

비균일 온도분포를 갖는 평판에 대한 충돌제트의 열전달 및 난류유동특성에 관한 연구

한충호* · 이계복* · 이충구* · 이창우**

*충북대학교, **전주대학교

Experimental Study on the Heat Transfer and Turbulent Flow Characteristics of Jet Impinging the Non-isothermal Heating Plate

Chung Ho Han*, Kye Bock Lee*, Chung Gu Lee* and Chang Woo Rhee**

Chungbuk National University, Jeonju University

요 약

선형온도구배를 갖는 비균일 가열표면에 대한 충돌 제트의 난류유동장과 열전달 특성을 실험을 통해 연구하였다. 제트의 레이놀즈수와 가열판의 온도구배, 그리고 노즐 출구로부터 가열판까지의 거리를 변화시키며 실험을 수행하였다. 최대 열전달은 정체점에서 나타나고 정체점으로부터 벽면방향으로 거리가 증가함에 따라 열전달률은 감소한다. 벽면까지의 거리가 크지 않은 경우는 난류의 영향으로 열전달의 제2 정점이 나타난다. 최대 열전달은 노즐과 가열판 사이의 거리가 노즐 직경의 6에서 8배 정도일 때 나타난다. 열전달률의 상관식을 프란틀수와 레이놀즈수, 노즐과 가열판사이의 거리와 직경비 그리고 온도구배의 지수승의 함수로 구하였다. 열전달률과 난류유동장의 관계를 실험을 통해 확인하였다. 벽면제트는 온도구배의 의해 영향을 받았고 벽면거리가 증가할수록 더 크게 나타났다.

Abstract — An experimental study of jet impinging the non-isothermal heating surface with linear temperature gradient is conducted with the presentation of the turbulent flow characteristics and the heat transfer rate, represented by the Nusselt number. The jet Reynolds number ranges from 15,000 to 30,000, the temperature gradient of the plate is 2~4.2°C/cm and the dimensionless nozzle to plate distance (H/D) is from 2 to 10. The results show that the peak of heat transfer rate occurs at the stagnation point, and the heat transfer rate decreases as the radial distance from the stagnation point increases. A remarkable feature of the heat transfer rate is the existence of the second peak. This is due to the turbulent development of the wall jet. Maximum heat transfer rate occurs when the axial distance from the nozzle to nozzle diameter (H/D) is 6 or 8. The heat transfer rate can be correlated as a power function of Prandtl number, Reynolds number, the dimensionless nozzle to plate distance (H/D) and temperature gradient (dT/dr). It has been found that the heat transfer rate increases with increasing turbulent intensity. The wall jet is influenced by temperature gradient and the effect becomes more important at higher radii.

1. 서 론

산업이 발달하여 각종 기계나 장치들이 고성능화 되어감에 따라 소형화된 이들 장치들로부터 발생하는 열이 크게 증가하고 있다. 따라서 장치들의 성능이나 효율을 높여주기 위해 효과적인 냉각 방법이 필요하다. 충돌제트는 고효율의 열 및 물질전달 효과를 얻을 수 있고 냉각 또는 가열하고자 하는 위치의 조절이 쉽다는 장

점을 가지고 있어서 금속판의 냉각, 섬유 또는 종이의 건조, 가스터빈 블레이드의 내부선단 냉각, VLSI 고밀도 전자부품의 냉각, 유리판의 템퍼링, 가공재료의 열변형 방지 등의 산업에 응용되고 있다. 또한 충돌제트가 국부적으로 열 및 물질 전달을 증가시키기에 매우 적합하기 때문에 많은 관심을 받아왔고 실험적 연구와 더불어 해석적 연구가 병행되고 있다.

충돌제트에 관한 연구는 유동장 해석과 전열면에서의

열전달 해석으로 나눌 수 있는데, 유동장의 연구보다는 정체점을 포함한 전열면에서의 열전달 특성에 관한 연구가 많이 진행되어 왔다. 주로 레이놀즈 수, 노즐과 충돌면 사이의 거리, 노즐 형상, 제트의 온도와 방향, 충돌면의 형상과 온도조건 등이 유동과 열전달에 미치는 영향을 다루고 있다.

