

MESH에 의한 열전달증진에 관한 연구

금성민* · 정동수** · 김종보**

(1997년 12월 1일 접수)

A Study on the Heat Transfer Enhancement by Mesh

Sung-Min Kum, Dong-Soo Jung and Jong-Bo Kim

Key Words : Impinging Jet(충돌분류), Heat Transfer Enhancement(열전달증진), Mesh(메쉬), Turbulence Promoter(난류촉진체), Clearances(간극), Small Jet(소분류)

Abstract

The objective of this research was to investigate the enhancement of heat transfer by mesh in impinging air jet system. The technique used in this research is to place mesh as a turbulence promoter in front of the impinging plate. The heat transfer characteristics with and without mesh, the effect of clearances between impinging plate and mesh, the effect of distance between nozzle exit and impinging plate, and the effect of nozzle exit velocity have been studied experimentally. When mesh was installed in front of the impinging plate, heat transfer has been increased due to the acceleration between rectangular holes and divided small jets. When clearances are changed, heat transfer comes to a maximum under the condition of $C=1\text{mm}$, irrespective of nozzle exit velocity or H/B . Also the average heat transfer enhancement with mesh has been increased about 44% under the condition of $U=18\text{m/s}$, $H/B=2$ and $C=1\text{mm}$, compared to the result of a flat plate without mesh. And the results of this research are compared with existing heat transfer augmentation method by rectangular or circular rod.

기 호 설 명

- A : 전열면적, m^2
- B : 노즐출구폭, m
- C : 전열면과 메쉬사이의 간극, m
- h : 열전달계수, $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
- H : 노즐출구로부터 충돌판까지의 거리, m
- L : 노즐높이, m
- q : 열유속, W/m^2
- T_w : 전열면의 온도, $^\circ\text{C}$
- T : 노즐출구에서의 공기의 온도, $^\circ\text{C}$
- U : 노즐출구에서 분류의 축방향속도, m/s
- U_s : 분류의 중심속도, m/s

- $\sqrt{u^2}$: 난류강도, m/s
- X : 정체점으로부터 노즐폭방향으로의 거리, m
- λ : 열전도계수, $\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$

하첨자

- f : 메쉬가 없는 평판
- m : 메쉬가 있는 평판
- s : 정체점
- t : 난류촉진체

1. 서 론

에너지 유효이용과 관련되는 기술가운데 열교환 기술은 가장 중요한 것중의 하나이며 열교환기술의 발전은 곧 열전달증진기술의 발전이라고도 말할 수

*회원, 한라공과대학교 기계공학부

**회원, 인하대학교 기계공학과

있다. 열전달증진은 유체와 전열면간의 단위 면적당 열이동량을 증가시키는 것으로서 지금까지 보고된 열전달증진 기술은 두가지로 대별할 수 있는데, 첫번째는 능동적 방법(active technique)으로서 외부로부터 동력공급량을 증가시키거나 전열면에 진동 등을 가하는 방법이며, 두번째는 수동적 방법(passive technique)으로서 외부에서 부가적인 동력의 공급없이 전열면의 확대 및 가공, 원관내에 twisted tape 등을 삽입하여 선회류를 발생시키거나, 난류촉진체를 이용한 전열증진 등이 이에 상당한다.^(1~10) 따라서 에너지 절약이라는 측면에서 볼 때 부가적 동력 공급이 없는 수동적 방법이 열전달증진에 바람직한 것이라고 생각된다.

특히 열전달증진의 대표적인 것에는 대류열교환 기술을 대상으로하는 충돌분류계가 있는데, 이 계는 충돌영역에서 발생하는 대규모 와류(large scale eddy)에 의해 높은 열 및 물질전달계수를 얻을 수 있기 때문에 이 방법의 개발은 대단히 중요하다고 할 수 있다. 충돌분류는 물체의 표면을 냉각하거나 가열하는데 널리 이용될 수 있는데 공업적인 예를 보면 고온물체의 급속냉각, 직물 및 종이, 도장면 등의 건조, 가스터어빈의 냉각과 근래에는 전자장비의 냉각 등에 이용하고 있다.^(1~10)

충돌분류의 이러한 장점 때문에 충돌분류에 대한 실험적, 이론적 연구는 활발하게 진행되고 있다. 충돌분류에 대한 기초적 실험은 Gardon^(11,12) 등이 처음으로 시도한 이후 정체점 부근에서의 열전달증진 원인이 규명되었으나 분류가 충돌영역을 벗어나 벽면분류영역으로 진행할수록 속도감소와 분류의 확산으로 열전달효과가 상대적으로 낮아지기 때문에 벽면분류영역에서의 열전달증진에 관한 필요성으로 인해 이 분야에 대한 연구도 꾸준히 진행되고 있다.

