이층의 온도는  $34.95^\circ\text{C} \pm 0.25^\circ\text{C}$ 이었다. 이때 온도측정을 위하여 사용된 열전대는 직경이 약 0.08mm인 네 개의 K-형으로 Rosemount 사의 항온조와 표준백금온도계(PRT, platinum resistance thermometer)를 사용하여 온도교정식을 만들어  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 까지의 정확성을 갖도록 온도를 교정하였다. 공기제트의 속도는 피토투브(pitot tube)와 마이크로 마노미터(micro-manometer)를 사용하여 측정하였으며 제트의 평균속도는 Schlichting<sup>(16)</sup>의 난류속도분포식을 사용하였다.

본 실험에서는 항온조에 연결된 열교환기를 이용하여 온도 ( $40 \pm 0.15^\circ\text{C}$ )를 일정하게 유지할 수 있게 제작한 오븐에 실험측정모형과 스티로폼으로 제작한 덮개와 함께 넣어 6~8시간 가열한 후 충돌제트에 갑자기 뚜껑을 열어 측정표면에 분사시켰으며 이때부터 측정표면에 나타나는 R-G 천이층의 시간을 측정하기 위하여 CCD 카메라, VCR, 타이머(Timer) 및 미발열성의 텅스텐 조명을 사용하였다.

또한 실험에서의 불확실성(uncertainty)을 해석하기 위하여 Kline과 Mcklintock<sup>(17)</sup>가 제시한 방법을 사용하여  $D/d=8$ ,  $Re=50,000$ ,  $L/d=6$  및  $R/d=5$ 인 경우에서의 실험결과를 Table 1에 나타내었다. Table 1에 나타난 바와 같이 Nu의 전체 불확실성(total uncertainty)은 약 9.8%이었으며, R-G 천이층의 온도측정의 불확실성이 가장 크게 나타났고, Reynolds 수의 불확실성은 약 2% 정도로 나타났다.

### 3. 결과 및 토의

#### 3.1 정체점에서의 열전달계수

대부분의 경우 정체점에서 열전달계수가 가장 크기 때문에 열유체기기의 냉각 혹은 가열하는 문제

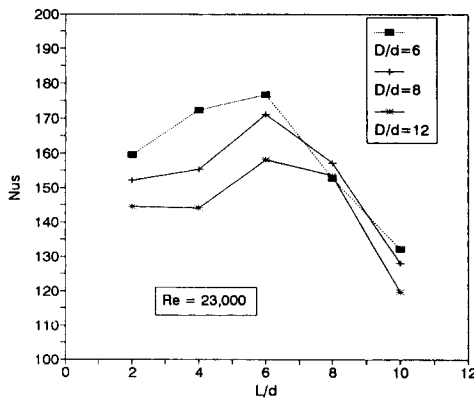
에서 정체점에서의 국소열전달의 측정은 매우 중요하다.

오목표면 곡률변화에 따른 정체점에서의 열전달 계수  $Nus$ 를  $Re=23,000$ 일 때  $D/d=6, 8$  및 12에 대하여 총돌표면 사이의 거리  $L/d$ 에 따라 측정된 결과를 Fig. 2에 나타내었다.

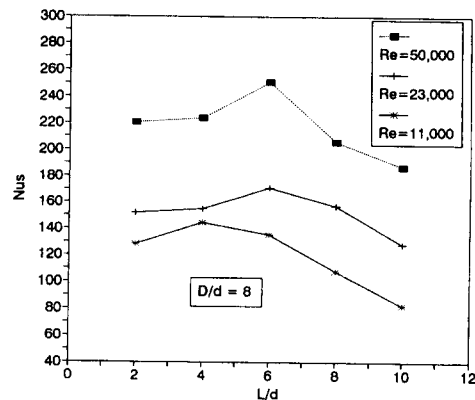
Fig. 2에서 나타난 바와 같이  $Nus$ 는  $D/d=6, 8$  및 12인 경우  $L/d=2\sim6$  사이에서 점차 커지다가  $L/d=6$ 에서 최대값을 갖다가  $L/d>6$ 에서는 점점 감소함을 볼 수 있으며 최대값을 갖는  $L/d=6$ 일 때의  $Nus$ 가  $L/d=10$ 일 때  $Nus$ 보다 약 32% 높게 나타났다. 또한 표면곡률효과가 클수록( $D/d$ 의 값이 작을수록) 열전달계수  $Nus$ 의 값은 증가함을 볼 수 있는데 이러한 결과는 표면곡률이 증가할수록 곡률효과로 인한 원심력이 유동을 불안정하게 하여