초기에는 가장 간단한 형태인 가열된 수평평판에 수직으로 충돌하는 축대칭 제트에서의 유동특성과 열전달률에 대한 연구가 주로 수행되었다. 충돌제트의 냉각효과를 증진시키기 위해 여러 방안이 제안되었는데 Ali Khan 등¹¹은 노즐과 충돌판 사이에 다공판을 설치하여 포텐셜 코어 구간에서 열전달이 3배로 증가하는 결과를 얻었다. 유동 가시화를 통해 다공판과 충돌판사이의 공간에 강한 와류 2차유동(vortical secondary flow)을 발생시키기 때문에 열전달이 증가되는 것을 알았다.

노즐의 형상이나 노즐의 분사각도에 따른 열전달 특성도 여러 연구자에 의해 관찰되었다. Inchimya¹²는 벽면에 비스듬히 충돌하는 난류제트의 열전달 및 유동특성에 대한 연구에서 Nusselt 수의 최대점은 상류로 이동하고 Nusselt수가 거의 일정한 영역이 하류에 존재함을 알았다. 충돌표면 근처에서의 난류강도는 경사각도에 의존하고 상류유동에서의 와류(vortex)생성과 난류의 증폭은 국부 열전달을 증가시킨다는 것을 밝혔다. Sparrow 등¹³은 비스듬히 충돌하는 원형제트의 열전달 특성에 관한 연구에서 최대 질량전달지점의 상향이동은 유동의 비대칭을 증가시키고 이로 인해 최대 압력지점은 정체점과 일치하지 않고 최대 질량전달지점과도 일치하지 않으며, 충돌거리가 증가함에 따라 하향류의 열전달계수의 감소율과 비대칭 성향도 작아짐을 밝혔다.

최근에는 충돌면이 곡면인 경우에 대해서도 연구가 활발히 진행되고 있다. Lee 등¹⁴은 곡면에 충돌하는 원형 충돌제트의 난류유동과 열전달 측정에 관한 연구를 하여 표면 곡률의 열전달에 대한 영향은 정체점 영역에서 보다 벽면제트 영역에서 작음을 알았다. 정체점에서의 열전달은 충돌거리가 클수록 레이놀즈 수에 크게 의존하는데, 이는 주위 공기와의 강한 운동량 교환의 결과로 벽면에 접근하는 제트유동의 난류가 증가하기 때문임을 알았다. Ward와 Mahmood¹⁵는 선회류(swirl)를 축방향과 접선방향의 상대적인 유동률이라 정의하고 선회류가 증가함에 따라 열전달률은 일반적으로 감소하며 큰 선회류에서 최대 열전달의 위치가 제트의 중심축에서 벗어남을 알았다. 또한 열전달 계수를 측정하는데 액정을 온도센서로 사용하는 연구도 수행되었다. Huber 등¹⁶은 thermochromatic liquid crystal technique를 이용하여 3x3 배열의 다중 충돌제트의 대류열전달을 연구하였는데 충돌거리가 작을 때 단일제트와 유사하게 열전달계수 분

포에서 2차 정점이 나타나고 이것이 평균 열전달계수를 증가시킨다는 것을 알았다. 또한 최대 열전달 계수도 정체점에서 나타나지 않고 $r/D=0.5$ 부근에서 나타난다는 것을 알았다.

