

노즐출구에 삽입된 다중관에 의한 충돌제트의 유동 및 열전달 특성

황 상 동*·조 형 희†

(2003년 5월 9일 접수, 2004년 1월 12일 심사완료)

Flow and Heat Transfer Characteristics of a Multi-Tube Inserted Impinging Jet

Sang Dong Hwang and Hyung Hee Cho

Key Words: Heat Transfer Coefficient(열전달 계수), Multi-Tube Insert(다중관), Impinging Jet(충돌제트), Potential Core(포텐셜코어)

Abstract

An experimental study is conducted to investigate the flow and heat transfer characteristics of a multi-tube inserted impinging jet. Four different multi-tube devices are tested for various nozzle-to-plate distance. Flow visualization by smoke-wire method and velocity measurements using a hot-wire anemometer are applied to analyze the flow characteristics of the multi-tube insert impinging jet. The local heat transfer coefficients of the multi-tube inserted impinging jet on the impingement surface are measured and the results are compared to those of the conventional jet. In multi-tube inserted system, the multi-tube length plays an important role in the flow and heat transfer characteristics of the jet flow. With multi-tube insert of I3d4 and I6d1, the flow maintains its increased velocity far downstream due to interaction between adjacent flows. For the small H/D of 4, the local heat transfer coefficients of multi-tube inserted impinging jet are much higher than those of the conventional jet because the flow has higher velocity and turbulent intensity by the use of the multi-tube device. At large gap distance of H/D=12, also higher heat transfer rates are obtained by installing multi-tube insert except multi-tube insert of I3d1.

기호설명

<p>A : 전열면적, 식 (1)</p> <p>D : 제트출구 직경 (=24.6 mm)</p> <p>d : 다중관 관직경</p> <p>f : 균일도</p> <p>H : 제트출구와 충돌면 사이의 거리</p> <p>h : 국소열전달계수</p>	<p>k : 공기의 열전도계수</p> <p>l : 다중관 관길이</p> <p>Nu : 누셀수(=hD/k)</p> <p>Nu_{avg} : 평균 누셀수, 식 (5)</p> <p>q_c : 전도에 의한 열손실, 식 (2)</p> <p>q_g : 금박막에서의 열유속, 식 (1)</p> <p>q_r : 복사에 의한 열손실, 식 (2)</p> <p>q_w : 벽 열유속</p> <p>R : 금박막시트의 전기저항, 식 (1)</p> <p>R_l : 무차원 반경길이, 식 (5)</p> <p>Re_D : 레이놀수 수(=UD/ν)</p>
---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

† 책임저자, 회원, 연세대학교 기계공학부

E-mail : hhcho@yonsei.ac.kr

TEL : (02)2123-2828 FAX : (02)312-2159

* 회원, 연세대학교 대학원

- r : 반경방향좌표
 T_w : 벽면에서의 온도
 T_j : 제트 온도
 U : 제트출구 속도
 u' : 섭동속도 성분 ($=\sqrt{u'^2}$)
 x : 유동방향좌표
 y : 충돌면에서 제트출구방향의 좌표
 그리스문자
 ν : 동점성계수

1. 서론

충돌제트는 국소적으로 높은 열/물질 전달 효과를 얻을 수 있기 때문에 터빈블레이드와 연소기 벽면 등 고온면의 냉각 등에 효과적으로 이용되고 있다. 이 외에도 종기와 천의 건조, 고온강판과 유리가공에서의 냉각 그리고 최근 들어 컴퓨터의 집적화와 소형화에 따라 국소적인 냉각이 중요한 컴퓨터칩의 냉각 등에 응용되고 있으며, 지난 20~30년간 이에 관한 연구가 많이 진행되어 왔다. Gardon⁽¹⁾ 등은 자유제트가 표면에 충돌할 때 제트출구와 충돌면 사이의 간격에 따라 열전달에 난류가 미치는 영향을 보았고, Martin⁽²⁾은 평판에 충돌하는 제트를 단일 원형 노즐, 단일 슬롯 노즐, 배열 원형 노즐 그리고 배열 슬롯 노즐로 구분하여 각각의 노즐에 대한 열/물질 전달 특성을 파악하였다. 또한 Jambunathan 등⁽³⁾과 Viskanta⁽⁴⁾는 다양한 노즐 형상 및 배열을 갖는 단일/배열 충돌제트에 대한 유동 및 열전달 특성에 대한 연구 결과를 정리/발표하였다. 지금까지의 연구는 주로 기본적인 제트의 유동 및 열전달 특성과 이에 관련된 인자들에 관한 연구가 진행되어 왔으며, 노즐형상변화에 따른 열전달 특성변화⁽⁵⁾와 노즐 직경변화에 따른 영향 등⁽⁶⁾에 관한 연구들이 발표되었다.

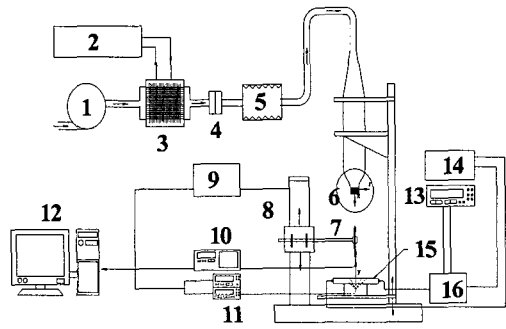
현재는 이와 같은 특성을 바탕으로 제트의 유동 제어를 통한 열전달 및 균일성 향상에 대해 주로 연구되고 있다. Cho 등⁽⁷⁾은 제트 주위에 2차 유동을 흡입/분사시킴으로써 와류의 발달을 억제하거나 촉진시킬 수 있으며 이를 통해 충돌면에서의 열전달특성을 변화시킬 수 있음을 보였다. Zamman^(8,9) 등은 원형제트에 음향여기(acoustic excitation)를 함으로써 유동의 난류강도가 높아지

는 최적모드도 있지만 반대로 여기하지 않은 경우보다 낮아지는 경우도 있음을 보였다. Hwang 등⁽¹⁰⁾은 음향여기 및 2차유동 분사/흡입에 따른 유동 특성 및 열전달 특성에 대한 비교 연구를 통해 두 가지 서로 다른 방법이 제트 주위에 생기는 와류를 제어함으로써 비슷한 열전달 특성을 얻었다. 또한 Lee 등⁽¹¹⁾은 주유동이 맥동을 가지며 충돌면에 분사하였을 경우 열전달 특성에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 또한 Huang⁽¹²⁾ 등은 노즐 출구에 회전유로를 설치하여 충돌면에서 좀더 균일한 열전달 성능을 얻을 수 있었으며, Cho와 Lee⁽¹³⁾는 스월(swirl)발생장치를 이용하여 제트유동이 스월유동을 가지고 분사될 경우 스월 효과가 충돌면의 열전달 특성에 미치는 영향에 대해 연구하였다. 이와 같은 연구들은 제트노즐 출구에서 유동 특성 변화를 통해 충돌면에서의 열전달을 향상시키는 방법으로, 노즐 출구조건 변화에 따라 제트유동의 와류 생성 및 병합(vortex pairing)등의 유동특성 변화에 따라 충돌면에서의 열전달 특성이 변하게 된다.

