

평면제트와 충돌면과의 거리변화에 따른 열전달 특성

김문경* · 김동건** · 윤순현***

Heat transfer characteristics of distance between impinging surface and a plane jet

M. K. Kim*, D. G. Kim**, S. H. Yoon***

Key words : Plane jet(평면제트), Impinging surface(충돌면), Heat transfer(열전달), Liquid crystal(액정), Gold coated film(금박막), Nusselt number(누셀트수)

Abstract

Heat transfer characteristics of distance between impinging surface and a plane jet were experimentally investigated. The local heat transfer coefficients were measured by a thermochromic liquid crystal(TLC). The jet Reynolds number studied was varied over the range from 10,000 to 30,000, the nozzle - to - plate distance(H/B) from 4 to 10. It was observed that the Nusselt number increases with Reynolds number, the occurrence of the secondary peak in the Nusselt number is within the potential core region, the potential core of the jet flow can reach the impinging surface so that the wall jet can a transition from laminar to turbulent flow, resulting in a sudden increase in the heat transfer rate.

기호설명		Nu : 누셀트 수	hB/k
A : 금박막의 단면적	[m ²]	Re : 레이놀즈 수	$U_j B/v$
B : 노즐 출구폭	[m]	q : 열유속	
f : 금박막의 도금균일도		S : 충돌면위에서의 주류축좌표	
H : 노즐출구와 충돌판과의 거리	[m]	T_a : 주위 공기 온도	[°C]
h : 열전달 계수		T_j : 노즐출구 온도	[°C]
I : 전류	[A]	T_w : 충돌면 온도	[°C]
k : 열전도 계수		V : 전압	[V]
		W : 노즐출구의 높이	[m]

* 창원전문대학 기계설계과(원고접수일 : 98년 2월)

** 부산대학교 대학원 기계공학부

*** 부산대학교 기계공학부, 기계기술연구소

- v : 동점성계수
- c : 방사율
- σ : 스테판-볼츠만 상수

참 자

- a : 공기
- av : 평균값
- j : 노즐 출구
- m : 최대값

1. 서 론

충돌제트는 열 및 물질 전달 효과를 극대화할 수 있는 장점 때문에 실제 산업현장에서 널리 이용되고 있다. 특히 제철 및 금속의 열처리 등 급속한 열전달이 필요한 경우나 터빈 기의 막냉각, 전자부품의 냉각, 플립공정에서의 냉각 등의 지속적인 열전달이 요구되는 경우, 그리고 제지나 인쇄, 유리공업의 건조 공정분야에서 폭넓게 적용되고 있다. 더구나 충돌제트는 동력원의 용량이 비교적 소규모이며 유동의 제어를 통한 열 및 물질 전달량의 미소조정이 용이하다는 잇점을 갖고 있기 때문에 경제성이 또한 높다.

충돌 제트에 관한 열전달 연구는 궁극적으로 열 및 물질 전달 효과를 극대화 시키는것이 목적이며, 최근에는 노즐 출구의 초기조건, Reynolds 수, 노즐과 충돌판과의 거리, 노즐 형상, 제트 유입 온도, 그리고 제트 충돌 표면의 곡률 등의 변화에 대한 연구가 활발히 진행되어 왔다^(1~3).

다양한 노즐형상과 유동조건에 대한 열전달 측정은 많은 연구자들에 의해서 조사되었다. Gardon과 Akfirat^(4,5)은 평판에 수직 충돌하는 2차원 슬롯제트의 열전달 효과를 조사하여 평판과 노즐간의 간격이 노즐 폭의 8~10배인 경우 열전달이 극대화됨을 확인하였다. 또한 노즐과 평판 간격이 좁은 경우($H/B < 6$) 정체점 외의 제2의 열전달 피크점이 나타남을 관찰하고, 이를 경계층의 천이에 의한 것으로 추론하였다. 또한 Hoogendoorn⁽⁶⁾은 노즐형상과 긴 관을 이용하여 정체점에서 열전달에 대한 난류의 영향을 조사하였다.

Baughn과 공동연구자들^(7~9)은 완전히 발달된 원형제트가 충돌판 위에 충돌될 때의 열전달측정을 수행하였다. 최근 Lee등^(10,11)은 타원형 노즐과 완전 발달된 축대칭노즐을 이용하여 열전달 특성을 연구하였다.