**Table 1** Uncertainty analysis (for  $D/d=8$ ,  $Re=50,000$ ,  $L/d=6$ ,  $R/d=5$ )

| Parameter $X_i$       | Typical Value      | $\delta X_i$ | $\left(\frac{\delta X_i}{X_i} \frac{\partial Nu}{\partial X_i}\right) \times 100 (\%)$ |
|-----------------------|--------------------|--------------|--|
|                       |                    |              | $R/d=5$  |
| $D$                   | 0.0403 (m)         | 0.0002       | 0.5  |
| $t$                   | 2.71 ; 19.86 (sec) | 0.08         | 0.2  |
| $T_{wo}$              | 40.01 (°C)         | 0.15         | 2.9  |
| $T_\infty$            | 26.5               | 0.1          | 1.1  |
| $T_{ih}$              | 34.95              | 0.25         | 7.5  |
| $\sqrt{(\rho C_p k)}$ | 569                | 29           | 5.3  |
| $\epsilon$            | 0.5                | 0.1          | 1.0  |
|                       |                    |              | $\delta Nu / Nu = 9.8 (\%)$  |



**Fig. 2** Effect of concave surface curvature on the stagnation point Nusselt number at  $Re=23,000$



**Fig. 3** Effect of Reynolds number on the stagnation point Nusselt number for  $D/d=8$

제트의 혼합영역에서 와류를 발생시켜 유동의 운동량 수송과 열전달을 증가시킨다는 Gau<sup>(13)</sup>의 실험결과와 일치한다.

Fig. 3에서는 Reynolds 수의 변화에 따른 정체점에서의 열전달계수를 노즐과 충돌표면 사이의 거리  $L/d$ 에 따라 측정된 결과를 나타내었다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 (Fig. 2에서도 나타나지만)  $Re=11,000$ 인 경우  $L/d=4$ 에서 최대열전달이 발생하고  $Re=23,000$  및  $50,000$ 에서는  $L/d=6$ 에서 최대열전달이 발생하며, 이는 Reynolds 수가 작아질수록 포텐셜코어의 길이가 짧아짐에 따른 현상으로 곡면에서의 충돌제트에 관한 실험을 수행한 Lee 등<sup>(12)</sup>의 제트의 중심선상의 속도분포 결과와 일치한다.

Lee 등<sup>(12)</sup>에 의하면  $Re=23,000$ 과  $50,000$ ,  $Re=11,000$ 의 경우 각각  $L/d=6$ 과  $L/d=4$ 에서 난류강도(turbulent intensity)가 가장 높고 제트의 중심속도가 노즐 출구속도가 거의 유지되기 때문에

이들지점에서 최대열전달이 발생하게 된다.

Figs. 4와 5에서는 본 실험에서 구한 정체점에서의 열전달계수  $Nus$ 를 Reynolds 수, 노즐과 충돌 표면사이의 거리  $L/d$  및 표면곡률  $D/d$ 의 향으로 아래와 같이 상관관계식을 나타내었으며, 이들의 표준편차는 5.6% 범위 내이다.