본 연구에서는 충돌면에서의 열전달 향상을 위해 노즐출구에 다중관(multi-tube insert)을 삽입하여 출구에서의 유동을 변화시킴으로써 이에 따른 충돌면에서의 열전달 특성에 대해 고찰하였다. 노즐 출구에 삽입된 다중관은 관의 길이와 직경의 영향을 살펴보기 위하여 4가지 다른 종류(Table 1)에 대해 각각 실험을 수행하였으며, 노즐출구와 충돌면사이 거리(H)를 2D에서 16D까지 변화시켜가며 거리변화에 따른 특성에 대하여도 연구하였다. 이를 위하여 열선유속계(hot-wire anemometer)를 사용한 속도 및 난류성분을 측정 및 연기열선법(smoke-wire method)을 이용한 유동 가시화를 통해 유동 특성 변화를 고찰하였다. 충돌면에서는 등열유속조건(constant heat flux condition)으로 열전대를 이용하여 국소 열전달계수 분포를 측정하였다.

2. 실험장치

본 실험에서는 노즐출구에 다중관을 포함하는 장치를 설치하여 출구에서의 유동 특성 변화에 따른 충돌면에서의 열전달 특성 변화를 측정할 수 있도록 장치를 설계하였다.

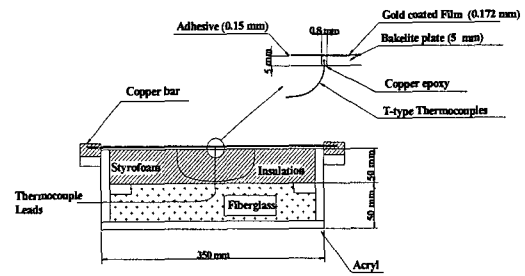


- 1 : Blower
- 2 : Constant temperature water bath
- 3 : Heat exchanger
- 4 : Orifice flow meter
- 5 : Chamber
- 6 : Honeycomb nozzle insert
- 7 : Hot wire probe
- 8 : 3-axis traverse
- 9 : motor controller
- 10 : Hot-wire system
- 11 : Temperature measuring system
- 12 : Data aquisition system
- 13 : Voltmeter
- 14 : Power supply
- 15 : Impingement surface
- 16 : Shunt

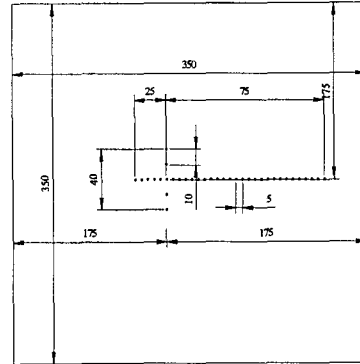
Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Fig. 1은 실험장치의 개략도를 보여주고 있다. 주제트 유동은 송풍기(3.7Kw 출력)를 통하여 공급하였으며, 송풍기에 연결된 인버터(invertor)를 통해 속도를 조절하였다. 송풍기를 통해 흡입된 공기는 항온조(constant temperature water bath)와 연결된 열교환기를 지나게 함으로써 주위와 같은 온도($\pm 0.2^{\circ}\text{C}$)를 유지하도록 하였다. 분사제트의 유량은 열교환기와 챔버(chamber) 사이에 설치된 오리피스 유량계(ASME 규격)를 사용하여 측정하였으며, 오리피스를 지난 공기는 섭동성분을 줄여서 균일한 분사제트를 만들 수 있도록 큰 용량의 챔버를 통과하도록 하였다. 제트를 분사하는 노즐은 출구에서 층류의 균일 속도 분포(uniform velocity distribution)를 가질 수 있도록 제작하였다.^(14,15)

분사제트의 속도 및 난류성분은 열선유속계(hot-wire anemometer; TSI IFA300)를 사용하여 측정하였다. 열선유속계는 CTA(constant temperature anemometer)형으로 평균속도와 주유동방향 난류성분 u' 의 RMS값($\sqrt{u'^2}$)을 얻었다. 열선유속계 센서는 3축 이송장치에 부착하여 주유동방향과 반경방향으로 이송하면서 측정하였으며, 측정된 값은 PC를 통해 저장하였다. 속도 및 난류성분 측정시 검출율(sampling rate)은 4000 Hz로 하였으며, 데이터 수는 4096개, 그리고 2000 Hz의 LPF(Low pass filter)를 사용하였다. 또한 노즐출구



(a) Cross-section of temperature measuring system



(b) Thermocouple junction map

Fig. 2 Diagram of temperature measuring system

에 다중관을 설치한 경우 정성적인 층돌제트의 유동특성변화 고찰을 위해 연기열선법을 이용한 유동가시화를 수행하였다.

층돌면에서의 열전달계수는 표면 열유속(heat flux)을 일정하게 만든 후 제트를 충돌시켜 층돌면에서의 온도분포를 측정하여 구하였다. 등열유속 조건을 생성하기 위해 두께 127 μm , 저항이 12 Ω/m^2 인 금박막시트(gold coated film, Auare-12, Courtaulds)를 사용하였으며, 고전압 직류전원장치(10A-200V DC)를 사용하여 금박막에 전류를 가하였다. 가해지는 전류는 분류기(shunt, 10A-50mV)를 사용하여 정확한 전류값을 측정하였다. 금박막시트는 두께 5 mm의 베이클라이트(Bakelite)판에 고온양면테이프(3M 9448)를 사용하여 접착하였으며, 측정판의 아래는 단열재를 이용해 단열하였다. Fig. 2는 열전달 계수를 측정하기 위한 장치의 단면형상과 층돌면에서 국소 열전달계수를 측정하기 위한 열전대의 위치 및 간격을 나타내고 있다. 열전대는 T-type (Copper-constantan)으로 정체점(stagnation point)에서 반경방향 5 mm(0.2D) 간격으로 26개의 열전대를 부착하였으며, 대칭성과 중심 확인하기 위해 반대방향으로 5개, 그리

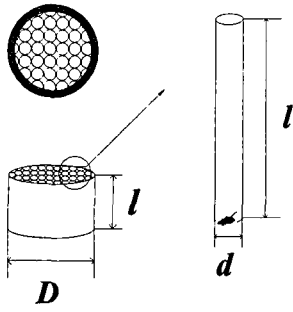


Fig. 3 Multi-tube insert

Table 1 Dimensions of multi-tube insert

Index	D (mm)	d (mm)	l (mm)
I3d1	24.6	3 (=0.12D)	3 (=1d)
I3d4	24.6	3 (=0.12D)	12 (=4d)
I6d1	24.6	6 (=0.24D)	6 (=1d)
I6d4	24.6	6 (=0.24D)	24 (=4d)

고 상하 10 mm 간격으로 4개를 설치하여 측정판에 총 35개의 열전대를 설치하였다.