그러나 현재까지 수행된 대부분의 연구는 제트가 균일 온도 또는 일정한 열유속을 갖는 평면이나 곡면에 수직 또는 경사를 이루며 충돌할 때의 경우에 한정되어 있는데 실제 가열면은 다양한 온도조건을 갖게 된다. 또한 열전달률과 유동장 특성을 동시에 측정하거나 두 특성사이의 상관관계를 밝힌 연구는 많지 않다. 따라서 본 연구에서는 충돌면이 균일 온도가 아닌 온도구배를 갖는 경우에 대해 원형제트가 충돌할 때의 유동장과 열전달 특성량을 측정하여 온도구배의 영향과 유동장과 열전달률의 상관 관계를 알아보고자 한다. 노즐 출구와 각 영역에서의 속도분포와 난류량을 측정하여 유동구조를 파악하고 충돌면의 온도변화와 열유속을 측정하여 열전달계수의 분포를 알아본다. 레이놀즈수, 충돌거리, 벽면 제트방향거리, 온도구배 등의 변수가 유동장 및 국부 열전달계수의 분포에 어떤 영향을 미치는지 연구하려고 한다.

2. 실험장치 및 방법

본 실험에 사용된 장치들의 개략도는 Fig. 1과 같으며 주 사용범위(0~1500 rpm)에서 오차가 1% 이내인 풍동(wind tunnel)으로 실내공기를 송풍시키고 노즐(D=0.05 m)을 이용하여 제트를 만들었다. 노즐 출구 속도는 마이크로 마노미터(Bexhill, FCO12)를 사용하여 보정하였다. 제트의 각 부분에서의 유동 속도, 난류 응력, 난류강도 등은 2채널 정온형식(constant temperature type)의 열선풍속계(TSI, IFA300)를 사용하여 측정하였다. 이때 열선풍속계의 프로브는 스테핑 모터로 구동되는 2D 이송장치에 설치하여 프로브의 위치를 PC에서 0.01 mm

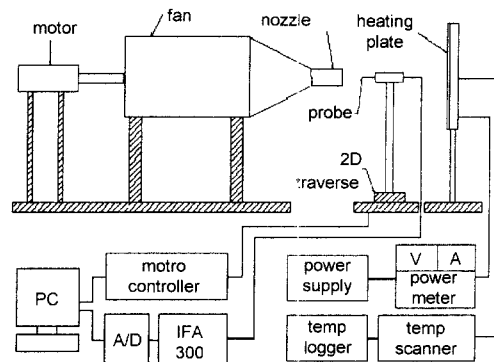


Fig. 1. Diagram of experimental apparatus.

까지 제어할 수 있게 하였다. 열신평속계로부터 얻어진 아날로그 데이터는 A/D 변환기(UEIDAQ)를 이용하여 디지털 신호로 변환하여 PC에 저장한 뒤 데이터 분석을 할 수 있도록 하였다.

유동장 측정은 X-프로브를 사용하므로 측방향과 벽면 제트방향의 속도를 동시에 측정할 수가 있다. 측방향의 속도(U)는 이송장치를 PC로 제어하여 각각의 충돌거리(H/D=2, 4, 6, 8, 10)에서 벽면제트방향으로 2.5 mm 또는 5 mm 간격으로 측정하였다. 벽면제트방향의 속도(V)는 각각의 벽면제트방향거리(x/D=2, 3, 4, 5, 6)에서 충돌면 전면에서부터 측방향으로 1.25 mm 간격으로 측정하였다.

충돌판은 전후 이송이 가능한 이송장치에 지지하여 충돌거리(H=0.1~0.5 m)를 조절할 수 있도록 하였고, Fig. 2와 같이 두께가 0.05 mm인 구리판을 폭을 다르게 하여 직렬로 연결하여 만들었다. 양단에 저전압 고전류를 가해주면 각각의 구리판에서의 전류는 같지만 저항이 다르기 때문에 발열량이 달라서 온도구배가 생기게 되는데 구리판의 폭을 조절하여 선형적인 온도분포를 갖는 가열판을 만들었다. 본 실험에서 사용된 3가지 선형 온도분포의 오차는 6.3% 이내이다. 구리판은 두께가 10 mm 인 단열성이 양호한 Bakelite판에 고온에서 내열성이 강한 thermal bond(Omega Bond, OB200)로 접착시켜 고온에서도 접촉상태가 양호하도록 하였다. 구리판의 양 끝단을 전원공급장치(Slidac, 2 kW)에 연결하여 저전압 고전류를 공급하고, 공급전원의 전류와 구리판에서의 전압강하를 측정하기 위해 디지털 전류계와 디지털 전압계를 연결하였다. 충돌판을 구성하는 구리판의 폭이 다르기 때문에 각각의 구리판의 저항이 다르므로 구리판 전체에서의 압력강하(V)와 전류(A)를 읽어 전체저항을 계산한 뒤 구리판 각각의 폭의 비율에 따라 저항값을 계

