

〈論 文〉

반원 오목면에 분사되는 제트충돌 냉각에 관한 실험적 연구

양근영* · 최만수** · 이준식**

(1994년 8월 16일 접수)

An Experimental Study of Jet Impingement Cooling on the Semi-Circular Concave Surface

Geunyoung Yang, Mansoo Choi and Joon-Sik Lee

Key Words : Jet Impingement Cooling(제트충돌 냉각), Turbine Blade Cooling(터빈 블레이드 냉각), Concave Surface(오목면)

Abstract

An experimental study has been carried out for jet impingement cooling on the semi-circular concave surface. Two different nozzles(round edged nozzle and rectangular edged nozzle) are utilized and heat transfer coefficients on the concave surface have been measured under a constant heat flux condition. The characteristics of heat transfer has been discussed in conjunction with measured jet flow. Velocity and turbulence intensity of free jets issuing from two different nozzles have been measured by Laser Doppler Anemometry and thermocouple measurements have been done for temperatures on the concave surface. The effects of the nozzle shape, the distance between the nozzle exit and the stagnation point of the surface and the nozzle exit velocity on heat transfer were studied.

기 호 설 명

- A : 냉각면의 표면적
- B : 2차원 평면제트의 폭
- h : 대류 열전달계수
- h_o : 정체점에서 대류 열전달계수
- I : 전류
- k : 열전도도
- Nu_{2B} : Nusselt수, $Nu_{2B} = \frac{h \cdot 2B}{k}$
- Nu_{2B,o} : 정체점에서의 Nusselt수, $Nu_{2B,o} = \frac{h_o \cdot 2B}{k}$
- R : 냉각면의 반지름
- r : 제트챔버의 반지름
- Re_{2B} : 노즐출구에서의 Reynolds수,

$$Re_{2B} = \frac{U_{avg} \cdot 2B}{\nu}$$

- q_w : 냉각면에서의 열유속, $q_w = \frac{VI \cos \phi}{A}$
- s : 정체점에서 벽면을 따라가는 호의 길이
- Tu : 난류강도, $Tu(\%) = \frac{\sqrt{u'^2}}{U_j} \times 100$
- T_j : 냉각공기용 제트의 온도
- T_w : 냉각면의 온도
- T_∞ : 주위공기의 온도
- U : 유동의 평균속도
- U_j : 노즐출구 중심에서 유동의 평균속도
- U_{avg} : 노즐출구에서 폭방향으로의 평균속도
- u : 요동속도 성분
- V : 가열 벽면에서의 전압강하
- x : 노즐중심에서 길이 방향으로의 좌표

*정회원, 서울대학교 대학원

**정회원, 서울대학교 기계공학과

- y : 노즐중심에서 폭방향으로의 좌표
 z : 노즐중심에서 축방향으로의 좌표
 z_n : 노즐출구와 냉각면 정체점간의 거리

그리스문자

- ν : 동점성계수
 ϕ : 전압과 전류의 위상차
 $\cos\phi$: 역률

1. 서 론

제트충돌 냉각은 높은 온도나 높은 열유속에 노출되어 있는 요소들을 냉각하는데 많이 이용되고 있다. 이것은 제트충돌 냉각이 다른 냉각방법에 비해 국소적으로 많은 열을 효과적으로 제거할 수 있으며 냉각하고자 하는 위치의 조절이 쉽다는 장점을 가지고 있기 때문이다. 특히 가스터빈 블레이드 내부 선단근처의 과다한 열부하를 제거하는데 제트충돌 냉각이 효과적으로 이용된다.⁽¹⁾ 평판에 관한 제트충돌 냉각 연구는 오랫동안 광범위하게 이루어져 왔다. Gardon과 Akfirat⁽²⁾은 제트에 의해서 생성되는 난류유동이 평판에서의 열전달 특성에 미치는 영향을 연구하였다. 특히 정체점에서 열전달 계수가 난류강도가 최대되는 점에서 나타나며, 노즐출구에서 제트유동이 층류인 경우와 난류인 경우에 대하여 서로 다른 열전달 특성이 나타남을 보여주고 있다. Ward와 Mahmood⁽³⁾는 평판에 제트가 충돌할 때 나프탈렌승화법을 이용하여 물질 전달률을 측정하여 선회(swirl)가 부과된 경우의 열전달계수를 측정하였고, Popiel과 Bogusiawski⁽⁴⁾는 나프탈렌승화법을 이용하여 두가지 노즐형상에 따라 유동구조와 벽면에서의 물질 전달량이 달라짐을 보여주었다. Obot 등⁽⁵⁾은 평판 제트충돌 냉각의 경우 제한벽이 존재할 때 제한벽에 의해 주위 공기와의 혼합이 방해되어 냉각 벽면에서의 열전달률이 떨어짐을 보여주고 있다. Stevens 등^(6,7)은 액체제트가 평판에 충돌할 때 4가지 형상의 노즐에 의해 생성되는 난류유동 구조와 열전달 특성을 실험하고, 이들의 연관성에 대해서 연구하였다. Jambunathan 등⁽⁸⁾은 평판에 분사되는 여러가지 형상의 제트충돌 냉각에 관한 결과를 정리하였으며 선단에서의 냉각에 중요한 영향을 미치는 인자들로서 노즐형상, 유동의 구조, 난류 생성과정 등을 제시하였다. 그들

은 평판과 제트출구 사이의 거리가 제트 유동의 포텐셜 코어 길이보다 작은 경우에 정체점에서 벗어난 위치에서 감소하던 열전달계수가 다시 증가하여 Nusselt수의 이차정점(secondary peak)이 나타나며, 평판과 노즐출구 사이의 거리가 제트유동의 포텐셜 코어 길이와 같을 경우 가장 높은 열전달 효과가 나타남을 보였다.

충돌제트를 이용하여 터빈 블레이드 내부를 냉각하는 경우에 냉각되는 벽면이 오목한 곡면이므로, 평판에서의 경우와는 다르게 곡률의 영향을 고려하여야 한다. 일반적으로 오목한 면에 유동이 지나갈 때 곡률에 의한 원심력이 유동을 불안정하게 만들어 Taylor-Götler 와류가 존재한다고 알려져 있다.^(9,10) 이러한 와류는 유동방향과 평행한 축을 가지며 운동량과 에너지 전달을 촉진시켜 벽면에서의 열전달률을 향상시킨다. McCormack 등⁽¹¹⁾은 오목면으로 구성된 덕트내에서 Taylor-Götler 와류가 Nusselt 수를 100~150% 증가시킴을 보여주었다. Kottke⁽¹²⁾는 오목면 덕트앞에 여러가지 종류의 메쉬를 두어 유동 속도나 메쉬의 간격, 덕트와 메쉬사이의 거리를 바꾸어 가면서 주유동에 부과된 교란이 Taylor-Götler 와류크기에 어떠한 변화를 주는가를 실험하였으며, 강한 난류유동은 오히려 와류를 파괴하여 와류강도를 줄이는 역할을 하고 있음을 보였다.