Baughn 등⁽¹⁶⁾ 및 Cho와 Lee⁽¹³⁾에 의하면 금박막 시트의 경우 96% 이상의 균일도를 가지는 것으로 보고되고 있으며, 중심부를 사용할 경우 균일도(uniformity; f)를 1로 가정할 수 있기 때문에 본 실험에서도 균일도를 1로 가정하였다. 따라서 금박막시트에서의 열유속(q_g)은 가해준 전류(I)와 금박막시트의 전기 저항(R)을 이용해 발열량을 계산할 수 있다.

$$q_g = \frac{f I^2 R}{A} = \frac{I^2 R}{A} \quad (1)$$

A 는 금박막시트의 넓이이다.

따라서 벽 열유속(q_w)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$q_w = q_g - (q_c + q_r) = \frac{I^2 R}{A} - (q_c + q_r) \quad (2)$$

여기서 q_c 와 q_r 은 각각 전도 및 복사에 의한 손실을 나타낸다. 본 실험에서는 단열면 아래를 통한 열전도는 상대적으로 작으므로 무시할 수 있으며 (1% 이내), 복사에 의한 손실도 중심부에서의 온

Table 2 Nusselt number uncertainty analysis

	X_i	δX_i	$\frac{\delta X_i}{X_i} \times 100(\%)$
f	1.0	0.02	2.0
I(A)	4.0	0.15	3.75
R(Ω)	13.8	0.10	0.72
A(m)	0.10675	0.0002	0.18
T_w ($^{\circ}$ C)	30	0.2	0.67
T_i ($^{\circ}$ C)	20	0.2	1.0
D(mm)	24.6	0.05	0.2
k(W/m $^{\circ}$ C)	0.0261	0.0001	0.38

$$\frac{\delta Nu}{Nu} = 4.49 \%$$

도가 높지 않아 작은 값(1% 이내)을 가지므로 전도 및 복사에 의한 손실은 무시하였다.

따라서 일정 열유속조건에서 벽면에서의 온도(T_w)와 제트내부에서의 온도(T_i)를 측정하면 열전달계수(heat transfer coefficient)는 다음 식에 의하여 구할 수 있다.

$$h = \frac{q_w}{T_w - T_i} \quad (3)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} = \frac{q_w}{T_w - T_i} \frac{D}{k} \quad (4)$$

k는 냉각공기의 열전도계수(thermal conductivity)이고 D는 제트의 노즐출구 직경이다.

총출면에서의 평균열전달 계수는 열전달계수가 축대칭 분포를 가지므로 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Nu_{avg} = \left[\frac{2}{(R_1)^2} \int_{r/D=0}^{r/D=R_1} (r/D) \cdot Nu \, d(r/D) \right]_{R_1=5} \quad (5)$$

제트노즐 출구에 다중관을 설치할 경우 총출면에서의 열전달 특성을 고찰하기 위해 Fig. 3에서와 같은 다중관을 부착하였다. Fig. 3에서 보는 것처럼 직경 d, 길이 l 의 관(pipe)을 직경 D의 관에 에 넣은 뒤 이를 노즐 출구에 설치하였다. 관의 직경과 길이에 따른 영향을 보기 위해서 4 가지 다른 종류의 관에 대한 실험을 수행하였으며, 각각의 관의 크기 및 종류는 Table 1과 같다. Table 1의 Index는 다중관의 종류를 나타내는 것으로, "I" 뒤에 오는 숫자는 관의 직경을 "d" 뒤

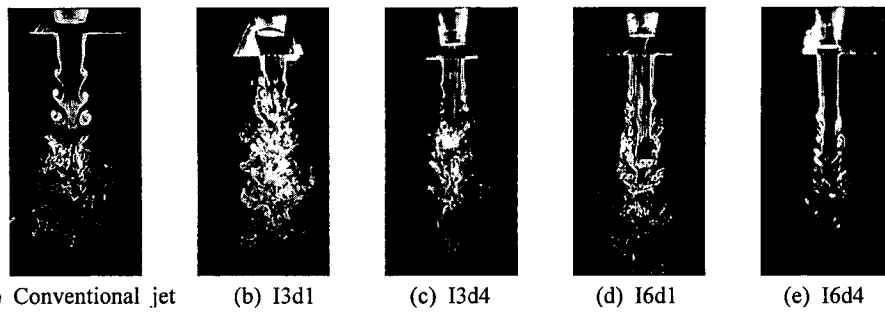


Fig. 4 Flow visualization results of free jet with/without multi-tube insert ($Re_D=3,400$)

에 오는 숫자는 관의 무차원 길이를 의미한다. 따라서 "I3d1"의 경우 사용된 다중관은 관의 직경(d)이 3 mm이고 길이(l)가 1d(=1 mm)인 관을 사용한 다중관을 나타낸다.