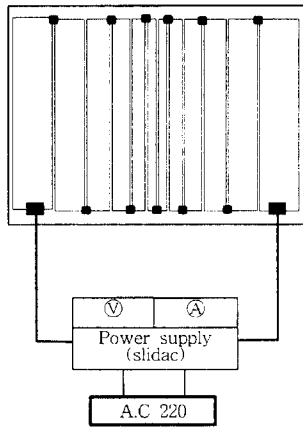


Fig. 2. Heating system.

Table 1. Nusselt number uncertainty analysis.

X_i	Value	δX_i	$\left(\frac{\delta X_i}{X_i} \frac{\partial Nu}{\partial X_i}\right) \times 100\%$
T_w	29.1 (°C)	0.175	1.882
T_f	19.8 (°C)	0.12	1.29
V	2.1 (V)	0.05	2.38
I	16.8 (A)	0.05	0.3
λ	0.0257 (W/mK)	1.2×10^{-4}	0.47
D	0.05 (m)	5×10^{-4}	1.0
A	3.25×10^{-3} (m ²)	1.625×10^{-4}	1.0

Total Nu uncertainty : $\delta Nu/Nu=3.63\%$.

산한다. 그러므로 각각의 구리판의 단위면적당 열유속을 다음과 같이 계산한다.

$$q = \frac{1}{A_s} \times V \times I = \frac{1}{A_s} \times I^2 \times R \text{ (W/m}^2\text{)} \quad (1)$$

전열면의 이면에는 직경 0.3 mm의 T-type 열전대(thermocouple)를 납땜으로 부착하여 접촉저항을 최소화하였고 구리판의 Biot 수를 계산하면 0.0003 이하로 가열판의 두께를 따른 온도변화는 무시할 수 있으므로 열전대를 구리판의 이면에 연결하여 온도를 측정하였다. 열전달계수는 다음 식으로부터 얻어진다.

$$h = \frac{q}{(T_w - T_\infty)} \text{ (W/m}^2\text{K)} \quad (2)$$

Nusselt 수는 다음의 식으로부터 구하였다.

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (3)$$

불확실도 분석은 Kline 과 McKlinton의 방법¹⁷⁾을 사용하여 수행하였다. Table 1에 관련 변수들의 불확실도를 나타냈고 Nusselt수의 불확실도는 3.6%이다.

3. 실험결과 및 고찰

가열판의 온도구배(dT/dr)가 2, 3 및 4.2°C/cm, 충돌거리(H/D)가 2, 4, 6, 8 및 10, 레이놀즈수가 15,000, 30,000, 50,000인 경우에 대해 열전달 특성을 구하였다.

온도구배에 따른 열전달계수의 변화를 정체점으로부터 벽면거리에 따라 Fig. 3에 나타냈다. 측정된 모든 경우에서 최대 열전달계수는 정체점에서 나타났고 정체점으로부터 멀어짐에 따라 감소하다가 임의의 위치에서 다시 증가하다 감소하는 경향을 보인다. 이것은 정체점 부근에서는 제트의 직접 충돌로 인해 열전달계수가 가장 크고 벽면제트방향을 따라서 포텐셜 코어 영역을 지나 층류에서 난류가 발달함에 따라 열전달계수가 다시 증

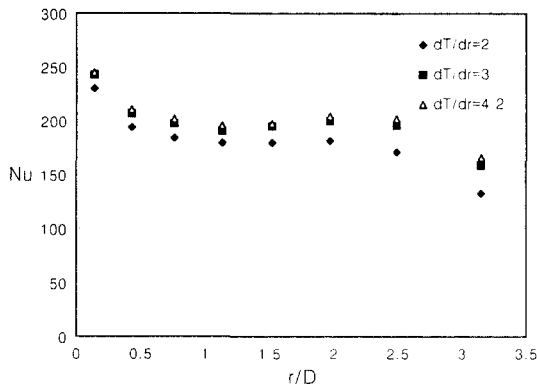


Fig. 3. Nusselt number with radial distance for different temperature gradient (H/D=2, Re=30,000).