본 연구는 2차원 평면제트와 충돌면과의 거리변화에 따른 열전달 특성을 실험적으로 조사하고자 하였다. 벽면 등열유속 경계조건을 만들기 위하여 금박막(gold coated film)을 충돌면에 부착하였으며, 액정(liquid crystal)과 디지털 영상처리 장치를 이용하여 충돌벽면에서의 온도를 측정하고 열전달 계수를 구하였다. 이때 이용된 유체는 공기이며 상온에서 실험을 하였다. 아울러 벽면의 열전달 계수에 영향을 미치는 Reynolds 수, 노즐 출구와 충돌면과의 무차원거리(H/B)의 변화에 따른 열전달 계수를 측정하였다.

2. 실험장치 및 액정교정

2.1. 실험장치

Fig. 1은 충돌 제트에 의한 열전달 실험장치의 개략도이다. 본 연구에서 사용된 풍동은 5 마력 삼상 전동기로 구동되는 개회로 저속 풍동으로써 시

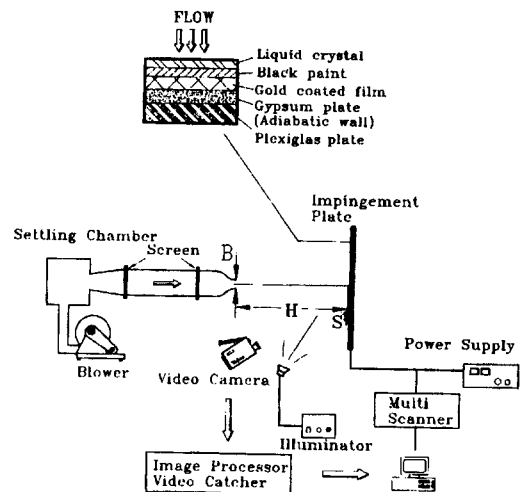


Fig. 1. Schematic diagram of the experimental apparatus for the heat transfer measurements

험구간을 포함하여 전체길이는 약 6m이다. 유동은 원심형 송풍기로부터 확대부(diffuser), 정류실(settling chamber) 및 축소노즐을 통하여 충돌판(impingement plate)으로 분사된다. 노즐 출구 속도는 전동기의 전원회로에 장치된 전원 주파수 변환기에 의해서 0~30 m/s 범위에서 조절된다. 한편, Fig. 1에서 노즐의 축소비는 4.53이며, 노즐 출구의 높이(W)와 폭(B)은 350 mm×26.5 mm이고, 형상비(W/B)는 약 13이다.

시험에 사용한 충돌판은 높이는 350mm, 길이 1.5m, 두께 20mm의 아크릴판위에 석고판을 부착시켜 제작하였다. 충돌판은 등열유속 경계조건을 만들기 위해 석고판 중간위치에 600mm×50mm 크기의 금박막을 부착시켰으며, 전류가 고르게 흐를 수 있도록 금박막의 양끝에 구리전극을 붙였다. 이때 구리전극은 전류선트(용량 50 mV, 5A)와 직렬로 가변 전압계에 연결되어 금박막에 공급되는 전압을 조절할 수 있게 하였으며, 금박막으로의 입력전류와 전압강하를 정확하게 측정할 수 있게 하였다.

대류 열전달 현상을 실험하는 경우 등열유속 경계조건이 실험의 편이성으로 인해 많이 채택된다. 본 연구에서는 0.13mm 두께의 폴리에스테르 필름에 20A 정도의 두께로 금을 입힌 금박막(gold coated film)을 사용하여 등열유속 경계조건을 설정하였다. 일종의 전열선인 금박막에 흑색도료(black paint)와 액정(liquid crystal)을 도포하고 DC 전력을 공급하면, 도금된 금박의 저항으로 인하여 발열이 생기므로 공급한 전력의 양에 따라 일정한 열유속이 발생하게 되고, 표면 열전달량에 따라 온도 분포가 그에 맞는 액정의 색상으로 나타나게 된다. 금박막의 뒷부분에는 석고 단열재(gypsum plate)를 사용하여 벽면 뒤쪽 방향으로의 열전도를 최대한 차단시켰다.