실험결과에 대한 오차해석은 Kline과 McClintock이 제시한 방법⁽¹⁷⁾을 이용하여 수행하였다. 표면에서의 열전달 계수의 불확실성 해석결과 95% 신뢰도에서 상대오차는 약 4.5%로 계산되었고 (Table 2), 벽 열유속 계산에 의한 불확실성이 가장 큰 영향을 주는 것으로 나타났다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 유동특성

Fig. 4는 다중관을 설치하였을 경우 유동가시화 결과를 보여주고 있다. 다중관을 설치할 경우 다중관 때문에 열선을 노즐출구 가까이 설치할 수 없었기 때문에 출구에서 1.5D 떨어진 곳에 설치하였다. 우선 단순제트의 경우(Fig. 4(a)), 일반적으로 알려진 자유제트의 유동특성을 잘 나타내고 있다.⁽¹⁰⁾ 하지만 노즐출구에 다중관을 설치하게 되면 유동특성이 변하게 된다. 다중관을 설치하는 경우 다중관의 직경(d) 및 길이(l)에 따라 유동특성이 바뀌게 되는데, 그림에서 볼 수 있는 것처럼 관의 직경의 영향보다는 관의 길이에 따른 영향이 큰 것을 알 수 있다. 관의 길이가 긴 경우(I3d4, I6d4) 와류의 생성과 발달이 단순제트(Fig. 4(a))에 비해 상대적으로 늦어지는 것을 볼 수 있으며, 따라서 코어를 상대적으로 길게 유지함을 알 수 있다. 이는 다중관을 설치함으로써 유동이 여러 개의 관을 통해 분사되게 되는데, 여러 개의 관을 통해 분사된 유동은 상호작용과 더불어 주위 유동의 유입을 방해하는 효과를 가

지게 된다. I6d1의 경우도 관의 길이가 긴 경우(I6d4)보다는 상대적으로 짧지만 단순제트와 비슷하게 코어(core)를 유지하고 있음을 알 수 있다. 하지만 I3d1의 경우 관의 길이도 짧고 관 직경도 작기 때문에 유동을 안정화시키기보다는 유동을 교란시키는 역할이 크기 때문에 유동이 많이 교란됨을 알 수 있다.

Fig. 5는 제트 노즐 출구에 다중관을 설치하지 않은 단순제트(conventional jet)의 반경방향 속도 및 난류성분분포를 나타내고 있다. 속도 및 난류 성분 측정은 각각 제트 노즐 출구에서 0.5D, 1D, 4D, 8D, 16D 떨어진 곳에서 반경방향으로 측정하였다. 우선 속도 분포를 살펴보면(Fig. 5(a)) 본 실험에서 사용된 노즐이 출구에서 균일 속도 분포를 가지도록 설계되었으므로 노즐 출구에서 균일한 속도 분포를 가지는 것을 알 수 있다. 이후 하류로 진행하면서 속도값이 점점 감소하게 되는데, 이는 초기에 분사된 제트 주위 전단층(shear layer)에 와류가 생성되고 이 초기 불안정성에 의해 생성되는 와류가 하류로 대류되면서 발전, 병합의 과정이 일어나게 된다. 따라서 점차 중심의 속도에 영향을 미치게 되므로 속도는 점차 감소하고, $x/D=16$ 에서는 완전한 속도분포를 보이게 된다. 난류성분의 경우 노즐 출구에서 층류의 균일 속도 분포를 가지게 되므로 중심에서 낮은 난류강도를 가지게 되지만 전단층에서는 높은 난류강도를 나타내게 된다. 이후 하류로 대류되면서 앞서 설명한 와류의 생성, 발전, 병합과정에 의해 난류강도는 상승하게 되며 역시 하류에서는 완전한 분포를 가지게 된다.

노즐 출구에 다중관을 부착하였을 때(I3d1) 반경 방향의 속도 및 난류성분 분포 결과는 Fig. 6에 나와있다. 다중관을 삽입하였을 경우 출구에서 속도분포는 그렇지 않은 경우와 달리 불균일

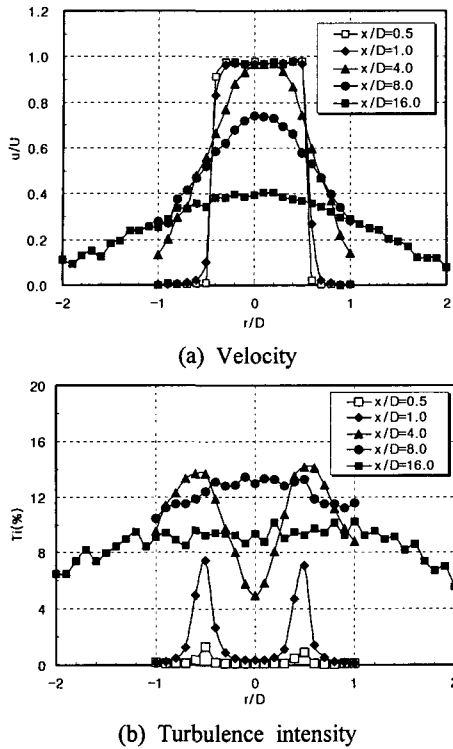


Fig. 5 Velocity and turbulence intensity distributions of the conventional jet along the radial direction at $x/D=0.5, 1.4, 8, 16$ ($Re_D=34,000$)

한 속도 분포를 가지게 됨을 쉽게 예상 할 수 있다. 즉 노즐 출구에 다중관을 부착하게 되면 관을 지난 유동은 높은 속도성분을 그렇지 못한 부분은 낮은 속도값을 가질 것으로 예상된다. 따라서 균일 속도 분포가 아닌 불균일한 속도 및 난류강도 분포를 가지게 될 것이다. 하지만 이 경우 출구 근처에서 급격한 속도구배가 존재하기 때문에 이 속도구배의 영향으로 측정장치에서 오차가 크게 발생하였기 때문에 정확한 속도값을 구할 수는 없었다. 이런 이유로 Fig. 6은 불균일한 속도 분포가 사라진 이후(약 $x/D > 4$)에서의 속도 분포를 나타낸다. 초기에 다중관의 영향으로 불균일한 분포를 보이던 유동은 제트가 하류로 대류되면서 이런 불균일성은 감소하게 되고 속도도 역시 감소하게 된다. 따라서 전체적으로 완만한 분포를 이루게 되어 다중관을 설치하지 않은 단순제트와 비슷한 분포를 가지게 된다. 하지만 $x/D=4$ 의 분포를 보면 단순제트에 비해 반경방향으로 급격한 속도감소를 보이는 것을 알 수 있

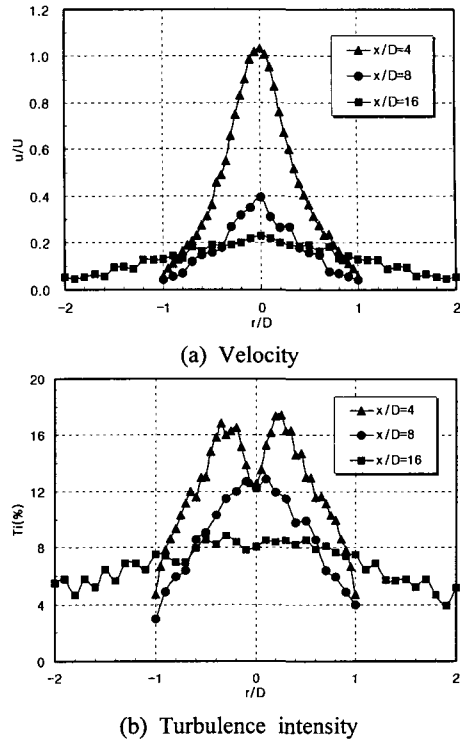


Fig. 6 Velocity and turbulence intensity distributions along the radial direction with multi-tube insert of $I3d1$ ($Re_D=34,000$)

다. 난류성분의 경우도 전체적으로 단순제트와 비슷한 분포를 나타냈지만 상대적으로 높은 난류강도값을 나타냈다. 이와 같은 특성을 나타내는 이유는 앞서 유동가시화에서 설명한 것처럼 다중관이 상대적으로 작은 직경 및 길이를 갖는 $I3d1$ 의 경우 다중관 설치로 제트 출구 유동을 교란시키기 때문이다.