가했다가 유동면적이 증가하여 속도가 감소하므로 열전달계수가 감소하는 것을 보여준다. 온도구배의 영향을 살펴보면 온도구배가 클수록 열전달계수가 크게 나타나는데 이것은 커진 온도구배가 벽면제트에 영향을 미쳐 벽면제트의 두께가 증가되고 난류가 증가되어 열전달을 증가시킨 것으로 판단된다. 그러나 충돌거리가 멀어지면 정체점에서 난류유동이 시작되므로 제 2 정점은 나타나지 않는다.

여러 가지 온도구배와 레이놀즈수에 대해 충돌거리가 열전달에 미치는 영향을 알아보았다. Fig. 4는 열전달에 대한 충돌거리의 영향을 보여주고 있다. 레이놀즈수가 작을 때는 충돌거리가 H/D=6일 때 정체점의 열전달계수가 크게 나타났고 레이놀즈수가 클 때는 H/D=8일 때 정체점의 열전달계수가 크게 나타났는데 이는 Gardon 등¹⁰의 기존 연구와 비슷한 경향을 보여주고 있다.

여러 충돌거리와 온도구배에서 레이놀즈수를 변화시키며 열전달 특성을 구하였다. Fig. 5는 충돌거리 H/D=2,

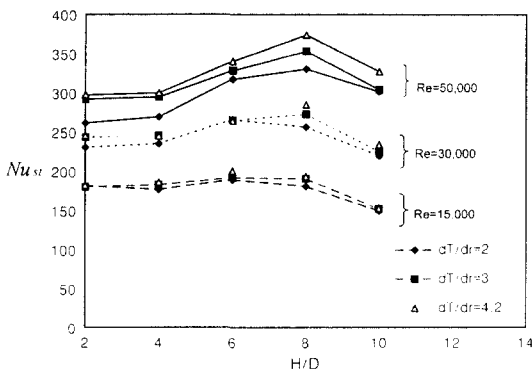


Fig. 4. Effect of Reynolds number on the stagnation point nusselt number.

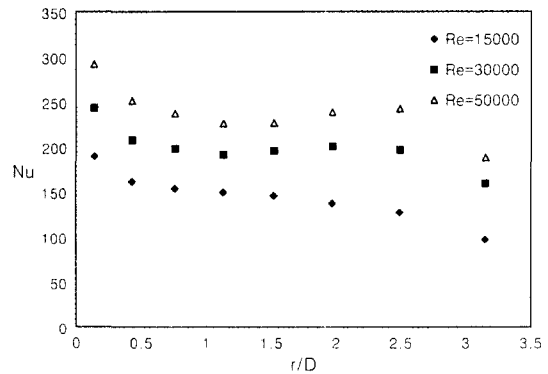


Fig. 5. Nusselt numbers with various Reynolds numbers (dT/dr=2, H/D=2).

온도구배 dT/dr=2의 경우 레이놀즈수에 따른 열전달 특성을 나타내는데 레이놀즈수가 커질수록 열전달은 증가되고 제2 정점도 더 명확하게 나타나는 것을 알 수 있다.