곡면에서의 제트충돌 냉각 연구는 평판에 관한 연구에 비해 미미한 실정이다. Chupp 등,⁽¹³⁾ Metzger 등⁽¹⁴⁾은 냉각 벽면을 반원모양으로 가정하고 중심선에서 길이방향으로 일렬로 배열된 원형제트의 간격과 반원 벽면으로부터 떨어진 거리에 따른 열전달계수를 측정하였다. Dyban과 Mazur⁽¹⁵⁾는 포물선 모양의 오목면에 제트가 충돌하는 경우의 열전달계수를 측정하였고, 냉각 벽면과 노즐 외면에 의해 형성된 제트유동 통로의 곡률에 의한 영향을 연구하였다. Tabakoff와 Clevenger⁽¹⁶⁾는 반원모양의 벽면에 슬롯제트(slot jet), 일차원 배열제트(row jet), 이차원 배열제트(array jet)가 분사될 때, 제트형태에 따른 충돌 냉각효과를 연구하였으며 Metzger 등⁽¹⁷⁾은 선단의 형상과 선단과 제트출구 사이의 거리를 바꾸어가며 열전달 특성을 연구하였다. Metzger와 Bunker^(18,19)는 열전달 특성에 영향을 주는 인자로서 Reynolds수, 선단의 모양, 제트의 간격, 선단과 제트출구 사이의 거리, 제트의 크기와 분포된 형태, 막냉각 홀의 수 등을 들고

있다. 특히 막냉각과 병행한 경우의 실험을 수행하였으며 제트 분사홀과 막냉각 유출홀의 위치에 따라 열전달 특성에 많은 차이가 있음을 보였다. Gau와 Chung⁽²⁰⁾은 제트가 반원모양의 곡면에 분사될 때 오목한 면과 볼록한 면인 경우로 나누어 유동 가시화를 수행하였으며 유동장과 열전달 특성을 주도하는 요인이 곡면이 오목한가 볼록한가에 따라 다름을 보였다. 또한 표면의 곡률이 증가할수록 제트 혼합영역에서 와류의 활동이 활발해지므로 Nusselt수가 증가함을 보였다.

지금까지 곡면에서의 제트충돌 냉각 연구는 주로 열전달 특성에 관한 연구였으나 열전달 특성을 설명하기 위하여 제트의 난류특성이 파악되어야 한다. 또한, 제트충돌 냉각에 사용되는 노즐의 형상에 따라 유동의 난류특성이 변하게 되고 벽면의 열전달특성도 많은 영향을 받으므로 이에 관한 연구가 필요하다. 기존의 많은 연구에서는 노즐의 형상, 노즐출구에서의 난류강도 등의 조건을 명시하고 있지 않으며, 노즐의 형상에 따른 유동 및 난류

구조의 변화와 이러한 유동구조가 곡면에서의 열전달 특성에 어떠한 영향을 미칠 것인가에 대한 규명이 미흡하다. 따라서 본 연구에서는 두개의 다른 노즐을 사용하여 서로 다른 제트유동의 발달구조를 레이저도플러 유속계를 이용하여 파악하였으며 충돌 곡면에서의 열전달 특성을 연구하여 제트유동구조와 관련하여 설명하고자 하였다. Reynolds수, 노즐출구와 곡면의 정체점까지의 거리, 노즐형상이 곡면에서 발생하는 열전달 및 유동특성에 어떠한 영향을 미치는가를 파악하는 것이 본 연구의 목적이다.

2. 실험장치

본 실험에 사용한 실험장치는 압축공기 공급부, 레이저 도플러 유속계 (Laser Doppler anemometry), 입자 발생부, 이송장치, 가열 및 벽면 온도 측정부로 나뉘어지며, 전체적인 실험장치 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 실험실에 공급

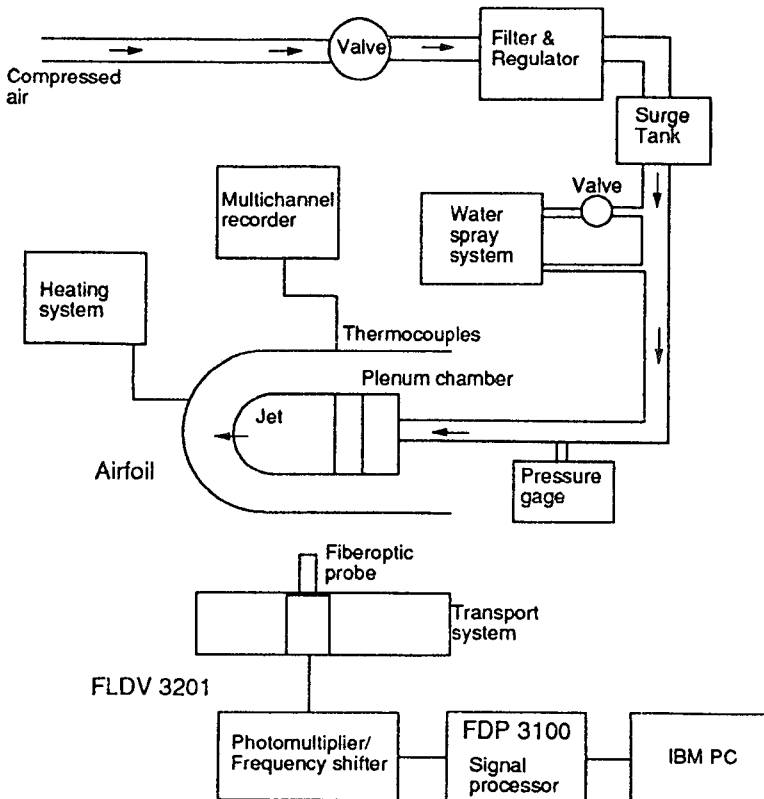


Fig. 1 Schematic of test apparatus

되는 압축공기는 불순물을 제거하기 위해서 필터를 거친 후 유량조절용 밸브와 레귤레이터를 통과한다. 노즐출구에서 균일한 제트유동을 얻기 위하여 서지탱크(surge tank)를 설치하였으며 아크릴로 만든 덕트안에 2개의 스크린을 두어 유동을 안정화하였다. 레이저도플러 유속계(LDA)는 1차원 속도 측정용이며 FLDV 3201과 FDP 3100(Macrodyne Inc.)로 구성되어 있다. FLDV 3201은 광학계(optical unit)와 광신호를 전기적 신호로 바꾸어주는 변환회로(converting circuitry) 및 프루브 헤드를 포함하고 있으며, 이중광방식으로 후방산란(back-scattering)된 빛을 수광하여 신호처리기인 FDP 3100에서 FFT(fast fourier transformation) 방식으로 신호를 처리하여 도플러주파수를 측정한다. 광학계와 프루브는 2개의 단상(single mode)방식 투광용 광섬유와 다상(multi mode)방식 수광용 광섬유로 연결되어 있다. 사용한 레이저광은 632.8 nm의 파장을 가지는 10 mW He-Ne 레이저이며, 브라그셀(bragg cell)을 이용하여 광음향학적 방법으로 주파수를 천이한다. 레이저도플러 유속계를 이용한 속도측정시 산란입자의 선택과 주입방법은 매우 중요하다.⁽²¹⁾ 물 분무입자발생기(water spray system)를 사용하여 입자를 발생시켰으며, 입자발생기에서 발생된 입자는 다양한 크기의 입자를 포함하고 있지만 유동을 따라가지 못하는 큰 입자는 중력방향으로 흘러내려 모아진 후 재순환되어 입자

발생기에 다시 들어가며, 작은 입자만 주유동과 혼합되어 안정화된 후 노즐출구에서 분출된다. 이송장치는 2축으로 구성되어 있으며, 스텝모터를 사용하여 레이저도플러 유속계 프로브와 피토판을 지지하고 있는 지지대를 이송시켜 측정위치를 변경할 수 있게 하였다.