제트의 중심에서 하류 방향으로 측정된 분포는 Fig. 7과 같다. 단순제트의 경우 이미 알려진 바와 같이 중심에서의 속도가 제트출구 속도의 95%까지 일정하게 유지되는 포텐셜코어(potential core)가 존재하는 것을 알 수 있다. 단순제트의 경우 Fig. 7(a)에서 나타난 것처럼 제트노즐 직경의 약 5배 되는 거리까지 출구 속도를 유지하다가 이후 속도가 비교적 급격히 감소하게 된다. 난류강도의 경우 초기 낮은 난류강도값을 보이며 제트가 발달하면서 값이 증가하게 되고, $x/D=8$ 에서 최대값을 가진 후 완만히 감소는 경향을 나타내고 있다. 여기에 다중관을 부착하게 되면, 속도

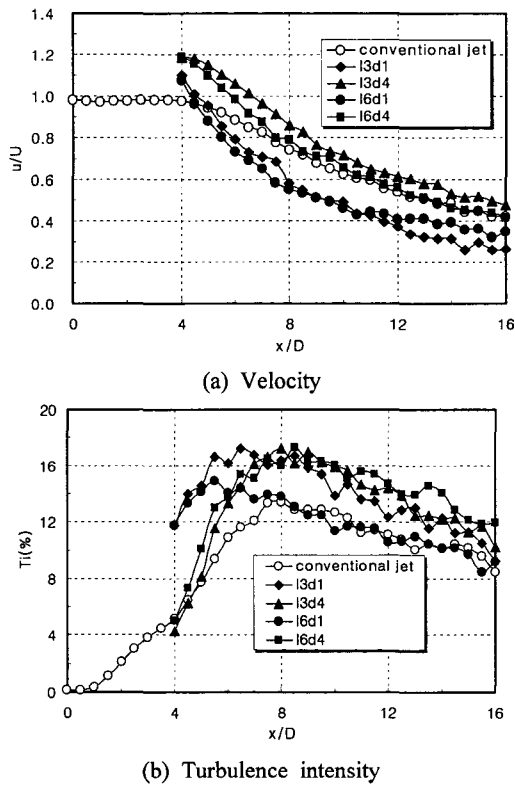


Fig. 7 Velocity and turbulence intensity distributions along the center line with and without multi-tube insert ($Re_D=34,000$)

분포는 단순제트와 비슷하게 하류로 갈수록 단조 감소하는 경향을 보이고 있다. 하지만 다중관의 영향으로 약간은 다른 특징을 나타내게 된다. 노즐출구에 다중관을 설치하면 유로 면적의 감소로 속도가 증가하게 되고 또한 다중관이 유동을 교란하기 때문에 난류강도가 증가하게 된다. 따라서 노즐출구에서 가까운 거리에서는 단순 제트보다 높은 속도 및 난류강도값을 가지게 된다. 이후 유동이 진행함에 따라 다중관의 길이(L)에 따라 다른 특성을 나타내게 된다. 관의 길이가 짧은 경우(13d1, 16d1), 가까운 거리($x/D \leq 4$)에서는 단순제트보다 높은 속도값을 가지지만 하류로 진행할수록 다중관에 의한 유동 교란에 의해 급격한 속도 감소와 높은 난류강도를 나타내게 된다. 하지만 다중관의 길이가 긴 경우(13d4, 16d4) 유동이 상대적으로 긴 관 내부 유로를 지나서 분사되어 어느 정도 발달된 유동을 가지게 되며, 여러

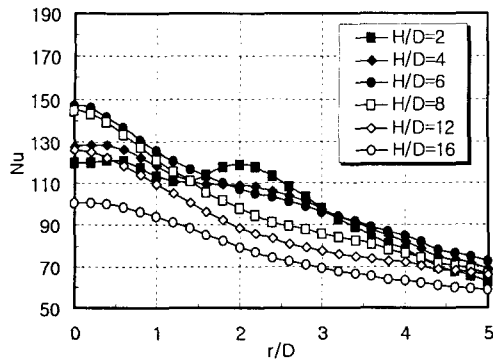
개의 관을 통해 나온 유동은 서로 인접 유동에 의한 상호작용과 더불어 주위 유동의 유입을 차단하게 되는 효과를 가지기 때문에 단순제트보다 높은 속도성분을 하류까지 유지하는 것으로 생각된다. 난류강도의 경우 다중관에 의한 유동 교란에 의해 단순제트에 비해 높은 난류강도값을 나타냈다.

3.2 열전달계수

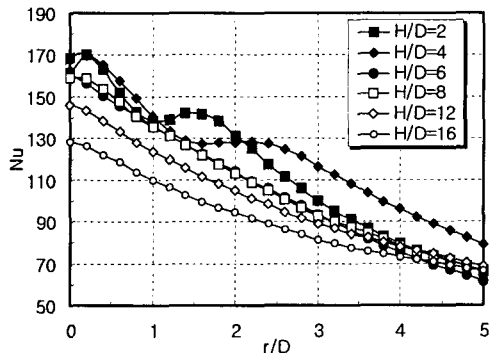
Fig. 8은 다중관을 설치하지 않은 단순제트 및 다중관(16d1)을 설치했을 경우 노즐 출구와 충돌면 사이의 간격(H/D) 변화에 따른 충돌면에서 열전달계수 분포를 나타낸 그림이다.