정체점 이후 벽면분류영역에서의 열전달성능향상을 위해서는 노즐의 형태 및 배열을 변화시키는 방법, 전열면의 형상을 곡면 또는 파형면으로 제작하여 전열면적을 확대시키는 방법, 전열면의 표면조도를 이용하는 방법, 노즐에 twisted tape 등을 삽입하여 분류를 선회시키는 방법, 로드 또는 리브와 같은 난류촉진체를 이용한 방법 및 작동유체를 밀도가 큰 액체로 대체한 연구결과^(4~9, 13~16, 20)들이 발표되고 있으며, 유동저항을 줄이고 분류의 재부착을 용이하게 하여 열전달향상요인을 최적화할수 있는 하이브리드 리브의 형상⁽¹⁷⁾도 제안된바 있다.

그러나 위에서 언급된 방법들은 가공 및 제작상 문제점이 있으며, 기존의 로드와 리브와 같은 난류촉진체를 이용한 방법은 열교환기의 소형화 적용에 어려움이 있을것으로 생각된다.

따라서 본 연구는 충돌분류계에서 열전달증진을 목적으로 가공 및 설치가 용이한 메쉬를 제작하여 노즐출구와 충돌판 사이에 설치한후 노즐출구 속도, 충돌판의 위치 및 메쉬와 전열면사이의 간극을 변화시키면서 충돌영역과 벽면분류영역의 유동특성과 열전달특성을 규명하고 메쉬의 최적설치 조건을 제시한다. 또한 기존의 난류촉진체를 이용한 열전달향상 방법과 정성, 정량적으로 비교 검토하여 충돌공기분류의 열전달증진기술에 중요한 자료를 제시하고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치의 개요

Fig. 1은 실험장치의 개략도로서 공기는 원심식 송풍기에서 송출되며 유량은 유량조절 밸브에 의해 조절되고, 디퓨저를 지나 하니컴과 챔버에 의해 균일화되면서 노즐을 통해 분출된다. 2차원 분류가 되도록 분출 후의 유로상하면에는 평행판을 설치하였으며 충돌판과 메쉬는 전후 좌우이동이 가능하도록 하였다.

본 실험에서 사용한 노즐은 유체역학적 특성을 고려하여 노즐 출구에서 균일한 속도분포와 저난류강도 및 노즐벽면에서 형성되는 경계층의 두께가 얇도록 입구폭 250 mm, 출구폭 50 mm, 높이 500 mm, 길이 300 mm인 sine곡선형으로된 사각 노즐로서 예비실험을 통해 노즐 출구에서 분출한 유체가 2차원 분류임을 확인하였다.

2.2 좌표계

Fig. 2는 충돌판앞에 메쉬를 설치한 경우의 좌표계로서 메쉬와 충돌판사이의 간극을 C, 노즐 출구 폭을 B, 노즐높이를 L, 충돌판의 정체점(stagnation point)으로부터 노즐출구폭 방향의 거리를 X, 노즐출구로부터 전열면까지의 거리를 H로 하여 X와 H를 각각 X/B , H/B 로 무차원화하였으며, 노즐중심은 메쉬의 중심홀의 중앙선과 일치하도록 하였다.

본 실험에서 사용한 메쉬는 Fig. 3과 같이 스테인레스판(500×500×2 mm)에 정사각형 홀(10×10 mm)