냉각되는 표면에서의 열전달계수를 측정하기 위하여 등열유속 조건을 만든 후 제트를 충돌시키며 표면온도를 측정하였다. Fig. 2는 냉각면을 가열하는 방법과 열전대를 이용하여 벽면의 온도를 측정하는 개략도이다. 등열유속 조건을 만들기 위하여 두께 30 μm 스테인레스강 박판에 고전류를 흐르게 했다. 스테인레스강 박판의 비정항값은 약 $70 \times 10^{-8} \Omega\text{m}$ 이므로, 스테인레스강 박판을 가열하기 위해서는 고전류의 전원이 필요하다. 따라서 두단의 변압기를 이용하여 저전압 고전류의 전원을 제작하였으며, 첫번째 단의 변압기는 정격 1차 전압 220 V, 정격 출력전압범위 0 V~240 V, 정격 출력전류 12.5 A인 변압기이고 두번째 단은 최대 입력 240 V, 출력 8 V 240 A의 저전압 고전류를 얻을 수 있는 변압기이다. 이때 첫번째 변압기를 이용하여 전체 시스템의 열유속량을 변화시킬 수 있게 하였다. 스테인레스강 박판을 오목한 면으로 만들기 위해서 아크릴 원형관을 반으로 절단하여 판의 내부에 부착하였다. 아크릴관과 스테인레스강 박판은 양면 접착 테이프로 밀착시켰고, 온도를 측정하고자 하

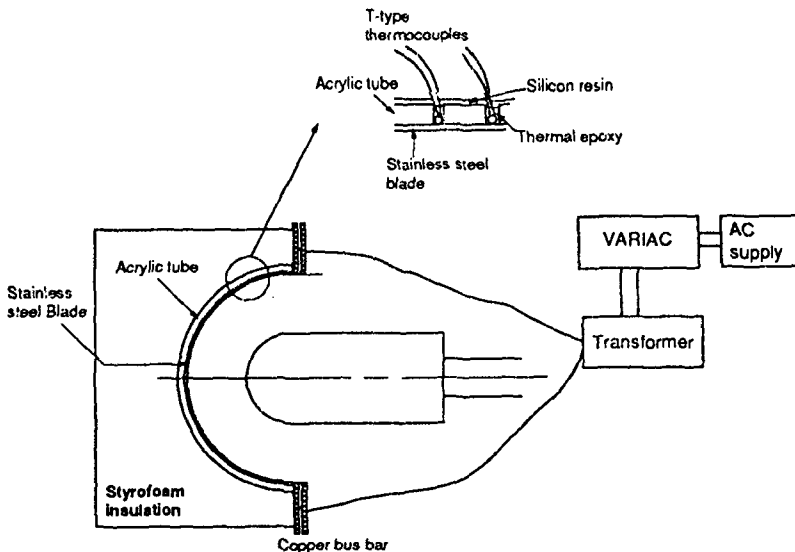


Fig. 2 Heating method of test section

는 위치에 아크릴관에 구멍을 뚫어 열전대를 스테인레스강 박판에 접촉시켰으며, 비어있는 공간은 열이 잘 전달되는 열에폭시로 채웠다. 아크릴관의 외부는 스티로폴을 이용하여 단열하였으며 스티로폴과 아크릴관은 실리콘 접착제로 떨어지지 않게 하였다. 스테인레스강 박판에 전류를 가하기 위해서 두개의 구리판 사이에 스테인레스강 박판을 두고 볼트와 너트로 강하게 고정시켜 접촉저항을 줄였으며 전력량계(wattmeter, ELCONTROL)를 이용하여 오목한 곡면을 이루는 스테인레스강 박판에서의 전압강하(V)와 전류(I), 역률(cosφ)을 측정하여 가열면의 열유속을 계산하였다.

실험부의 개략도와 좌표계를 Fig. 3에 나타내었다. 냉각되는 벽면은 반원모양의 곡면이며 노즐 형상에 따라서 열전달 특성과 유동특성, 특히 난류가 제트충돌 냉각에 미치는 영향을 고려하기 위해서 Fig. 4에 나타난 두가지 형태의 노즐을 사용하였다. 내경 60 mm 외경 80 mm의 아크릴 원관을 절단하여 슬롯노즐(slot nozzle)을 제작하였으며, Fig. 4의 (a)는 노즐출구 부분을 곡률반경 10 mm로 부드럽게 가공한 원형단 노즐(round edged nozzle)이며 Fig. 3의 (b)는 폭 5 mm 길이 10 mm의 중횡비가 2인 사각단 노즐(rectangular edged nozzle)을 나타낸다.

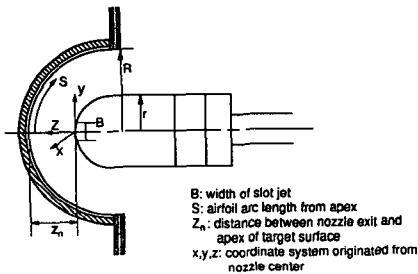
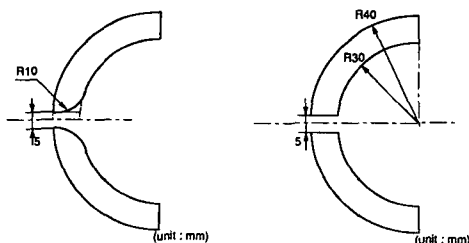


Fig. 3 Test section geometry and coordinate system



(a) Round edged nozzle (b) Rectangular edged nozzle

Fig. 4 Nozzle geometry

난류 제트유동은 레이저도플러 유속계를 이용하여 측정하였으며 레이저도플러 유속계의 측정값은 피토티관을 이용하여 검증하였다. 마이크로 마노미터 (micro-manometer, MKS Inc.)를 이용하여 피토티관의 전압(total pressure)과 정압(static pressure)의 차이를 측정하여 유동의 평균속도를 계산하였다. 레이저 도플러 유속계를 이용하여 노즐출구로부터 제트 유동방향으로 변화하는 유동속도, 난류강도를 측정하였으며, 유동의 평균속도를 U , 요동속도의 RMS 값을 $\sqrt{u'^2}$ 라고 할때, 난류강도와 Reynolds 수를 다음과 같이 정의하였다.

$$Tu(\%) = \frac{\sqrt{u'^2}}{U_j} \times 100 \quad (1)$$

$$Re_{2B} = \frac{U_{avg} \cdot 2B}{\nu} \quad (2)$$

이때 U_j 는 노즐출구 중심에서 유동의 속도이며 U_{avg} 는 노즐출구에서 노즐 폭방향의 평균속도이다. 난류강도 정의시 노즐출구 중심의 속도로 나누어 주었기 때문에 난류강도 값은 측정위치에서 절대적인 요동성분의 양을 나타낸다.