$2 \leq L/d < 6$ ,  $11,000 \leq Re \leq 50,000$  및  $6 \leq D/d \leq 12$ 인 경우

$$Nus = 3.01 Re^{0.43} (L/d)^{0.11} (D/d)^{-0.31} \quad (3)$$

$6 \leq L/d \leq 10$ ,  $11,000 \leq Re < 50,000$  및  $6 \leq D/d \leq 12$ 인 경우

$$Nus = 5.34 Re^{0.5} (L/d)^{-0.72} (D/d)^{-0.17} \quad (4)$$

식 (3), (4)의 상관관계식에서 볼 수 있듯이  $2 < L/d < 6$ 인 경우  $Nus \propto Re^{0.43}$ 에 따라 변하다가  $6 \leq L/d \leq 10$ 인 경우에는  $Nu \propto Re^{0.5}$ 에 비례함을 알 수 있는데 이는 노즐과 충돌 표면 사이의 거리가 증가할수록 주위 공기와의 커다란 운동량 교환으로 인한 난류강도가 증가하기 때문이며 Gau<sup>(13)</sup> 등과 Yan<sup>(8)</sup>의 실험결과에도 거의 비슷한 값을 나타내었다.

### 3.2 표면을 따른 국소열전달계수 분포

오목표면을 따른 국소열전달계수의 분포를 나타내기 위하여  $Re=11,000$ ,  $23,000$  및  $50,000$ 과  $L/d=2, 4, 8$ 인 경우에 본 실험에서 구한  $D/d=8$ 인 경우의 국소열전달계수 분포를 Figs. 6~8에 나타내었다.

그림에서 일반적으로  $Nu$ 는 Reynolds 수가 증가할수록 증가하였고, Fig. 6에서 보는 바와 같이  $L/$

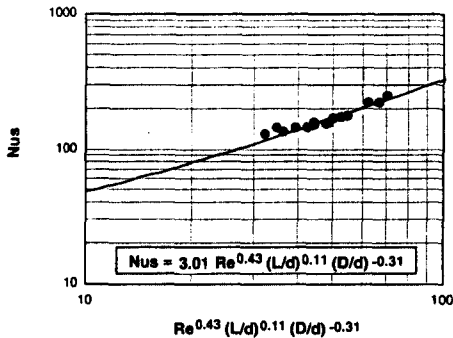


Fig. 4 Correlation of the stagnation point Nusselt number on the concave surface for  $11,000 \leq Re \leq 50,000$ ,  $6 \leq D/d \leq 12$  and  $2 \leq L/d < 6$

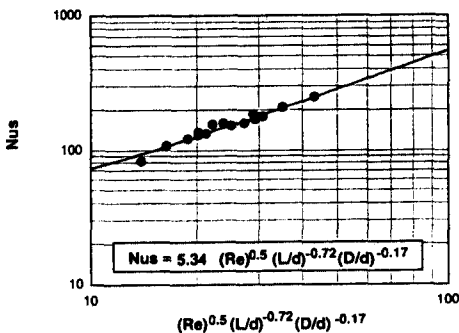


Fig. 5 Correlation of the stagnation point Nusselt number on the concave surface for a  $11,000 \leq Re \leq 50,000$ ,  $6 \leq D/d \leq 12$  and  $6 \leq L/d \leq 10$

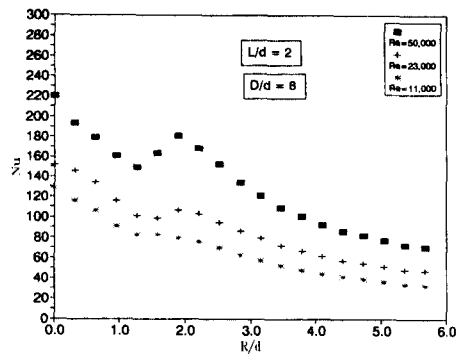


Fig. 6 Radial Nusselt number distributions along the concave surface for  $L/d=2$ ,  $D/d=8$  and various Reynolds numbers.

$d=2$ 인 경우  $Re=23,000$ 과  $Re=50,000$ 인 경우에는 정체점에서 최대값을 갖고 감소하다가  $R/d=1.3$ 에서  $Nu$ 는 다시 증가함을 볼 수 있으며, 또한 층류경계층에서 난류경계층으로의 천이과정에서 발생하는 2차 최대  $Nu$ 는  $R/d=2.0$ 에서 발생하고  $Re=11,000$ 인 경우  $R/d=1.3$  부근에서 기울기가 변함을 알 수 있으며, 표면에 따른 국소  $Nu$ 는 Reynolds 수가 증가할수록 증가함을 알 수 있다.