2.2. 액정의 교정

열전달 효과를 실험적으로 연구하려면 무엇보다도 온도값을 정확히 측정할 수 있어야 하는데 본 연구에서는 열전대나 백금센서 등의 점센서(point sensor)에 비하여 유동장에 교란을 주지 않고, 넓은 범위에 걸쳐 정확한 온도 측정이 가능한 액정을

사용하였다. 액정의 색상 변화는 정확하게 같은 온도에서 같은 색상이 재현되는 특성을 보이므로 정확한 실험을 위해서는 매우 엄정한 교정이 선행되어야 한다. 교정실험을 위하여 길이 30 cm의 황동 각주의 윗쪽에는 열원을 설치하고, 아래 부위는 낮은 온도의 항온조에 담금으로써 거의 1차원적인 온도구배를 형성시킬 수가 있다. 이러한 1차원적인 온도변화에 의하여 황동 각주의 표면에 도포된 액정을 통하여 관찰할 수 있는데, 이 색상을 칼라 영상처리장치(color image processing system)를 이용하여 분석하였다. 액정 교정 실험에 사용된 온도센서는 NAMAS(National Measurement Accreditation Service)에서 -70 ℃ ~ 420 ℃ 구간을 교정하여 ±0.01℃의 불확실성을 가지는 교정식을 구하여 놓은 Pt100Ω 백금저항온도계(platinum resistance thermometer)였다. 본 실험에서는 촬영거리 1.5m, 촬영각도 90°, 광원거리 60cm, 광원각도 60°로 설정하였다. 광원은 발열량이 거의 없고, 전 파장의 빛이 고루 분포되는 백색 광원인 광섬유 조명(fiber optic illuminator)을 사용하였다. 본 연구에서는 빛깔(hue), 맑기(saturation), 밝기(intensity) 등 액정의 세가지 색상 특성 중 특정 온도구간에서 선형성이 좋은 빛깔과 온도간의 상관관계를 구하여 Camci 등(12) 및 Kim⁽¹³⁾의 방법에 따라 구한 결과와 비교하여 ±0.22 ℃의 온도 측정 정확도를 갖는다.

2.3. 실험방법 및 해석

노즐 출구 온도는 백금온도센서로 정교하게 교정한 열전대를 사용하여 측정하였다. 또한 열유속 크기는 공급 전력을 조절하여 구하고, 벽면의 열전달량에 따라 온도분포가 다르므로 인하여 액정의 색상이 나타나게 된다. 영상처리 시스템을 이용하여 디지털로 나타나는 빛깔로부터 교정식을 통해 각 위치에서의 온도값이 환산되고 국소 대류 열전달 계수는 다음 식에서 계산된다.

$$h = \frac{q''_{conv}}{(T_w - T_j)} \tag{1}$$

이 때의 T_w 은 벽면 상에서의 온도, T_j 는 제트 출구의 온도를 의미한다.

$$q''_{conv} = \frac{f \cdot I \cdot V}{A} - q''_{rad} - q''_{cond} \quad (2)$$

여기서 q''_{conv} 는 정미열유속을 의미하며, 공급된 전력에 의한 열유속에서 복사와 전도에 의한 열손실을 뺀 값에 해당된다. 식(2)에서의 f 는 금박막의 도금균일도를 나타내는 값으로, Lee 등(11)에 의하면 금박막의 크기를 작게 하고 금박막 물의 중간부분을 취할 경우 0.98 이상이 된다. 따라서 본 연구에서는 f 를 1로 두고 추후에 불확실성 분석에서 2%의 오차를 감안해 주었다. 그리고, 본 실험의 경우 전류 측정에서 야기되는 불확실성을 최대한 낮추기 위하여 0.05%의 오차를 가지는 전류셴트(current shunt)를 사용하였다. 또, 식에서 복사에 의한 열유속 손실은 벽면과 외기의 온도에 대한 스테판-볼츠만 관계식을 적용한 다음식과 같다.

$$q''_{rad} = \epsilon \sigma [(T_w + 273.15)^4 - (T_a + 273.15)^4] \quad (3)$$

여기서, σ 는 스테판-볼츠만 상수이고 T_a 는 주위의 온도를 의미한다. 흑색도료와 액정의 방사율 ϵ 는 약 0.9의 값을 가지는 것으로 측정되었다. 전도에 의한 열손실(q''_{cond})은 뒷 면의 단열재 열전도계수가 작으므로 총 발열량의 1%로 간주하였다. 한편, I, V, A 는 각각 금박막을 통과하는 전류, 금박막을 통한 전압강하, 금박막의 표면적을 나타낸다.

또한 Reynolds 수와 Nusselt 수는 아래와 같은 식으로 정의된다.

$$Re = \frac{U_j B}{\nu} \quad (4)$$

$$Nu = \frac{hB}{k}$$

여기서, U_j, B, ν, k 는 각각 노즐출구 속도, 노즐 폭, 동점성계수, 열전도계수이며, 동점성계수와 열전도계수는 21.2℃에서 산정된 값이다.