선형온도구배를 갖는 가열판에 대한 충돌제트의 열전달 효과를 정량적으로 나타내기 위해 무차원수인 Nusselt 수의 상관관계식을 구하였다. 강제대류 열전달에 관한 기존의 연구⁹⁾¹¹⁾²는 Nusselt 수를 다음과 같은 일반적인 무차원식으로 표현하였다.

$$Nu=C Pr^m Re^n \quad (4)$$

본 실험의 온도범위에서 Pr수는 0.706~0.708이며 기존의 많은 연구결과에 따르면 m=1/3을 적용하게 된다. Pr^m의 변화값이 미소하므로 온도구배에 의한 Pr수의 영향이 적다는 것을 알 수 있다. 본 연구에서는 강제대류에 대한 기존의 열전달 상관식에 충돌제트의 기하형태 변수인(H/D)와 충돌면의 온도구배(dT/dr)를 포함시켜 상관식을 구하였다.

충돌거리 H/D=2~8에 대해 정체점과 전열면 전체에 대한 열전달 상관식을 구하면

$$Nu_{st}=8.918 \times Pr^{1/3} \times Re^{0.284} \times (H/D)^{0.145} \times (dT/dr)^{0.086} \quad (5)$$

$$Nu_{ave}=6.215 \times Pr^{1/3} \times Re^{0.297} \times (H/D)^{0.04} \times (dT/dr)^{0.083} \quad (6)$$

충돌거리가 H/D=8~10일 때 열전달 상관식을 구해보면

$$Nu_{st}=6.261 \times Pr^{1/3} \times Re^{0.39} \times (H/D)^{-0.21} \times (dT/dr)^{0.024} \quad (7)$$

$$Nu_{ave}=3.06 \times Pr^{1/3} \times Re^{0.426} \times (H/D)^{-0.214} \times (dT/dr)^{-0.01} \quad (8)$$

로 나타낼 수 있으며 오차는 10% 이내이다.

충돌제트의 열전달 특성과 난류유동과의 관계를 알아보기 위해 축방향과 벽면제트를 따른 반경방향의 평균 속도, 난류유동속도를 측정하였다. 축방향의 거리에 따른 제트중심부의 속도를 측정한 결과 제트출구속도가 유

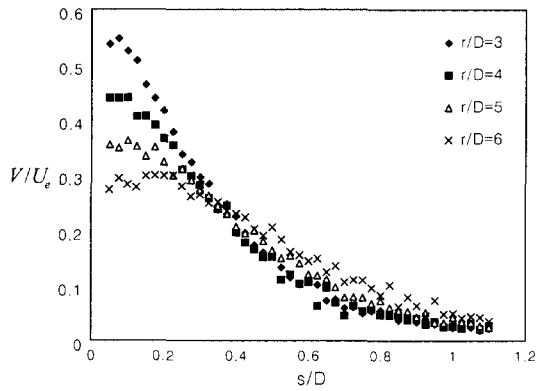


Fig. 6. Wall jet velocity profiles with normal distance from the wall ($dT/dr=2$, $H/D=6$).

지되는 포텐셜 코어 길이가 4~5D 정도 된다는 기존의 연구^[13]와 일치한다. 반경 방향으로 유동하는 벽면제트의 속도(V)분포는 Fig. 6과 같이 초기에는 벽면 가까이 큰 속도량이 집중되어 있다가 중심축에서 멀어질수록 벽면제트가 발달하여 속도구배가 완만해짐을 알 수 있다^[14]. 또한, 벽면제트방향으로 나아갈수록 벽면제트의 발달로 인해 최대값의 위치가 벽면에서 멀어지는 경향이 있다.

축방향의 평균속도와 난류요동속도에 대한 온도구배의 영향을 평가하기 위해 $H/D=2$ 인 경우에 대한 측정결과를 Figs. 7~8에 나타냈다. 자유제트의 축을 따라 벽면의 영향을 받는 영역에서 축방향의 속도분포와 난류요동속도에 대한 가열관에서의 온도구배에 의한 영향은 크지 않은 것으로 나타난다. 다른 레이놀즈수에 대해서도 같은 경향을 나타낸다.