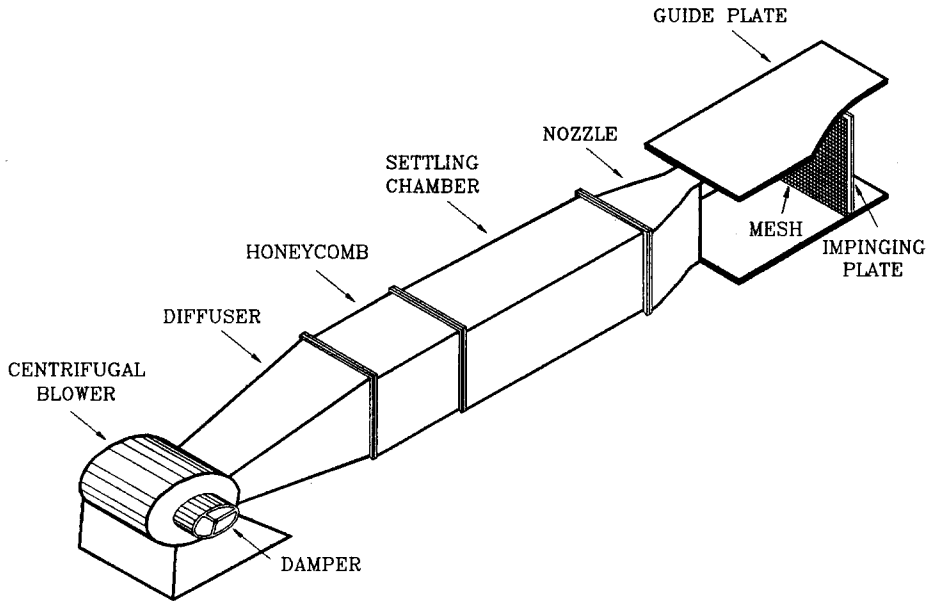


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

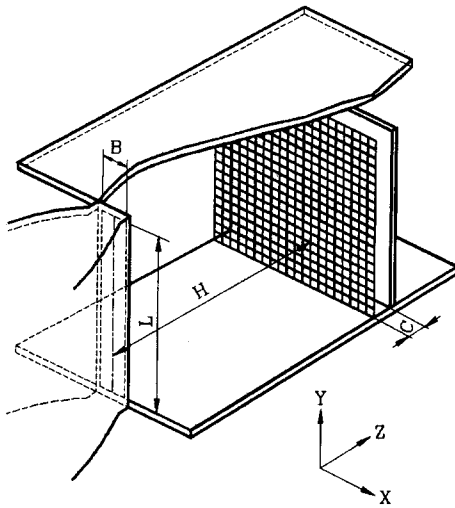


Fig. 2 Coordinate system of flat plate with mesh.

을 부식 가공하였으며 홀과 홀사이의 간격은 2 mm 이다.

2.3 자유분류의 개요

노즐로 부터 정지유체내로 분사되는 자유분류는 노즐형상과 유속에 따라 약간의 차이는 있지만 일반적으로 포텐셜코어영역, 천이영역, 발달영역으로 대별할 수 있다.^(11,12,18,19) 포텐셜코어(potential

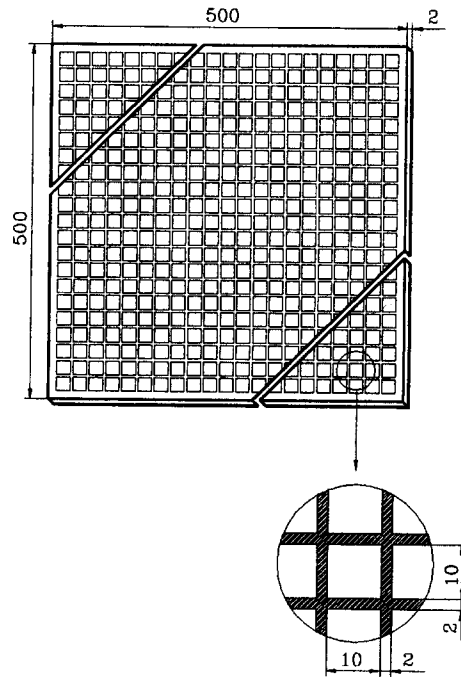


Fig. 3 Detailed diagram of mesh.

core) 영역은 노즐출구로 부터 노즐폭의 약 6배 정도되는 위치까지의 영역을 말하며 흐름은 와류가 없고 이 영역내에 충돌판을 설치할 경우 정체점부

근에서 흐름의 양상은 거의 층류와 같으며 대규모 난류는 관찰되지 않는다.

천이영역(transition region)은 보통 노즐출구폭의 약 8~12배 되는 위치까지의 영역으로 층돌판이 이 영역에 위치하게 되면 대규모 와류가 왕성하게 일어나며 이 와류들은 전열면 앞에서 쌍와류(vortex pairs)로 나타나는데 특히 이 와류들은 흐름의 운동량 및 에너지 교환을 증가시켜 벽면에서의 열전달성능을 향상시킨다

따라서 본 연구는 자유분류영역내에서 주위 정지 유체와의 혼합작용이 충분하지 않기 때문에 열전달 성능이 가장 낮을것으로 예상되는 포텐셜코어 영역과, 난류발생으로 인해 열전달성능이 가장 높을것으로 생각되는 천이영역에서의 열전달특성을 검토하였다.