오목면의 온도분포는 T-type 열전대를 이용하여 측정하였으며 냉각면의 정체점으로부터 벽면을 따라 유동방향으로 20개의 열전대를 두어 곡면의 온도분포를 측정하였다. 이때 2차원 실험조건을 확인하기 위해서 20개의 열전대를 이용하여 대칭점의 벽면 온도분포를 검사하였다. 측정된 온도는 다채널 기록기(hybrid recorder, YOKOKAWA)에 기록되며 GPIB를 통해 PC에 저장된다. 가열시 교류신호가 열전대를 통해 기록기의 측정오차를 일으킬 수 있으나 사용된 기록기의 동상신호 제거비(common mode rejection ratio, CMMR)가 120 dB 이상이므로, 열전대에 의한 차동신호의 증폭비가 동상신호인 교류신호의 증폭비보다 10^6 이상이므로 동상신호에 의한 측정오차를 무시할 수 있었다. 벽면에서의 온도 T_w 와 노즐출구에서의 냉각공기의 온도 T_j 를 측정하면 다음과 같이 Nusselt수를 계산할 수 있다.

$$Nu_{2B} = \frac{h \cdot 2B}{k} = \frac{q_w}{T_w - T_j} \frac{2B}{k} \quad (3)$$

이 때 냉각공기의 온도는 노즐출구에서의 온도를 가리키며 주위공기 온도(T_w)와의 차이가 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 이내에서 실험하였고, 온도측정시 출구유동에 방해를 주지 않게 하기 위하여 유동을 안정화시키는 챔

버에서 측정하였다. 벽면 온도측정시 동온도(dynamic temperature)에 의한 회복계수(recovery factor)를 고려할 필요가 있으나, 본 실험에서 제트속도가 10 m/s 이하이므로 동온도가 0.1K 미만이 되어 회복계수를 무시할 수 있었다. 전체 열유속량은 전력량계에서 측정한 오목면에서의 전압강하와 전류, 역률을 곱한 값에서 가열벽면의 면적으로 나눈 값을 이용하였다. 오목면의 단열재면이나 옆면을 통한 전도 열손실이 존재하나 단열재의 열전도도가 스테인레스강 박판의 열전도도에 비해서 무척 작기 때문에 무시하였으며, 또한 스테인레스강 박판이 매우 얇기 때문에 박판 옆면에서의 열손실을 무시하였다.

본 실험의 오차해석을 위해 Benedict⁽²²⁾가 제안한 RSS(root sum square) 모델을 이용하여 95% 신뢰도로 uncertainty analysis를 수행하였다. 열전달계수의 상대오차는 $\pm 3.9\%$, Nusselt수의 상대오차는 $\pm 5.1\%$, LDA로 측정한 평균속도의 상대오차는 $\pm 4.9\%$ 의 결과를 얻을 수 있었다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 반원모양의 오목면에 제트가 충돌할 때 두개의 다른 형상의 노즐에 따라 다르게 발생하는 제트 유동장 및 열전달 특성을 측정하였다. 슬롯노즐을 사용하였기 때문에 제트유동 측정시 노즐길이 방향(x방향)으로의 평균속도와 난류강도가 균일한 구간이 어느 정도 존재하는가를 확인하였으며, 열전달 실험시 대칭점의 온도분포를 측정하였다. 노즐 길이방향의 유동장 측정시 양끝을 제외한 거의 모든 구간에서 비대칭도가 3%미만인 균일한 평균속도와 난류강도를 얻었으며, 냉각시 벽면 온도분포는 길이방향의 대칭점에서 5%이하의 온도차이를 얻을 수 있었다.

두 가지 노즐(Fig. 4 참조)에 대해서 냉각 벽면이 없는 경우 축방향(z방향)으로의 자유 제트유동의 평균속도와 난류강도를 측정하여 노즐형상에 따라 다르게 발생하는 유동구조를 관찰하였다. Fig. 5에 노즐출구 중심에서의 제트속도가 5 m/s인 경우, 자유제트의 평균속도와 난류강도를 두 노즐에 대하여 나타내었으며, 평균속도가 일정한 구간은 사각단 노즐 경우보다 원형단 노즐의 경우에 더 오래 지속되는데, 이는 노즐출구 중심속도가 10 m/s인 경우에서도 마찬가지로 결과를 보여준다(Fig. 6(a) 참

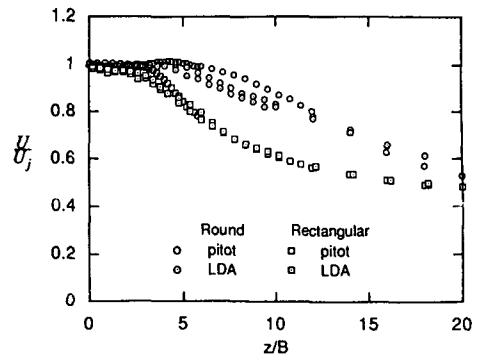


Fig. 5(a) Mean velocity distribution along the center line for $U_j=5$ m/s

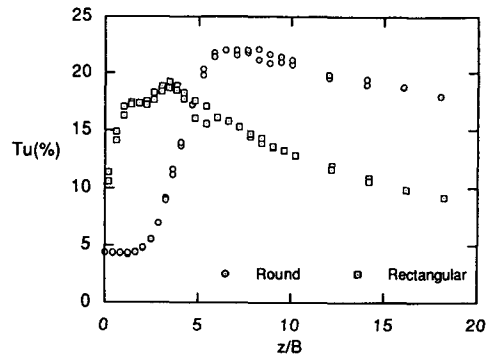


Fig. 5(b) Turbulence intensity along the center line for $U_j=5$ m/s

조). Fig. 5와 Fig. 6에서 볼 수 있듯이 피토관으로 측정한 평균속도와 LDA로 측정한 평균속도가 거의 일치함을 알 수 있다. 그러나 Fig. 5(a)의 원형단 노즐의 경우 $z/B=5\sim 10$ 구간에서 피토관과 LDA의 측정결과에 차이가 발생하는데, 이것은 20% 이상의 큰 난류강도를 갖는 유동영역에서 산란용 입자가 급격한 유동 변화를 따라가지 못하여 발생한 것으로 생각된다. 제트유동의 중심선 평균속도가 어느 정도 일정하게 유지되는 영역을 포텐셜 코어(potential core)영역이라 부르며 포텐셜 코어 길이는 중심선에서의 평균속도 U 가 노즐출구에서의 중심속도 U_0 의 95%에 도달하는 출구로부터의 길이로 정의하였다.⁽⁸⁾ 위와 같은 정의를 이용하여 실험에서 사용된 두가지 노즐에 대해 포텐셜 코어 길이를 알아보면 속도에 관계없이 원형단 노즐은 약 $8B$ 정도이며 사각단 노즐은 약 $5B$ 정도이다.