Fig. 9는 벽면제트가 온도구배가 커질수록 더욱 두터워지는 것을 보여준다. 이러한 경향은 정체점에서 멀어

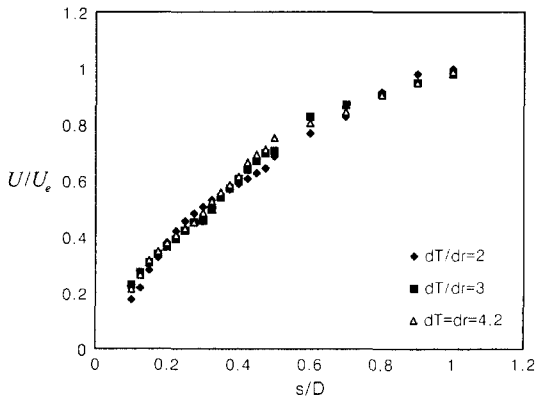


Fig. 7. Axial velocity profiles at $r/D=0$ for $Re=50,000$ and different temperature gradient

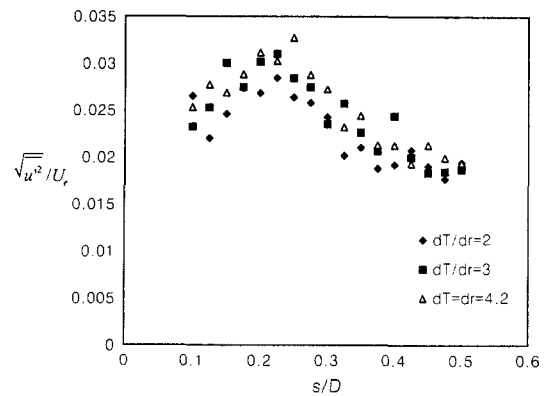


Fig. 8. Axial rms velocity profiles at $r/D=2.0$ for $Re=30,000$ and different temperature gradient.

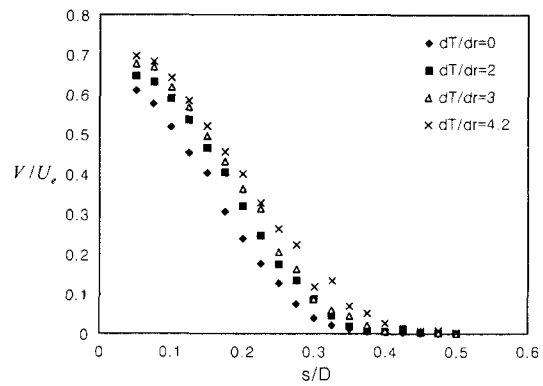


Fig. 9. Wall jet velocity profiles at $r/D=2.0$ for $Re=30,000$ and different temperature gradient.

질수록 커진다. Fig. 10에 나타낸 반경방향의 난류요동속도 분포에서 볼 수 있는 것처럼 온도구배가 증가함에 따라 난류의 증가로 혼합이 활발하게 일어나서 벽면제

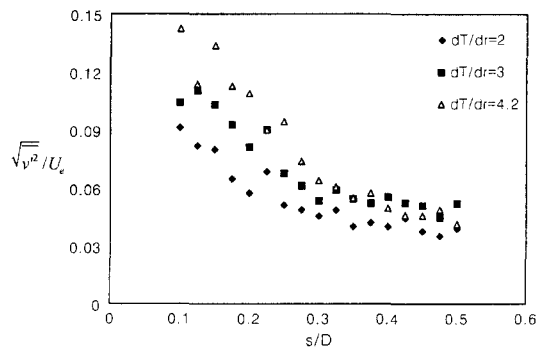


Fig. 10. Radial rms velocity profiles at $r/D=2.0$ for $Re=15,000$ and different temperature gradient.

트는 더욱 발달하게 된다.

4. 결 론

선형적인 온도구배를 갖는 비균일 가열판에 대한 충돌제트의 열전달 특성과 난류유동구조를 실험을 통해 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 선형적인 온도구배를 갖는 가열판에서의 열전달계수는 정체점에서 최대값을 나타냈고 정체점에서 벽면제트방향으로 멀어질수록 감소하다가 난류의 영향으로 다시 증가해서 제 2의 정점을 형성하고 다시 감소하는 경향을 보인다. 레이놀즈수가 증가할수록 더욱 뚜렷한 경향을 보인다.