Fig. 7에서 알 수 있듯이  $L/d=4$ 인 경우에는 2차 최대  $Nu$ 는  $Re=50,000$ 인 경우에만  $R/d=2.0$ 에서 발생하고  $Re=23,000$ 인 경우에는  $R/d=1.3$  부근에서 기울기만 변하고 있음을 볼 수 있으며 Fig. 8에서와 같이  $L/d=8$ 인 경우에 표면을 따른 국소  $Nu$ 는  $R/d$ 에 따라 열경계층의 두께가 점차 커짐에 따라 단조감소(monotonic decrease)하게 나타났으며,  $L/d=6$ 과  $L/d=10$ 인 경우(지면 관 계상 그림은 생략)에도 같은 결과를 나타내었다.

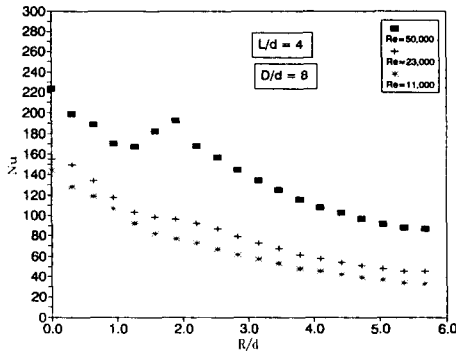


Fig. 7 Radial Nusselt number distributions along the concave surface for  $L/d=4$ ,  $D/d=8$  and various Reynolds numbers.

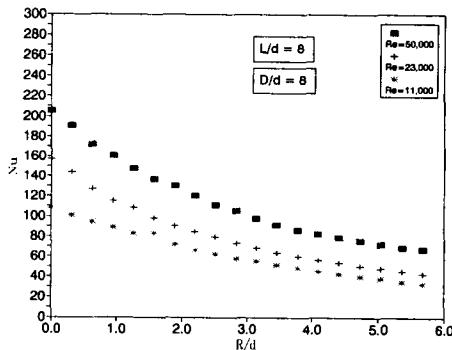


Fig. 8 Radial Nusselt number distributions along the concave surface for  $L/d=8$ ,  $D/d=8$ , and various Reynolds numbers.

표면곡률의 변화에 따른 국소열전달계수를 구하고자  $D/d=6, 8$  및  $10$ 의 각각에 대하여  $Re=23,000$ 일 때  $L/d=2, 4, 6, 8$  및  $10$ 인 경우 오목 표면에서의 국소열전달계수 분포를 Fig. 9~11에 나타내었다.

일반적으로 그림에서 보는 바와 같이 최대열전달계수는 정체점에서의 열전달계수  $Nus$ 와 같이  $L/d=6$ 에서 발생함을 알 수 있으며, Fig. 9에서는  $D/d=6$ 인 표면곡률을 갖는 경우에 있어서  $Nu$ 를 나타내었는데  $L/d=2$ 인 경우  $R/d=1.3$  부근에서 기울기가 변함을 알 수 있다. 또한,  $D/d=8$ 인 곡률을 갖는 경우에 국소열전달계수 분포를 나타낸 Fig. 10에서는  $L/d=2$ 인 경우  $R/d=2.0$ 에서 2차 정점이 나타나고  $L/d=4$ 인 경우  $R/d=1.3$  부근에서 기울기가 변함을 볼 수 있으며 Fig. 11에 보는 바와 같이  $D/d=12$ 인 경우  $L/d=2$ 와  $L/d=4$ 인 경우  $R/d=2.0$ 에서 2차 정점에 나타나고  $L/d$

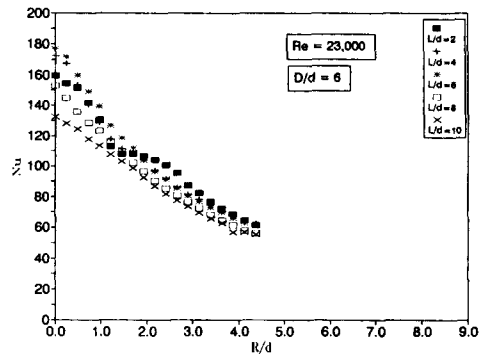


Fig. 9 Radial Nusselt number distributions along the concave surface for  $D/d=6$ ,  $Re=23,000$ , and various nozzle-to surface distances.