2.4 전열면형상 및 온도측정

층돌판의 전열면형상은 Fig. 4와 같으며 베이클라이트판(500×500×20 mm)에 스테인레스 박판(500×10×0.03 mm) 3매를 접착제로 부착하고 단면 B-B에 표시된 바와 같이 동판으로 연결하였다. 전열면의 가열은 q=1020W/m²의 등열유속 조건으로 통전 가열하였으며 이 때 전압은 자동전압조정기를 사용하여 일정하게 유지시켰고, 열유속 값은 식 (1)과 같이 구하였다.

$$q = I \cdot \frac{V}{A} \tag{1}$$

전열면의 온도측정은 스테인레스 박판 뒷면에 직경 0.127 mm의 C-C열전대(T-type) 40개를 정체점으로 부터 6 mm 간격으로 납땜 부착하여 Data Logger(Fluke Co, Helios I)에 연결하고 전열면이 정상상태에 도달한후 10회 측정하여 평균온도를 사용하였다.

베이클라이트판($\kappa=0.33$ W/mK)에서의 방출열량은 전체가열량의 3%이내의 범위였기 때문에 베이클라이트판을 통한 열손실은 무시하였다.

또한 온도측정은 자유분류의 유속측정으로 부터 좌우 대칭성을 확인했기 때문에 정체점으로 부터 한 방향으로만 측정하였고 이때 사용된 물성치는 참고문헌⁽²¹⁾을 이용하였다.

그리고 국부열전달계수(h), 국부 Nusselt 수(Nu), 국부평균 Nusselt 수(\bar{Nu})는 다음과 같이 계산하였다.

$$h = \left(\frac{q}{T_w - T_\infty} \right) \tag{2}$$

$$Nu = h \cdot B / \lambda \tag{3}$$

$$\bar{Nu} = \int_{-x}^x Nu \cdot dx / \int_{-x}^x dx \tag{4}$$

본 연구에서 Re 에 대한 불확실성은 $\pm 2.1\%$ 이고, Nu 의 불확실성은 $\pm 5.7\%$ 이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 자유분류의 속도와 난류강도

Fig. 5는 분류중심축상에서의 속도와 노즐출구

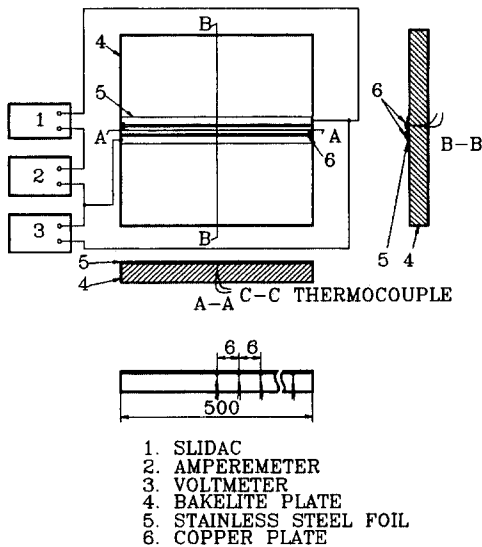


Fig. 4 Detailed diagram of heating apparatus.

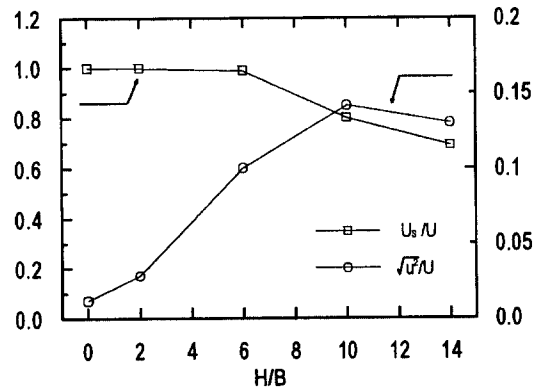


Fig. 5 Distribution of velocity and turbulence along the centerline of tree jet (U=18m/s).