(2) 선형적인 온도구배를 갖는 가열판에서 열전달이 가장 잘 일어나는 노즐출구에서 가열판까지의 거리는 레이놀즈수가 15,000일 때는 6D, 레이놀즈수가 30,000일 때는 8D 정도로 나타났고 속도가 증가할수록 거리효과는 감소하였다.

(3) 가열판의 온도구배가 클수록 열전달이 증가하는 것으로 나타났다.

(4) 열전달을 나타내는 무차원수인 Nusselt 수는 Prandtl 수와 레이놀즈수, 충돌거리(H/D), 온도구배(dT/dr)의 지수승의 함수로 나타낼 수 있었다.

(5) 온도구배와 난류 유동장의 관계를 확인하였고 온도구배의 영향은 벽면제트에서의 속도와 난류유동속도에서 균일 온도보다 더 크게 나타났다.

후 기

본 연구는 1999년도 충북대학교 발전기금재단 연구비에 의하여 수행되었기에 이에 감사드립니다.

사용기호

A _s	: 구리판의 면적[m ²]
D	: 직경[m]
H	: 충돌 거리[m]
h	: 열전달계수[W/m ² K]
Nu	: Nusselt 수, hD/λ
Pr	: Prandtl 수, ν/α
q	: 대류 열유속[W/m ²]
Re	: Reynolds 수, ρU _c D/μ

s	: 충돌판으로부터의 수직 거리[m]
T _∞	: 제트 온도[K]
T _w	: 충돌판의 온도[K]
U	: 제트의 축방향 평균속도[m/s]
U _c	: 노즐 출구에서의 속도[m/s]
u'	: 축방향 요동속도[m/s]
V	: 벽면제트방향 평균속도[m/s]
v'	: 벽면제트방향 요동속도[m/s]
r	: 정체점으로부터 온도구배 방향을 따른 거리[m]
z	: 노즐 출구로부터 축방향 거리[m]
λ	: 공기의 열전도도[W/mK]

참고문헌

1. Ali Khan, M.M., Hirata, M., Kasagi, N. and Nishiwaki, N.: Seventh Int. Heat Transfer Conf., Washington, 3, 363 (1982).
2. Ichimiya, K.: ASME J. Heat Transfer, 117, 316 (1995).
3. Sparrow, E.M. and Lovell, B.J.: ASME J. of Heat Transfer, 102, 202 (1980).
4. Lee, D.H., Chung, Y.S. and Kim, M.G.: Int. J. Heat and Mass Transfer, 42, 1147 (1999).
5. Ward, J. and Mahmood, M.: J. of Heat Transfer, 3 401 (1982).
6. Huber, A.M. and Viskanta, R.: ASME J. Heat Transfer, 116, 570 (1994).
7. Kline, S.J. and McClinton, F.A.: Mechanical Engineering, 75, 3 (1953).
8. Gardon, R. and Aktirat, J.C.: Int. J. Heat Mass Transfer, 8, 1261 (1965).
9. Goldstein, R.J. and Franchett, M.E.: ASME J. of Heat Transfer, 110, 84 (1988).
10. Cooper, D., Jackson, D.C., Launder, B.E. and Liao, G.X.: Int. J. Heat Mass Transfer, 36 (10), 2675 (1993).
11. Kataoka, K., Komai, T. and Nakamura, G.: ASME paper 78-HT-5, (1978).
12. Lytle, D. and Webb, B.W.: "Fluid Mechanics and Thermo Dynamics", Elsevier, New York (1991).
13. Saad, N.R., Polat, S. and Douglas, W.M.: Int. J. Heat and Fluid Flow, 13(1), 2 (1992).
14. Gardon, R. and Carbonpue, J.: Int. Heat Transfer Conf. Univ. of Colorado, 2, 454 (1962).