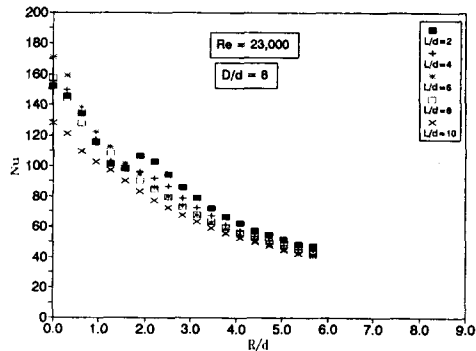


Fig. 10 Radial Nusselt number distributions along the concave surface for  $D/d=8$ ,  $Re=23,000$ , and various nozzle-to surface distances.

=6인 경우  $R/d=1.3$  부근에서 기울기가 변함을 볼 수 있다.

이는 표면곡률이  $D/d=6, 8$  및  $12$ 와 Reynolds 수  $Re=11,000, 23,000$  및  $50,000$ 과 노즐과 충돌 표면 사이의 거리  $L/d=2, 4, 6, 8$  및  $10$ 의 경우에 있어서 2차 정점이 나타나는 분기점 (threshold)은  $Re \geq 23,000$ 이고  $L/d \geq 4$ 이며  $D/d \geq 8$ 일 경우에 나타남을 볼 수 있으며 또한 Figs. 6 와 7에서도 이것을 볼 수가 있다.

표면곡률이  $D/d=6, 8$  및  $12$ 인 경우와 평판( $D/d=\infty$ )에서의 국소열전달계수 분포를 비교하기 위하여  $Re=23,000$ 일 때  $L/d=2, 4, 6$  및  $10$ 인 경우의 국소열전달계수 분포를 Figs. 12~15에 나타내었다.

Fig. 12에서와 같이  $L/d=2$ 일 때 본 실험에서 표면곡률이 가장 큰  $D/d=6$ 인 경우 2차 정점은 나타나지 않고 기울기만 변함을 알 수 있으며, 표면곡률이 가장 작은  $D/d=\infty$ (평판)인 경우 2차

최대  $Nu$ 는 정체점에서의  $Nu$ 에 비하여 그 증가폭이 가장 크게 나타남을 알 수 있다.

Fig. 13에서와 같이  $L/d=4$ 인 경우에 있어서  $D/d=6$ 과  $8$ 에서는 기울기만 변함을 알 수 있고  $D/d=12$ 와  $D/d=\infty$ 인 경우 2차 최대  $Nu$ 의 증가

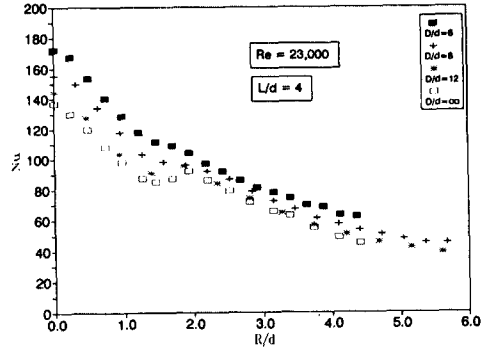


Fig. 13 Effect of the concave surface curvature on the local Nusselt number  $L/d=4$  and  $Re=23,000$

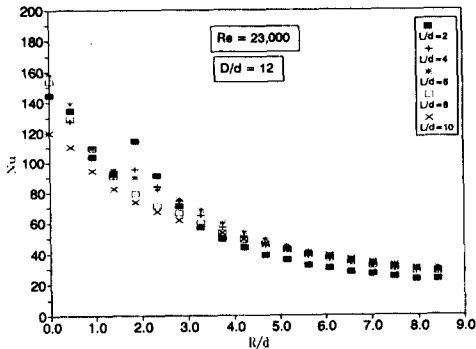


Fig. 11 Radial Nusselt number distributions along the concave surface for  $D/d=12, Re=23,000$ , and various nozzle-to surface distances.