다중관을 설치하지 않은 단순제트의 열전달 특성을 살펴보면(Fig. 8(a)), 우선 노즐출구와 충돌면 사이의 간격이 작은 경우($H/D=2$) 두 개의 극대점(local peak)이 존재하는 것을 보여주고 있다. 정체점($r/D=0$)에서부터 열전달계수값이 증가하여 $r/D \approx 0.5$ 에서 첫 번째 극대값을 가지게 된다. 이것은 노즐 출구와 충돌면사이의 간격이 작은 경우, 충돌면이 제트 포텐셜코어 내에 존재함으로써 정체유동을 형성하고 정체점에 형성된 층류경계층이 가속되면서 경계층 두께가 얇아져서 열전달계수는 증가하기 때문이다. 이후 경계층이 발달하면서 열전달계수는 감소하게 되고 $r/D \approx 1.0$ 에서 다시 증가하기 시작하여 $r/D \approx 2.0$ 에서 2차 극대점을 가지게 된다. 이것은 층류경계층 유동이 난류경계층으로 천이 됨으로써 열전달 증가로 생각할 수 있다. 또한 제트주위에 형성된 와류류가 하류로 이동하면서 충돌면 $r/D \approx 1.5$ 인 지점에서 2차 와류가 형성된다. 이와 같은 2차 와류의 형성은 경계층 유동을 혼합시키므로 열전달을 증가시키고 경계층으로 쉽게 천이 시키게 된다. 2차 극대점 이후 충돌제트 유동은 벽제트를 형성하면서 유동면적 증가에 따른 속도감소 및 경계층 발달에 기인하여 열전달 계수가 단조 감소하게 된다.

제트노즐 출구와 충돌면 사이의 간격이 증가하여 $H/D=4$ 인 경우 속도측정 결과에서 알 수 있듯이 충돌면이 아직 포텐셜코어 내에 있기 때문에 정체점 영역에서 극소값을 갖는다. 이 결과 $H=2D$ 일 때 비하여 완만하지만 $r/D \approx 0.4$ 에서 극대값을 가진다. 하지만 정체영역에서 열전달계수의 절대값은 난류강도의 증가 때문에 증가하게 된다. 제트 노즐출구와 충돌판 사이의 간격이 멀어지게 되면($H/D \geq 8$), 제트가 표면에 충돌하기 전



(a) Conventional jet

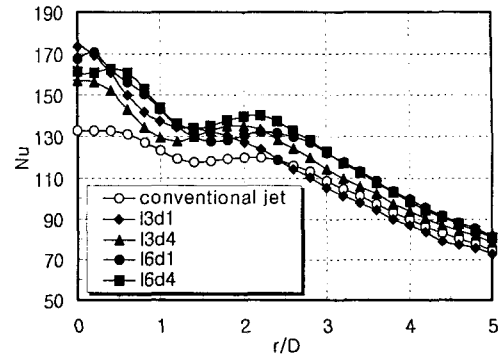


(b) Multi-tube insert of I6d1

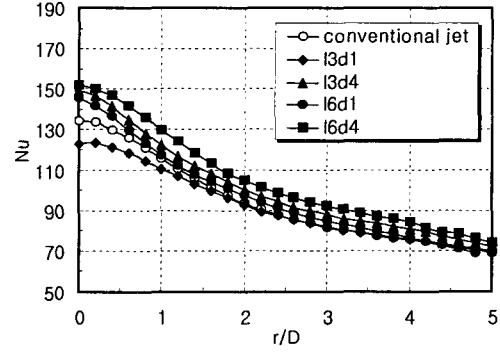
Fig. 8 Nu distributions for different nozzle-to-plate distance ($Re_D=34,000$)

에 발달하여 포텐셜코어가 사라지고 유동 중심에서도 높은 난류강도값을 갖기 때문에 정체점에서 최대 열전달계수를 가지며, 반경방향으로 단조감소하는 경향을 나타내게 된다. 이 경우 2차 극대점을 갖지 않는 것은 정체점에서 유동이 이미 난류경계층유동으로 시작하므로 천이가 일어나지 않기 때문이다. 이후 거리가 계속 증가하게 되면 속도는 감소하며 난류강도도 더 이상 증가하지 않기 때문에 열전달계수값이 전체적으로 감소하게 된다.

다중관을 설치하였을 경우 제트노즐 출구와 충돌면사이의 거리변화에 따른 열전달 특성을 살펴보면(Fig. 8(b)), 같은 H/D에서 단순제트에 비해 높은 열전달계수값을 나타냈다. 이것은 일반적으로 충돌제트의 전체적인 열전달 특성은 유동의 속도 및 난류강도에 의해 영향을 받게되는데, 다중관을 설치하였을 경우 속도 및 난류강도 측정결과(Fig. 7)에서 설명한 것처럼 I6d1의 경우 다중관설치로 인해 출구부분에서 유동이 높은 속도값



(a) H/D=4



(b) H/D=12

Fig. 9 Nu distributions for the different multi-tube inserts ($Re_D=34,000$)

을 가지게 된다. 그리고 유동이 진행하면서 속도는 감소하여 단순제트에 비해 낮은 속도값을 가지게 되지만, 난류강도의 경우 단순제트에 비해 상대적으로 높은 값을 유지하기 때문으로 생각된다. 노즐과 충돌면 사이의 거리가 가까운 경우 ($H/D=2$)인 경우, 단순제트와 비슷한 두 개의 극대점이 존재하며, 각각 1차 극대점은 $r/D \approx 0.2$ 에 2차 극대점은 $r/D \approx 1.5$ 에 존재하는 것을 알 수 있다. 이것은 다중관을 설치했을 경우에도 충돌면이 가까운 거리에 위치하게 되므로 단순제트와 비슷하게 정체유동장이 형성되므로 단순제트와 비슷한 특성을 나타내는 것으로 생각된다. 하지만 단순제트의 경우 $r/D \approx 0.5$ 에 1차 극대점이 생성되는데 비해 다중관을 설치한 경우 $r/D \approx 0.2$ 에 1차 극대점이 존재하게되어 생성되는 위치가 중심 쪽으로 이동한 것을 알 수 있다. 이는 다중관을 설치하여 가까운 거리에서 정체유동장을 형성함에도 불구하고 노즐출구에서 불균일한 속도분포를 가지기 때문으로 생각된다. H/D=4로 증가하