이상의 실험 조건을 근거로 하여 Kline과 Mcklintock⁽¹⁴⁾의 방법을 사용하여 Nusselt 수의 불확실성을 Table 1에서처럼 계산하였다. 그 결과 $H/B=6, Re=30,000$ 일 때 불확실도가 3.62%이다. 이 때 금박막 도금의 균일도를 나타내는 f 의 불확실도가 가장 크게 나타났으며, 금박막 표면적의 불확실도

Table 1. Nusselt number uncertainty analysis

xi	Unit	Value	δx_i	$\frac{\delta x_i}{Nu}$	$\frac{\delta Nu}{Nu} \times 100(\%)$
f		1.0	0.02		1.97
A	[m ²]	0.0025	4.975×10^{-5}		1.90
T_w	[℃]	35.6	0.22		1.56
V	[V]	11.291	0.125		1.06
I	[A]	0.45	5.0×10^{-3}		1.06
T_a	[℃]	21.2	0.14		0.93
B	[m]	0.0265	5.0×10^{-3}		0.23
ϵ		0.9	0.05		0.21
Total Nu uncertainty : $\frac{\delta Nu}{Nu} = 3.62\%$					

가 다음으로 큼을 알 수 있다.

3. 실험결과 및 고찰

Fig. 2는 $H/B=4$ 이고, $Re=10,000, 20,000, 30,000$ 에서 국소 Nusselt 수의 분포를 보여주고 있다. Reynolds 수의 증가에 따라 노즐출구에서의 속도증가로 인한 에너지교환이 활발하여 Nusselt 수가 전체적으로 증가함을 알 수 있다. 또한 유동이 충돌판과 부딪치면서 많은 에너지 교환을 가져오는데 $Re=30,000$ 일 때, $S/B=6\sim 8$ 지점에서 2차 극대점을 나타내고 있다. 이는 노즐출구로부터의 유동이 층류에서 벽제트로 발전되기 전에 짧은기간의 천이유동에 의한 것이다. 그러나 Re 가 작을수록 유동에 의한 에너지의 약화로 충돌판과의 충돌 후 2차 극대점은 점점 사라지고 있음을 알 수

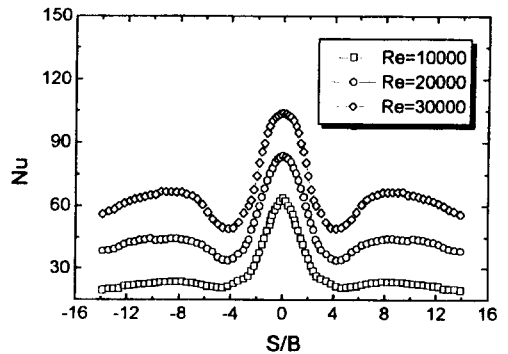


Fig. 2. Distributions of local Nusselt number on the plate surface for $H/B=4$ and various Reynolds number

있다.

Fig. 3은 $H/B=6$ 에서 Reynolds 수에 대한 분포를 나타내고 있는데 본 연구에서 실험한 바에 의하면 $H/B=6$ 에서 포텐셜코어가 형성됨을 확인하였고, 유동의 특징은 포텐셜 코어 영역($H/B=6$)을 경계로 변화되고 있다. 즉 $Re=30,000$ 이더라도 $H/B=4$ 에서는 2차 극대점이 넓은 분포까지 영향을 미치다가 포텐셜 코어 영역 내에서는 국소적인 2차 극대점이 뚜렷하게 보이고 있다. 포텐셜 코어 영역 밖인 Fig. 4에서는 $H/B=8$ 의 조건에서 2차 극대점은 나타나지 않고 유동의 형태가 외부와의 유동 혼합이 활발이 이루어지게 됨으로써 전체적인 Nusselt 수가 증가 되었음을 알 수 있다. Fig. 5

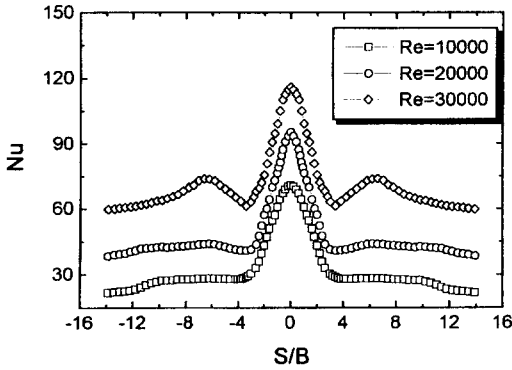


Fig. 3. Distributions of local Nusselt number on the plate surface for $H/B=6$ and various Reynolds number