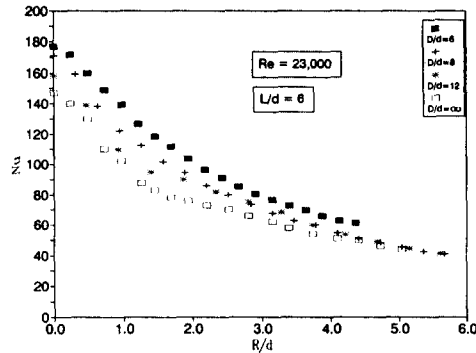


Fig. 14 Effect of the concave surface curvature on the local Nusselt number  $L/d=6$  and  $Re=23,000$

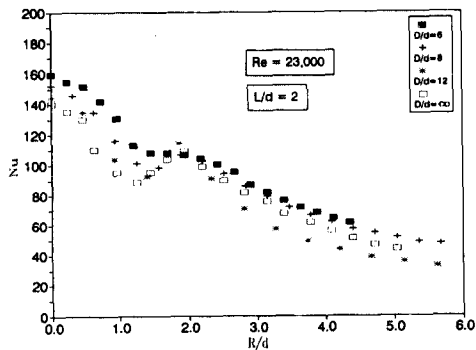


Fig. 12 Effect of the concave surface curvature on the local Nusselt number  $L/d=2$  and  $Re=23,000$

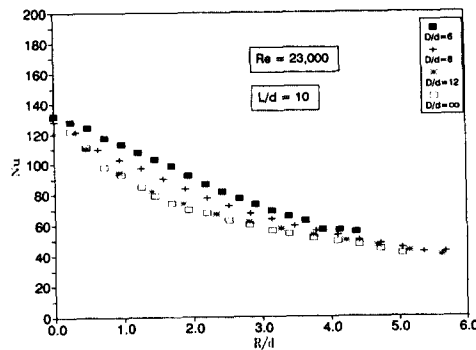


Fig. 15 Effect of the concave surface curvature on the local Nusselt number  $L/d=10$  and  $Re=23,000$

폭이 점점 커짐을 알 수 있다. 따라서 본 실험에서 구한 표면곡률에 따른 국소열전달계수 분포는 곡률이 증가( $D/d$ 의 값은 감소)함에 따라 2차 최대  $Nu$ 는 정체점에서의  $Nu$ 에 비하여 그 증가폭이 감소하게 나타남을 알 수 있으며 Figs. 14와 15에서 보는 바와 같이  $L/d=6$  이상에서는 곡률에 관계 없이 2차 최대  $Nu$ 는 나타나지 않고  $R/d$ 에 따라 단조 감소하게 나타났다. 또한 각 표면위치에서 국소열전달계수는 정체점의 열전달계수와 같이 평판보다 높게 나타남을 알 수 있으며 이러한 현상은 표면을 따른 곡률의 영향으로 경계층의 두께를 감소시킴에 따라 난류강도와 열전달을 증가시키는 결과라고 생각한다

#### 4. 결 론

본 연구에서는 liquid crystal transient method를 사용하여  $D/d=6, 8$  및 12의 세 가지 곡률을 갖는 오목표면에 분사되는 난류원형제트에 대한 국소열전달계수를  $Re=11,000, 23,000$  및  $50,000$ 의 세 가지 Reynolds 수와  $L/d=2, 4, 6, 8$  및 10의 다섯 가지 노즐과 충돌면 사이의 거리에서 측정된 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 정체점에서  $Re=11,000$ 인 경우를 제외하고 정체점을 포함한 모든 영역에서 최대열전달은 표면곡률에 관계 없이 정체점을 포함한 모든 영역에서 충돌제트와 분사표면 사이의 거리  $L/d=6$ 에서 발생하였다.