난류강도 측정결과를 보면 노즐출구 중심속도가 5 m/s인 경우(Fig. 5(b)), 노즐출구 부근에서는 사

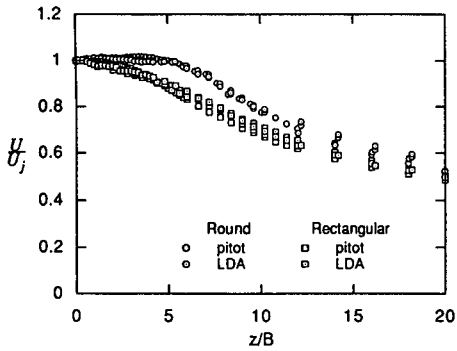


Fig. 6 (a) Mean velocity distribution along the center line for $U_j=10$ m/s

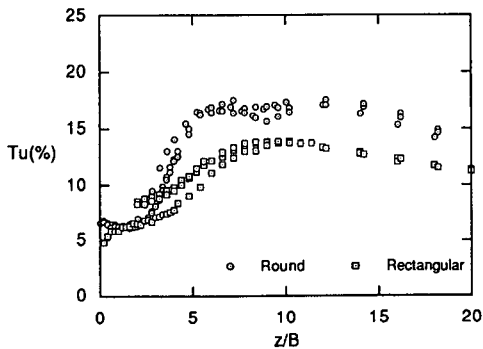


Fig. 6 (b) Turbulence intensity along the center line for $U_j=10$ m/s

각단 노즐의 난류강도가 원형단 노즐의 난류강도보다 2~3배 크며 노즐출구부터 급격히 증가하여 최대점을 나타낸 후 감소되어 하류에서는 원형단 노즐의 난류강도보다 작게 된다. 노즐출구 중심속도가 10 m/s인 경우(Fig. 6(b))는 노즐출구 부근에서는 거의 비슷하지만 하류에서는 앞의 결과와 같이 원형단 노즐의 경우가 사각단 노즐의 경우보다 난류강도가 더 크다. 원형단 노즐은 속도에 관계없이 $z/B \approx 2$ 위치까지 난류강도가 균일하게 유지되다가 포텐셜 코어 영역내에서 급격하게 난류강도가 증가한 후 최대값을 가지며 그 이후에 점점 감소한다. 이때 원형단 노즐의 경우 난류강도가 최대인 위치는 포텐셜 코어 영역의 끝위치와 거의 일치한다. 사각단 노즐은 노즐출구 중심속도에 따라 난류강도의 분포가 매우 다르게 나타나며(Fig. 5(b)와 Fig. 6(b) 참조), 원형단 노즐과는 달리 난류강도가 일정한 구간이 존재하지 않는다. 이것은 출구 노즐형상이 사각단면이므로 사각단면을 통과하면서 난류강도가 발달되어 노즐출구에서 어느 정도 발달된 난

류강도를 가지게 되므로 원형단 노즐출구에서 나타나는 일정한 난류강도를 유지하는 구간이 존재하지 않는 것으로 생각된다. 평균유속의 결과에서도 사각단의 경우에는 노즐출구에서부터 어느정도 발달한 분포를 보이게 되며 이는 Fig. 7에서 논의될 것이다. 출구에서부터 증가된 난류강도는 이후 최대값을 가지며 점차 감소해 간다. 사각단 노즐의 경우 출구 중심속도가 5 m/s인 경우와 10 m/s인 경우의 난류강도 발달구조를 비교해 보면 큰 차이가 나타남을 알 수 있으며 이는 제트유동이 사각단면의 노즐을 지나면서 발생하는 난류강도의 발달과정이 다르기 때문이라고 유추된다. 따라서 사각단 노즐의 경우 노즐의 종횡비와 속도에 따라 제트유동 구조가 크게 달라질 것으로 생각되며 곡면에서의 열전달 특성에 영향을 미칠것으로 판단된다. 사각단 노즐의 경우 최대 난류강도 위치는 노즐출구 중심속도가 5 m/s인 경우는 약 $z/B \approx 4$ 이며, 10 m/s인 경우는 약 $z/B \approx 9$ 정도이다. 두 노즐의 결과를 비교해 보면 난류강도 최대점 이후에서 난류강도가 줄어드는 경향이 서로 달라 사각단 노즐이 훨씬 빠르게 감소하며, 하류영역에서 원형단 노즐이 사각단 노즐보다 평균속도와 난류강도가 모두 크다. 따라서 노즐형상과 제트출구 속도에 따라서 매우 다른 제트유동 구조를 얻을 수 있으며 이것은 곡면에서의 열전달 특성에 큰 영향을 미치며 이후에 논의 될 것이다. 평판 제트충돌 냉각실험에서도 노즐의 형상에 따라 제트유동 구조가 달라지며 이는 벽면에서의 열전달계수에 많은 차이를 나타낸다는 것이 보고된 바 있다.^(4,8)

Fig. 7은 제트 폭방향으로의 속도분포를 나타낸 그림으로 Fig. 7(a)는 원형단 노즐의 경우이며 Fig. 7(b)는 사각단 노즐의 경우이다. Fig. 7(a)에 나타난 원형단 노즐의 경우 노즐출구에서 폭방향으로 거의 균일하게 시작된 유동이 하류로 갈수록 노즐 가장자리에서부터 외부유동과 혼합되어 속도가 줄어들기 시작한다. 즉 외부유동이 제트유동의 포텐셜 코어영역으로 유입되어 계단형태의 출구유동이 종모양으로 발달되어가는 결과를 얻을 수 있다. 그러나 Fig. 7(b)에 나타난 사각단 노즐의 결과는 출구에서 폭방향으로의 균일한 속도가 존재하는 구간이 작고 출구에서부터 어느 정도 발달된 유동분포를 가지고 있으며 하류로 갈수록 속도가 훨씬 빨리 감소함을 보여주고 있다.