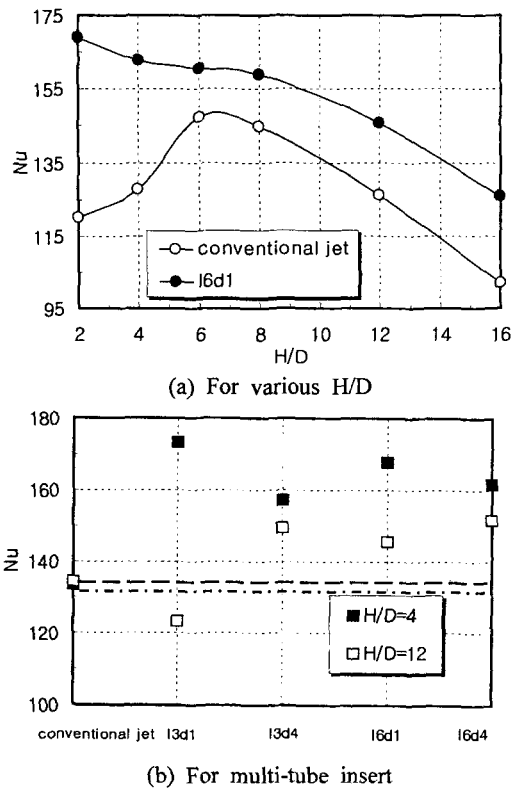


Fig. 10 Nu distributions with/without multi-tube inserts at the stagnation point ($Re_D=34,000$)

게 되면, $H/D=2$ 일 때와는 달리 1차 극대점은 거의 관찰할 수 없으며, $r/D \approx 2.2$ 에 2차 극대점이 나타나게 된다. 이것은 단순제트와 달리 출구에서의 상대적으로 높은 속도분포로 인해 충돌면에서 난류로의 천이에 의해서 생기는 2차 극대점의 지연되기 때문으로 생각되며, 이와 같은 열전달 특성에 대해서는 유동특성과 관련된 좀 더 구체적인 연구가 필요할 것으로 생각된다.

Fig. 9는 각각 다른 다중관에 따른 열전달 계수 분포를 나타내고 있다. 우선 $H/D=4$ 인 경우(Fig. 9(a))를 살펴보면, 전체적으로 다중관을 설치하는 경우 열전달이 향상되는 결과를 얻었다. 이는 앞서 속도/난류성분 측정결과 및 유동가시화에서 본 것처럼, 다중관을 설치함으로써 노즐출구부분에서 높은 속도값을 가지게 되며, 다중관에 의한 유동교란 효과에 의해 난류성분 또한 증가되었기 때문으로 생각된다. 특히 정체점에서 다중관의 길이가 짧은 경우(I3d1, I6d1), 그렇지 않은 경우

(I3d4, I6d4)보다 높은 열전달계수값을 나타내는데 이것은 비슷한 속도값을 갖는데 비하여 상대적으로 높은 난류강도를 나타내기 때문으로 생각된다. 즉 앞서 설명한 것처럼 다중관의 길이가 상대적으로 짧은 경우 유동교란 효과가 커지기 때문이다.

제트노즐출구와 충돌면사이의 거리가 멀어지게 되면(Fig. 9(b) $H/D=12$), 관의 길이가 짧은 경우(I3d1) 충돌면에서 열전달계수값이 단순제트의 경우보다 낮은 값을 가지게 되지만, 긴 경우(I3d4, I6d4)는 아직도 약간 높은 값을 나타내고 있는 것을 알 수 있다. 이는 관의 길이가 짧은 경우 출구의 속도를 오래 유지 못하고, 주로 유동을 교란시키는 역할을 하는데 비하여, 관의 길이가 긴 경우 인접유동에 의한 상호작용으로 중심에서 출구 속도를 비교적 하류까지 유지하기 때문이다.

Fig. 10은 정체점에서 H/D 변화 및 다중관 종류 변화에 따른 열전달 계수 분포를 나타낸 그림이다. 노즐과 충돌면 사이의 거리에 따른 변화에 따른 열전달 계수변화(Fig. 10(a))를 살펴보면, 단순제트의 경우 거리가 증가함에 따라 값이 증가하다가 $H/D=6-8$ 에서 극대값을 가진 뒤 다시 감소하게 되는 경향을 나타낸다. 하지만 다중관을 설치하는 경우 $H/D=2$ 에서 극대값을 가진 뒤 감소하는 분포를 나타내었으며, $H/D=8$ 이후 단순제트와 비슷한 비율로 감소하는 경향을 나타냈다. 다중관의 종류에 따른 열전달계수값 변화는 Fig. 10(b)에 나와있다. 우선 전체적으로 $H/D=12$ 에서 I3d1인 경우를 제외하고 다중관을 설치할 경우 단순제트보다 정체점에서 높은 열전달계수값을 나타냈다. 이는 I3d1의 경우 상대적으로 짧은 관의 길이 및 작은 다중관 직경을 가지기 때문에 유동교란 특성이 강하기 때문에 노즐과 충돌면사이의 거리가 가까운 경우($H/D=4$) 높은 열전달 특성을 가지지만 거리가 멀어지는 경우($H/D=12$) 오히려 단순제트보다 낮은 열전달계수값을 가지게 된다. 관의 길이에 따른 특성을 살펴보면 관의 길이가 짧은 경우(I3d1, I6d1) 가까운 거리($H/D=4$)에서는 관의 길이가 긴 경우(I3d4, I6d4)보다 상대적으로 높은 열전달계수값을 가지는데 비해, 먼 거리($H/D=12$)에서는 관의 길이가 긴 경우가 짧은 경우보다 높은 열전달계수값을 가졌다.

Fig. 11은 전열면($0 \leq r/D \leq 5$)에서 평균 Nu분포를 나타낸 그림이다. 거리가 가까운 경우($H/D=4$)

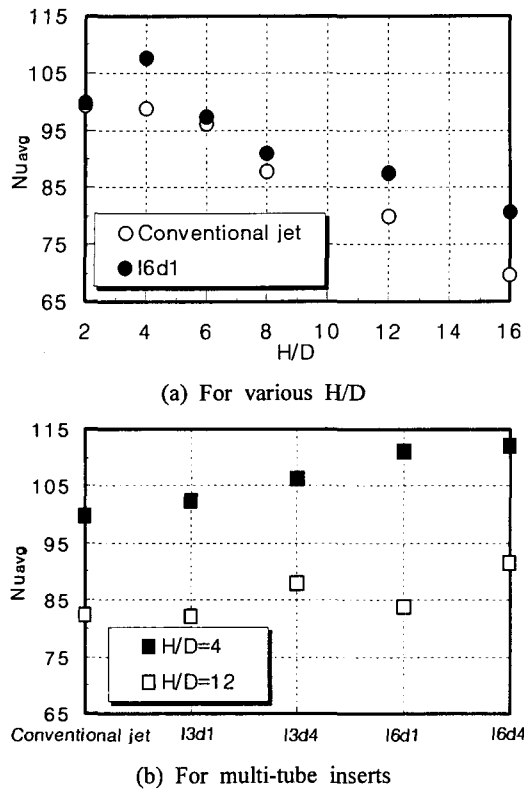


Fig. 11 Average Nu distributions with/without multi-tube inserts ($Re_D=34,000$)