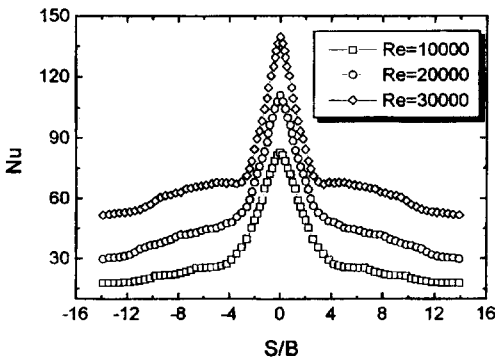


Fig. 4. Distributions of local Nusselt number on the plate surface for $H/B=8$ and various Reynolds number

수에 대한 상관관계식을 구한 것이다. 즉 본 연구에서는 최대 Nusselt 수가 포텐셜 코어 영역 내에서 Reynolds 수의 영향을 더 많이 받고 있음을 알 수 있다. Fig. 6은 노즐출구와 충돌판과의 거리변화에 대한 최대 Nusselt 수를 Reynolds 수에 따라 나타낸 것이다. 본 실험조건에서 최대 Nusselt 수를 갖기 위해서는 Reynolds 수에 관계없이 $H/B=8$ 에서 가장 크게 나타남을 알 수 있다⁽⁴⁵⁾. 즉 노즐출구에서 나오는 유동이 외부유체와의 혼합이 가장 활발하게 이루어진다는 것을 예측 할 수 있다. 즉 Fig. 7은 평균 Nusselt 수를 나타낸 것으로써 Fig. 6에서 설명한 것이 보다 분명함을 잘 나타내 주고 있다.

Fig. 7에서 나타낸 평균 Nusselt 수, Nu_{av} 를 다음과 같이 정의한다.

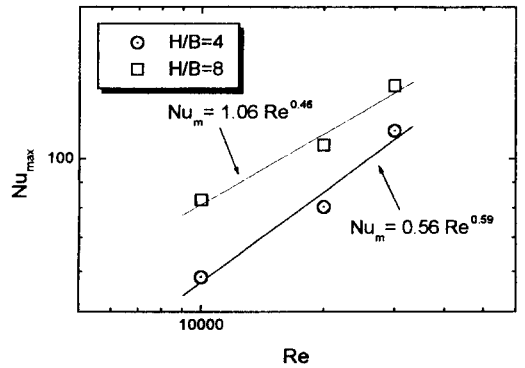


Fig. 5. Correlations between maximum Nusselt number and Reynolds number for $H/B=4,8$

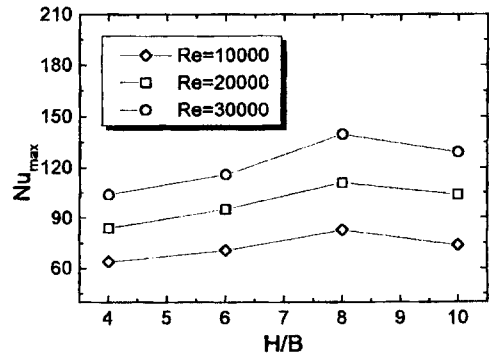


Fig. 6. Variation of the maximum Nusselt number with nozzle-to-plate distances for various Reynolds number

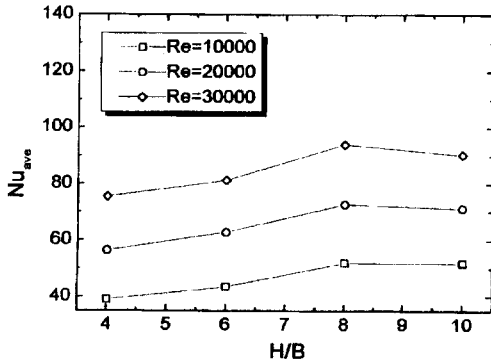


Fig. 7. Variation of the average Nusselt number with nozzle - to - plate distances for various Reynolds number

$$Nu_{av} = \frac{1}{X_{max}} \int_0^{X_{max}} Nu \, dx \quad (5)$$

여기서, X_{max} 는 Nusselt 수가 최대 값을 갖는 위치이다.