Fig. 8은 두가지 노즐에 대해서 냉각벽면과 노즐

과의 거리에 따라서 변화하는 정체점 Nusselt수를 나타낸 그림이다. 원형단 노즐의 Reynolds수는 각각 출구 중심속도가 5, 8, 10 m/s에 해당되며 사각단 노즐은 5, 8, 10, 13 m/s에 해당된다. 같은 출구 중심속도에 대해서 Reynolds수가 다른 이유

는, 본 연구에서 Reynolds수 정의시 폭방향의 평균속도를 사용하였기 때문이다. 즉, 폭방향의 평균속도 분포결과(Fig. 7 참조)에서 알 수 있듯이 원형단 노즐이 폭방향의 속도가 균일한 구간이 커서 같은 노즐폭에 대해서 유량과 폭방향 평균속도가 더 크다. 두 노즐에 대해서 출구속도가 증가할수록 (Reynolds수가 커질수록) 전체적인 열전달 효과가 더 커짐을 알 수 있다. 원형단 노즐 결과를 보면 z_n/B 가 가장 작을 때 정체점 Nusselt수가 가장 크며 점차 벽면이 멀어질수록 감소하다가 다시 증가함을 알 수 있다. 이때 벽면이 가장 가까운 경우를 제외하면 정체점 Nusselt수가 가장 큰 위치는 대략 $z_n/B=7\sim 9$ 이며 이 위치는 포텐셜 코어 끝위치와 거의 일치하며 또한 난류강도가 가장 큰 위치와도 일치한다. 포텐셜 코어 내에서는 유동의 평균속도는 거의 감소하지 않으며 난류강도는 계속 증가하기 때문에 정체점 열전달계수가 증가하나 포텐셜 코어를 지나면서 평균속도와 난류강도의 감소로 인하여 열전달계수가 감소된다. 사각단 노즐도 $z_n/B=1/2$ 인 경우를 제외하면 최대 정체점 Nusselt수 위치가 $z_n/B=4\sim 6$ 정도이며 이 지점은 포텐셜 코어 끝위치와 거의 일치하나 난류강도 최대점과는 일치하지 않는다. 냉각벽면의 위치가 가장 가까운 경우를 제외하면 포텐셜 코어 영역내에서는 난류강도가 증가하므로 정체점 Nusselt수가 증가하지만 포텐셜 코어 영역을 벗어나면 사각단 노즐의 경우 난류강도는 큰 값을 유지하나 평균속도가 줄어들기 때문에 감소된 평균속도의 영향이 정체점 Nusselt수의 감소를 지배하여 최대 정체점 Nusselt수가 포텐셜 코어 끝부분에서 일어나는 것으로 판단된다.

두 노즐의 열전달 특성을 비교해 볼 때 z_n/B 가 작은 경우에는 노즐에 따라 차이가 별로 없지만 하류로 갈수록 사각단 노즐의 정체점 Nusselt수가 먼저 증가하고 이후에 원형단 노즐의 Nusselt수가 증가하는 것을 알 수 있다. 이것은 이미 설명한 대로 포텐셜 코어 길이가 원형단 노즐의 경우가 더 길며 포텐셜 코어 영역내에서의 난류강도의 증가로 인한 영향으로 판단된다. 하류영역에서 원형단 노즐의 난류강도와 평균속도가 더 크기 때문에 원형단 노즐의 정체점 Nusselt수가 사각단 경우보다 더 큰 것을 알 수 있다. 두가지 노즐 모두의 경우에 정체점 열전달계수가 노즐출구와 벽면사이의 거리가 가장 작을 때 최대값을 가지고 있다. 이러한 현상이 발생하는 이유를 설명하면 다음과 같다. 벽면이 있

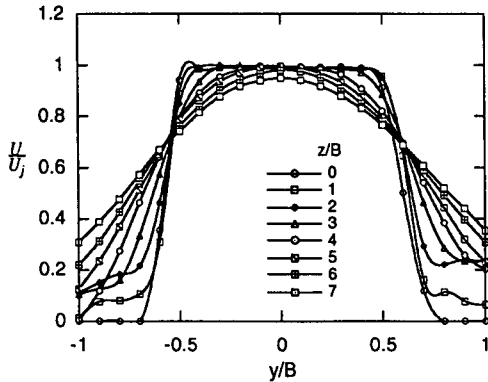


Fig. 7(a) Exit velocity profile in round edged nozzle($U_j=10$ m/s)

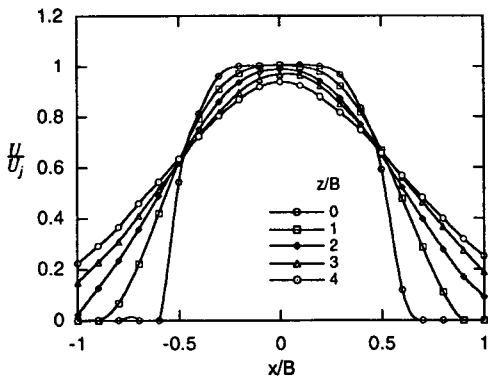


Fig. 7 (b) Exit velocity profile in rectangular edged nozzle($U_j=10$ m/s)

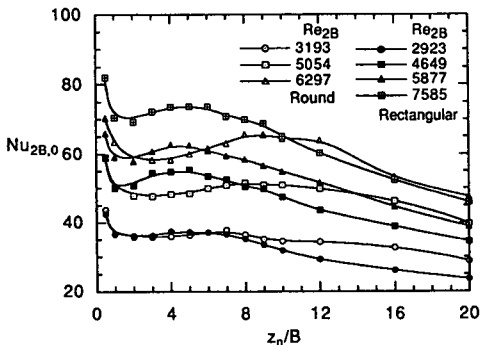


Fig. 8 Comparison of stagnation nusselt numbers between round and rectangular edged nozzles

는 경우의 제트유동장과 벽면이 없는 자유 제트유동장은 벽면 근처를 제외하고는 거의 같은 경향을 보이나 벽면근처에서는 평균유속이 급격히 감소하여 결국 벽면에서는 영의 속도를 갖게 된다. 즉 벽면근처에서 급격한 제트방향 속도변화가 존재하게 되고 이 구간을 경계층으로 볼 수 있다. Gardon과 Akfirat⁽²⁾은 평판에 원형제트(circular jet)가 충돌할때 경계층 두께가 노즐 직경의 1.1~1.2 정도라고 보고하고 있다. 본 실험에서 사용한 노즐과 벽면사이의 최단거리는 z_n/B 가 1/2이며 이 경우 노즐은 경계층 내부에 존재하는 것으로 판단된다. 노즐과 벽면사이의 거리가 포텐셜 코어 길이보다 작고 노즐이 경계층 바깥에 존재할 경우 벽면에서의 제트방향 속도구배는 거의 같을 것으로 예상되나 노즐이 경계층 내부에 존재하는 $z_n/B=1/2$ 인 경우에는 유량이 같을 경우 속도구배가 커지게 되므로 열전달을 촉진하여 최대 열전달계수를 나타내었다고 생각된다.

냉각 벽면의 위치가 포텐셜 코어 영역밖에 존재할 때 정체점 Nusselt수가 감소하는 경향이 노즐에 따라 다름을 알 수 있는데, 원형단 노즐의 결과가 사각단 노즐의 결과와 비교하여 감소하는 기울기가 작다. 이것은 두 노즐에 대한 난류강도와 평균속도가 포텐셜 코어 영역밖에서 감소하는 경향이 다르기 때문이다. 즉, 원형단 노즐은 난류강도가 가장 큰 위치 이후에서 난류강도의 감소가 완만하여 사각단 노즐의 경우보다 하류에서 난류강도가 전반적으로 더 크게 나타나며(Fig. 5, 6 참조), 평균속도도 더 크기 때문에 사각단의 경우보다 더 큰 정체점 Nusselt수 결과를 얻을 수 있었다.