다중관을 설치하게 되면 다중관을 설치하지 않은 단순제트보다 높은 평균 열전달계수 분포를 나타내고 있다. 하지만 정체점에서의 열전달계수 분포에서처럼 관의 길이에 대한 특성을 나타내고 있지는 않다. 이것은 앞서 다중관의 종류에 따른 국소 열전달계수 분포에서 볼 수 있듯이 가까운 거리에서는 다중관의 종류에 따라 2차 극대의 생성위치와 값이 다르기 때문에 면적평균 열전달계수 분포가 일정한 경향을 보이지 않게 된다. 하지만 먼 거리($H/D=12$)에서는 2차 극대가 존재하지 않게 되므로 정체점에서의 열전달계수 분포 비슷한 경향을 나타낸다. 즉 관의 길이가 짧은 경우 상대적으로 낮은 평균 열전달계수값을, 관의 길이가 긴 경우 상대적으로 높은 평균 열전달계수값을 나타냈다.

4. 결론

다중관을 부착하면 유로면적의 감소로 출구에서의 속도가 증가했으며, 유동 교란 효과에 의해 상대적으로 높은 난류강도값을 나타냈다. 또한 다중관을 설치하는 경우 다중관의 직경보다는 길이의 영향이 크게 나타났다. 관의 길이가 짧은 경우 약 $x/D=4$ 이후 급격한 속도의 감소로 단순제트보다 낮은 속도를 나타냈다. 하지만 길이가 긴 경우 이후 단순제트와 비슷한 값을 보였다. 이는 관의 길이가 길어지면 유동이 유로를 지나가는 길이가 길어짐으로써 유동을 안정화시킬 수 있으며, 분사된 유동이 인접 유동과 상호작용과 함께 주위 유동의 유입을 차단하게 되는 효과를 가지기 때문이다. 난류강도의 경우 전체적으로 단순제트와 비슷한 경향을 나타냈지만, 단순제트에 비해 높은 난류강도값을 나타냈다. 열전달의 경우 가까운 거리에서는 열전달의 큰 향상을 가져왔다. 먼 거리의 경우 I3d1의 경우를 제외하고 열전달 향상을 가져올 수 있었다. 노즐과 충돌면 사이의 거리가 가까운 경우($H/D=4$), 관의 길이가 짧은 다중관이(I3d1, I6d1) 관의 길이가 긴 경우(I3d4, I6d4) 보다 상대적으로 높은 열전달계수값을 가지는데 비해, 거리가 멀어지면($H/D=12$) 관의 길이가 긴 경우가 짧은 경우보다 높은 열전달계수값을 가졌다.

후 기

본 연구는 2000년 국가지정연구실사업(National Research Lab.)의 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) Gardon, R. and Akfirat, J. C., 1963, "The Role of Turbulence in Determining the Heat-Transfer Characteristics of Impinging Jets," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 8, pp. 1261~1272.
- (2) Martin, H., 1977, "Heat and Mass Transfer Between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces," *Adv. Heat Transfer*, Vol. 13, pp. 1~60.
- (3) Jambunathan, K., Lai, E., Moss, M. A. and Button, 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.

- (4) Viskanta, R., 1993, "Heat Transfer to Impinging Isothermal Gas and Flame Jets," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 6, pp. 111~134.
- (5) Yoon, S. H. and Kim, D. K., 1999, "The Effects of Nozzle Geometry on the Heat Transfer Characteristics of Impinging Jet," *Trans. of KSME (B)*, Vol. 23, No. 12, pp. 1562~1569.
- (6) Lee, D. H., Won, S. Y., Lee, Y. M. and Cho, H. N., 2000, "The Effect of Nozzle Diameter on Heat Transfer to a Fully Developed Round Impinging Jet," *Trans. of KSME (B)*, Vol. 24, No. 4, pp. 519~525.
- (7) Cho, H. H. and Kim, Y. S., 1998, "Characteristics of Heat Transfer in Impinging Jets by Controls of Vortex Pairing," *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, 98-GT-276.
- (8) Zaman, K. B. M. and Hussain, A. K. M. F., 1980, "Vortex Pairing in a Circular Jet Under Controlled Excitation. Part 1. General Jet Response," *J. Fluid Mech.*, Vol. 101, part 3, pp. 449~491.
- (9) Zaman, K. B. M. and Hussain, A. K. M. F., 1980, "Vortex Pairing in a Circular Jet Under Controlled Excitation. Part 2. Coherent Structure Dynamics," *J. Fluid Mech.*, Vol. 101, part 3, pp. 493~544.
- (10) Hwang, S. D., Lee, C. H. and Cho, H. H., 2001, "Heat Transfer and Flow Structures in Axisymmetric Impinging Jet Controlled by Vortex Pairing," *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, Vol. 22, pp. 293~300.
- (11) Lee, E. H., Lee, J. S. and Lee, D. H., 2002, "Heat Transfer Characteristics of a Pulsating Impinging Jet," *Trans. of KSME (B)*, Vol. 26, No. 7, pp. 903~910.
- (12) Huang, L. and EL-GENK, M. S., 1998, "Heat Transfer and Flow Visualization Experiments of Swirling, Multi-Channel and Conventional Impinging Jets," *Int. J. of Heat and mass transfer*, Vol. 41, No. 3, pp. 583~600.
- (13) Cho, J. W. and Lee, S. J., 2001, "Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of Swirling Impinging Jet," *Trans. of KSME (B)*, Vol. 25, No. 10, pp. 1346~1354.
- (14) Lee, C. H., Kim, Y. S. and Cho, H. H., 1998, "Heat Transfer Characteristics on Impingement Surface with Control of Axisymmetric Jet(1) - Uniform Velocity Distribution Jet," *Trans. of KSME (B)*, Vol. 22, No. 3, pp. 386~398.
- (15) Hwang, S. D., Lee, C. H. and Cho, H. H., 2000, "Heat Transfer Characteristics on Impingement Surface with Control of Axisymmetric Jet(2) - with Acoustic Excitation," *Trans. of KSME (B)*, Vol. 24, No. 3, pp. 373~381.
- (16) Baughn, J. W., Takahashi, R. K., Hoffman, M. A. and McKillop, A. A., 1985, "Local Heat Transfer Measurements Using an Electrically Heated Thin Gold-Coated Plastic Sheet," *J. Heat transfer*, Vol. 107, pp. 953~959.
- (17) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~8.