4. 결 론

본 연구에서는 액정과 금박막을 사용하여 등열 유속 경계 조건하에서의 2차원 평면 제트와 충돌면과의 거리변화가 대류열전달에 미치는 영향에 대하여 조사하였다. 벽면 온도의 판별을 위하여 빛깔(hue)과 온도 관계를 이용하는 교정기법을 사용하였다. 노즐 출구에 근거한 Reynolds 수와 평판과 노즐간의 거리(H/B)에 대한 국소 Nusselt 수의 분포양상을 관찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) $Re=30,000$ 에서 포텐셜 코어 영역 내(H/B) 6)에서는 제트가 충돌판에 충돌후 층류의 특성에서 난류특성으로 바뀌는 과정에서 천이 영역으로 인한 2차 극대점이 뚜렷이 존재하였고, 포텐셜 코어 영역 밖에서는 외부와의 유체 유입으로 인하여 평균 열전달은 증가되었지만, 2차 극대점은 존재하지 않는다.
- 2) H/B가 4에서 8로 증가하면서 $Num \propto Re^{0.59}$ 에서 $Num \propto Re^{0.46}$ 으로 변하는데 이것은 포텐셜 코어 내에서는 Reynolds 수가 증가할수록 노즐 출구로부터의 강한 유동이 충돌판의 열전달을 향상시키는 요인이다.

- 3) H/B=8일 때 외부와의 유동 혼합이 활발함으로 인하여 최대 Nusselt 수와 평균 Nusselt 수가 가장 크게 나타났다.

후 기

본 연구는 부산대학교 기성희비 및 부산대학교 발전기금 학술연구조성비지원에 의하여 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 진심으로 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Jambunathan, K. E., Lai, Moss, M. A. and But-ton, B. L., 1992, "A Review of Heat Transfer Data for Single Circular Jet Impingement," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 13, pp. 106~115.
- (2) Viskanta, R., 1993, "Heat Transfer to Impinging Isothermal Gas and Flame Jets," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 6, pp. 111~134.
- (3) Gardon, R. and Cobonpue, J., 1962, "Heat Transfer Between a Flat Plate and Jets of Air Impinging on It," *ASME International Development in Heat Transfer*, pp. 454~459.
- (4) Gardon, R. and Akfirat, J. C., 1965, "The Role of Turbulence in Determining the Heat Transfer Characteristics of Impinging Jets," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 8, pp. 1261~1272.
- (5) Gardon, R. and Akfirat, J. C., 1966, "Heat Transfer Characteristics of Impinging Two - Dimensional Air Jets," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 88, pp. 101~108.
- (6) Hoogendoorn, C. J., 1977, "The Effect of Turbulence on Heat Transfer at Stagnation Point," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 1333~1338.
- (7) Baughn, J. W. and Shimizu, S., 1989, "Heat Transfer Measurement From a Surface With Uniform Heat Flux and an Impinging Jet," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 1096~1098.
- (8) Baughn, J. W., Hechanova, T. E. and Yan, X., 1991, "An Experimental Study on Entrainment Effects on the Heat Transfer From a Flat Surface to a Heated Circular Impinging Jet," *ASME*

- J. Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 1023~1025.
- (9) 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* .
- (10) Lee, S. J., Lee, J. H. and Lee, D. H., 1994, "Heat Transfer Measurements Using Liquid Crystal with an Elliptic Jet Impinging upon the Flat Surface," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 967~976 .
- (11) Lee, D. H., Greif, R. S., Lee, J. and Lee, J. H., 1995, "Heat Transfer from a Surface to a Fully Developed Axisymmetric Impinging Jet," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 772~776.
- (12) Camci, C., Kim, K., Hippensteele, S.A., and Poinsatte, P.E., 1993, "Evaluation of a Hue Capturing based Transient Liquid Crystal Method for High - Resolution Mapping of Convective Heat Transfer on Curved Surfaces," *ASME J. Heat Transfer*, Vol.115, pp.311 - 318.
- (13) Kim, K., 1992, "A New Hue Capturing Technique for the Quantitative Interpretation of Liquid Crystal Images Used in Convective Heat Transfer Studies," *Ph. D. Thesis, Dept. of Mech. Engr., The Pennsylvania State Univ.*
- (14) Kline, S. J. and McKlintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mech. Engng*, Vol.5, pp. 3~8.