Fig. 9(a)와 (b)는 정체점으로부터 벽제트가 진행하는 방향으로의 좌표 s 에 따라 출구중심속도가 10 m/s인 경우에 Nusselt수를 도시한 결과이다. 원형단 노즐의 경우(Fig. 9(a)) $z_n/B=1/2$ 일 때 s/B 가 커질수록 열전달계수가 감소하다가 $s/B \approx 5$ 근처에서 약간 증가하다가 다시 감소하는 결과를 볼 수 있다. 이것은 냉각벽면이 아주 가깝게 존재하는 경우 정체점 영역의 경계층내에 냉각 벽면이 존재하기 때문에 정체점영역의 운동량이 큰 층류제트가 이후 난류제트로 천이되는 현상으로 Nusselt수가 커진다고 생각된다.^(2,8) 그러나 유동이 빨리 발달되는 사각단 노즐에서는 이와같은 결과를 볼 수 없었다. $z_n/B=1/2$ 경우를 제외하고는 Nusselt수는 s/B 가 커질수록 감소하는 경향을 보여주고 있다. 이

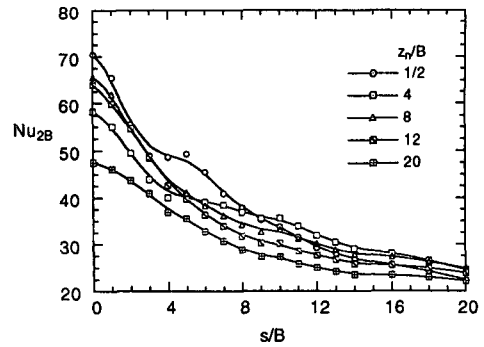


Fig. 9 (a) Local nusselt numbers in the circumferential direction for round edged nozzle at $U_j=10$ m/s

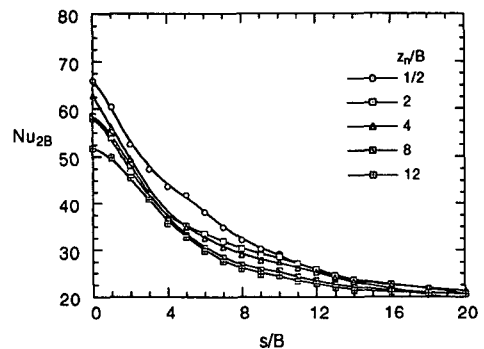


Fig. 9 (b) Local nusselt numbers in the circumferential direction for rectangular edged nozzle at $U_j=10$ m/s

는 일반적으로 알려진 정체점에서 성장된 벽제트가 천이되어 난류제트로 발달되면서 천이점에서 Nusselt수가 증가하여 이차정점을 보여주는 결과와 차이가 있으나, 본 실험에서는 Reynolds수가 작고 노즐출구에서 이미 상당히 큰 난류강도가 존재하여 난류제트로의 천이과정이 나타나지 않았다고 판단되며, Gardon과 Akfirat⁽²⁾의 평판에서의 실험에서도 노즐출구 난류강도가 큰 경우에는 열전달계수가 단순 감소함을 보여주고 있다.

Fig. 10에 평균 Nusselt수를 나타내었으며, 평균 열전달계수는 Gau와 Chung⁽²⁰⁾에서 사용한 바와 같이 평균 벽면온도와 주어진 열유속으로부터 구하였다. 원형단 노즐의 경우 z_n/B 의 값이 포텐셜 코어 길이가 정도까지는 평균 Nusselt수가 약간 증가하다가 그 이후에서는 서서히 감소하며, 사각단 노즐 일때는 Reynolds수가 5000 이하에서는 평균 Nusselt수가 약간 증가하다가 감소하지만

Reynolds수가 그 이상에서는 z_n/B 가 작은 위치에 서부터 감소하는 결과를 얻을 수 있었다.

Fig. 11(a)와 11(b)에는 반원 오목면에 대하여 실험한 Gau와 Chung⁽²⁰⁾이 제시한 상관식을 이용하여 두가지 노즐의 평균 Nusselt수를 비교하였다. 그림

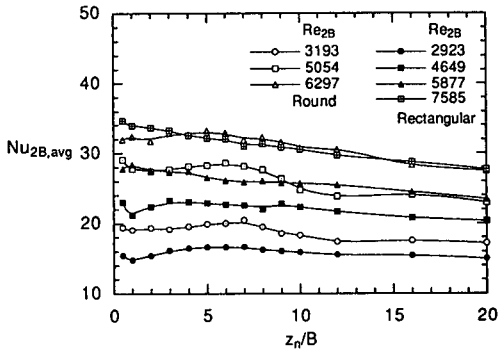


Fig. 10 Comparison of average nusselt numbers between and rectangular edged nozzles

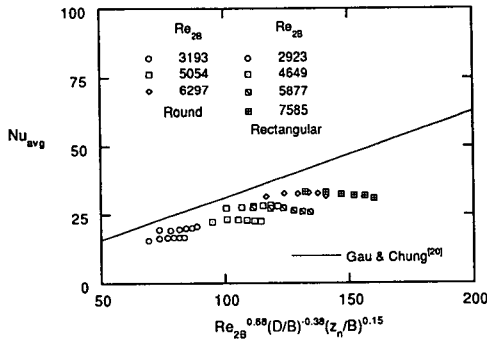


Fig. 11(a) Comparison of average nusselt numbers with correlation equation of Gau & Chung⁽²⁰⁾ ($2 < z_n/B < 7$)

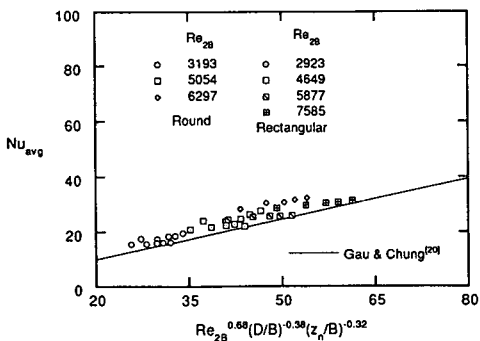


Fig. 11(b) Comparison of average nusselt numbers with correlation equation of Gau & Chung⁽²⁰⁾ ($8 < z_n/B < 16$)

에서 알 수 있듯이 같은 Reynolds수일 때는 원형 단 노즐에서 사각단 노즐에서 보다 전체적인 난류 강도가 크고 노즐출구의 제트유동 구조를 잘 유지하고 있으므로 더 큰 평균 Nusselt수를 나타낸다. Gau와 Chung⁽²⁰⁾의 관계식은 본 실험에서 사용한 Reynolds수보다 큰 경우에 수행한 실험이며 노즐의 형상을 밝히지 않았고 노즐출구에서의 난류강도는 0.7% 이하로 본 실험의 경우보다 작다. $2 < z_n < 7$ 인 구간에서는 Gau와 Chung의 관계식의 결과가 본 실험의 결과보다 높게 나타나며 z_n/B 가 큰 구간에서는 Gau와 Chung의 관계식이 더 작은 열전달계수를 보여주고 있다.