(2) 본 실험의 결과 정체점에서의 열전달계수  $Nus$ 를 Reynolds 수, 표면곡률  $D/d$  및 노즐과 충돌면 사이의 거리  $L/d$ 의 함수로 관계식을 나타낼 수 있었다. 이때  $2 \leq L/d \leq 6$ 인 경우  $Nus \propto Re^{0.48}$ 에 따라 변화하다가  $6 \leq L/d < 10$ 에서는  $Nus \propto Re^{0.5}$ 에 따라 변화하였다. 이는 노즐과 충돌면 간의 거리가 커질수록 주위 공기의 유입량이 커짐에 따라 난류강도가 증가하는데 따라서  $Nus$ 가  $Re$ 에 비례하는 정도가 증가함을 보여주는 것이다.

(3) 정체점을 포함한 모든영역에서 표면곡률이 증가할수록 열전달계수  $Nu$ 는 증가하며  $L/d=2$ 일 때  $D/d=6$ 의 곡률이 있는 오목표면이 평판보다 최대 36.8% 높게 나타났다.

(4) 2차 최대  $Nu$ 는 곡률에 관계 없이  $L/d=2$ 일 때  $Re=23,000$ 과  $Re=50,000$ 의 경우와  $L/d=4$ 일 때  $Re=50,000$ 인 경우에는  $R/d=2.0$ 에서 발생하

며,  $L/d=2$ 일 때  $Re=11,000$ 의 경우와  $L/d=4$ 일 때  $Re=23,000$ 과  $Re=11,000$ 의 경우에는  $R/d=1.3$  부근에서 기울기만 변화였고  $L/d=6$  이상에서는 모두 단조 감소하였다.

(5) 표면곡률이 증가할수록 2차 최대  $Nu$ 는 정체점에서의  $Nu$ 에 비해서 그 증가폭이 감소하게 나타나며 본실험의 범위에서 2차 정점이 나타나는 분기점(threshold)는  $Re \geq 23,000$ 과  $L/d \leq 4$ 와  $D/d \geq 8$ 인 경우에 나타났다.

#### 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., 1991, "A Preheated -Wall Transient Method for Measurements of the Heat Transfer from a Surface to an Impinging Jet," *Proceedings, Eurotherm Seminar No. 25, Pau, France*, pp. 1~7.
- (3) 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.
- (4) 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.
- (5) Martin, H., 1977, "Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces," *Advances in Heat Transfer*, Vol. 13, pp. 1~60.
- (6) 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.
- (7) Hrycak, P., 1983, "Heat Transfer from Round Impinging Jets to a Flat Plate," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 26, pp. 1857~1865.
- (8) 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. 1~7.
- (9) Lee, D. H., Grief, R., Lee, S. J. and Lee, J. H., 1994, "Heat Transfer from a Surface to a Fully Developed Axisymmetric Impinging Jet," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 37, pp. 967~976.
- (10) Thomann, H., 1968, "Effect of Streamwise Wall Curvature on Heat Transfer in a Turbulent Boundary Layer," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 33, pp. 283~292
- (11) Metzger, D. E., Yamashida, T. and Jenkins, C. W., 1969, "Impingement Cooling of Concave Surfaces with Lines of Circular Air Jets," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 91, pp. 149~158.
- (12) Lee, D. H., Chung, Y. S. and Kim, D. S., 1996, "Turbulent Flow and Heat Transfer Measurements on a Curved Surface with a Fully Developed Round Impinging Jet," *Accepted for the International Journal of Heat and Fluid Flow*
- (13) Gau, C., and Chung, C. M., 1991, "Surface Curvature Effect on Slot-Air Jet Impingement Cooling Flow and Heat Transfer Process" *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 858~864.
- (14) Baughn, J. W. and Y. X. an, X., 1991, "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.
- (15) Vedula, R. P., Metzger, D. E. and Bickford, W. B., 1988, "Effect of Lateral and Anisotropic 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.
- (16) Schlichting, H., 1979, *Boundary Layer Theory*, 7th ed., McGraw-Hill, New York.
- (17) Kline, S. J. and Mcklintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, No. 1, pp. 3~8.