4. 결 론

곡면에 분사되는 제트층돌 냉각에서 두개의 다른 노즐형상에 대하여 난류 제트유동과 열전달 특성을 실험적으로 연구하였으며 Reynolds수, 제트출구와 곡면의 정체점까지의 거리, 노즐의 형상 등이 열전달에 어떠한 영향을 미치는 가를 파악하여 다음의 결론들을 얻었다.

(1) 원형단과 사각단의 노즐의 경우 자유 제트 유동장의 발달구조가 매우 다르며, 포텐셜 코어 길이를 비교하면 원형단 노즐의 경우는 약 $8B$ 정도이고 사각단 노즐의 경우는 $5B$ 정도이다. 사각단 노즐의 경우 노즐출구 중심속도에 따라 난류강도의 발달구조가 매우 다를 수 관찰할 수 있었다.

(2) 노즐과 곡면의 정체점사이의 거리(z_n/B)가 가장 짧은 경우를 제외하고는 열전달계수가 z_n/B 가 증가함에 따라 증가하다가 최대점에 이른 후 다시 감소하게 된다. z_n 이 포텐셜 코어 길이보다 작을 때 z_n 이 커짐에 따라 증가하는 난류강도의 영향으로 열전달계수가 증가하고 포텐셜 코어 길이보다 길어지면 유동의 평균속도가 감소하므로 열전달계수가 감소한다.

(3) 두 개의 노즐의 경우 z_n/B 에 따라 열전달 특성이 매우 다르며, 사각단 노즐의 경우에 z_n/B 가 증가할수록 원형단 노즐의 경우 보다 빨리 열전달계수가 증가하여 먼저 최대점을 갖게 되며 그 이후 감소하여 원형단 노즐보다 열전달계수가 더 작아지게 된다. 같은 Reynolds수일 때 평균 Nusselt수는 원형단 노즐의 경우가 더 크다.

(4) Gau와 Chung의 관계식은 $2 < z_n/B < 7$ 인 경우 본 실험의 결과 보다 높은 열전달계수를 예측하

고 있으며 $8 < z_n/B < 16$ 인 경우는 본 실험의 결과가 더 큰 Nusselt수를 나타내고 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단과 터보동력기계연구센터의 지원 하에 이루어졌으며, 이에 대해 관계자에게 감사드린다.

참고문헌

- (1) Gardon, C. O., *Aerothermodynamics of Aircraft Engine Components*, AIAA Education Series, pp. 273~328.
- (2) Gardon, R. and Akfirat, J. C., 1965, "The Role of Turbulence in Determining the Heat-Transfer Characteristics of Impinging Jets," *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 8, pp. 1261~1272.
- (3) Ward, J. and Mahmood, M., 1982, "Heat Transfer from a Turbulent, Swirling, Impinging Jet," *7th International Heat Transfer Conference*, Vol. 3, pp. 401~407.
- (4) Popiel, C. O. and Boguslawski, L., 1986, "Mass or Heat Transfer in Impinging Single, Round Jets Emitted by a Bell-Shaped Nozzle and Sharp-Ended Orifice," *8th International Heat Transfer Conference*, Vol. 3, pp. 1187~1192.
- (5) Obot, N. T., Douglas, W. J. M. and Mujumdar, A. S., 1982, "Effect of Semi-Confinement on Impingement Heat Transfer," *7th International Heat Transfer Conference*, Vol. 3, pp. 395~400.
- (6) Stevens, J., Pan, Y. and Webb, B. W., 1992, "Effect of Nozzle Configuration on Transport in the Stagnation Zone of Axisymmetric, Impinging Free Surface Liquid Jets; Part 1-Turbulent Flow Structure," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 874~879.
- (7) Stevens, J., Pan, Y. and Webb, B. W., 1992, "Effect of Nozzle Configuration on Transport in the Stagnation Zone of Axisymmetric, Impinging Free Surface Liquid Jets; Part 2-Local Heat Transfer," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 880~886.
- (8) 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. of Heat and Fluid Flow*, Vol. 13, No. 2, pp. 106~115.
- (9) Thomann, H., 1968, "Effect of Streamwise Wall Curvature on Heat Transfer in a Turbulent Boundary Layer," *J. of Fluid Mechanics*, Vol. 33, pp. 283~292.
- (10) Mayle, R. E., Blair, M. F. and Kopper, F. C., 1981, "Turbulent Boundary Layer Heat Transfer on Curved Surfaces," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 101, pp. 521~525.
- (11) McCormack, P. D., Welker, H. and Kelleher, M., 1970, "Taylor-Götler Vortices and their Effect on Heat Transfer," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 92, pp. 101~112.
- (12) Kottke, V., 1986, "Taylor-Götler Vortices and their Effect on Heat and Mass Transfer," *8th International Heat Transfer Conference*, Vol. 3, pp. 1139~1144.
- (13) 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.
- (14) Metzger, D. E., Yamashita, T. and Jenkins, C. W., 1969, "Impingement Cooling of Concave Surfaces with Lines of Circular Air Jets," *ASME J. of Engineering for Power*, Vol. 91, pp. 149~158.
- (15) Dyban, Y. P. and Mazur, A. I., 1970, "Heat Transfer from a Flat Air Jet Flowing into a Concave Surface," *Heat Transfer-Soviet Research*, Vol. 2, pp. 15~20.
- (16) Tabakoff, W. and Clevenger, W., 1972, "Gas Turbine Blade Heat Transfer Augmentation by Impingement of Air Jets Having Various Configurations," *ASME J. of Engineering for Power*, Vol. 94, pp. 51~60.
- (17) Metzger, D. E., Baltzer, R. T. and Jenkins, C. W., 1972, "Impingement Cooling Performance in Gas Turbine Airfoils Including Effects of Leading Edge Sharpness," *ASME J. of Engineering for Power*, Vol. 94, pp. 219~225.

- (18) Bunker, R. S. and Metzger, D. E., 1990, "Local Heat Transfer in Internally Cooled Turbine Airfoil Leading Edge Regions, Part I - Impingement Cooling without Film Coolant Extraction," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 112, pp. 451~458.
- (19) Metzger, D. E. and Bunker, R. S., 1990, "Local Heat Transfer in Internally Cooled Turbine Airfoil Leading Edge Regions, Part II - Impingement Cooling with Film Coolant Extraction," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 112, pp. 459~466.
- (20) Gau, C. and Chung, C. M., 1991, "Surface Curvature Effect on Slot Air-Jet Impingement Cooling Flow and Heat Transfer Process," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 858~864.
- (21) Goldstein, R. J., 1983, *Fluid Mechanics Measurement*, Hemisphere Publishing Corp., pp. 155~244.
- (22) Benedict, R. P., 1984, *Fundamentals of Temperature, Pressure and Flow Measurement*, John Wiley & Sons, Inc., pp. 172~199.