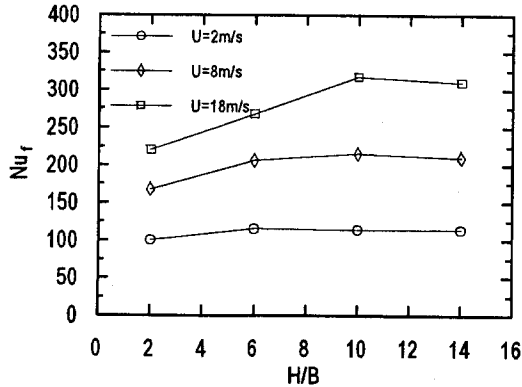


Fig. 6 Variation of stagnation point Nu_r as a function of H/B for various velocities.

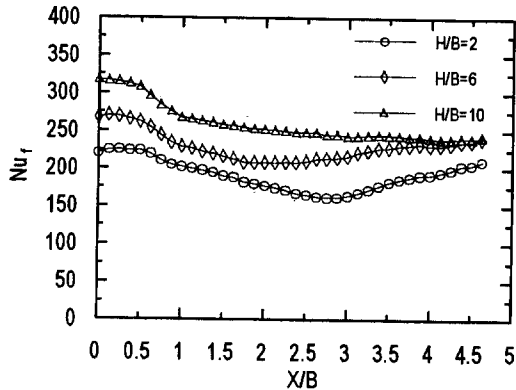


Fig. 7 Distribution of local Nu_r on the flat plate as a function of X/B for $U=18\text{m/s}$.

속도와와의 비 (U_s/U) 및 난류강도와 노즐 출구속도와와의 비 ($\sqrt{u^2}/U$)를 나타낸 것으로 약 $H/B=6$ 까지 노즐 출구속도가 유지되며 $H/B=6$ 이후 감소하고 있다. 따라서 포텐셜 코어영역은 $H/B=6$ 까지로 생각되며 난류강도는 노즐 출구로부터 증가하기 시작하여 주위 유체와의 혼합작용이 충분히 이루어지는 천이영역인 $H/B=10$ 에서 최대가 된 후 점차 감소하고 있다. 따라서 본 실험범위내에서 난류강도가 최소가 되는 위치는 $H/B=2$ 이며 최대가 되는 위치는 $H/B=10$ 이다.

3.2 메쉬를 설치하지 않은 평판에서의 열전달특성

Fig. 6은 메쉬를 설치하지 않은 평판에 분류가 충돌할 때 노즐 출구속도(이하 U) 변화에 따른 정체점에서의 열전달특성을 나타낸 것으로 정체점에

서의 Nu_r 는 H/B 가 증가함에 따라 증가하기 시작하여 $H/B=10$ 에서 최대가 된 후 감소한다. 특히 Nu_r 가 U 변화와 관계없이 $H/B=10$ 에서 최대가 되는 것은 분류가 충돌판에 충돌하기전에 주위유체와의 충분한 혼합작용이 이루어져 난류강도가 증가되었기 때문이다.

Fig. 7은 $U=18\text{m/s}$ 일 때 정체점으로부터 X 방향의 Nu_r 분포를 각 H/B 에 대하여 나타낸 것으로 X 방향으로 진행하면서 Nu_r 는 정체점 이후 낮게 나타나는데 이것은 분류가 벽면분류영역으로 진행하면서 속도가 감소하고 분류가 확산하기 때문이다. 특히 분류가 벽면을 따라 진행하면서 나타나는 특징으로 포텐셜코어영역(본 실험범위내에서는 $X/B \geq 6$)에서 Nu_r 는 정체점 이후 감소하다 $X/B \approx 2.5$ 부근에서 다시 증가하기 시작한다. 이와같은 현상은 분류가 층류에서 난류로 천이하면서 생성된 와류가 전열면상의 온도경계층을 교란시키기 때문^(6,7,12)이라는 것이 밝혀진바 있다. $H/B=10$ 인 경우에는 이와같은 현상은 나타나지 않는데 이것은 분류가 충돌판에 충돌하기전 주위유체와의 충분한 혼합작용이 이루어지는 천이영역에 있기 때문⁽⁴⁻⁷⁾이다.

이상과 같이 2차원 충돌분류계에서 분류가 메쉬를 설치하지 않은 평판에 충돌할때의 유동특성과 열전달특성에 대하여 고찰한 결과, 분류가 평판에 충돌할 때 Nu_r 는 정체점 이후 X 방향으로 진행하면서 감소하며, 포텐셜코어영역의 $X/B \approx 2.5$ 부근에서 Nu_r 의 재상승은 있지만 정체점부근과 비교해보면 상대적으로 낮기 때문에 벽면분류영역의 열전달 향상 방법에 관한 연구는 대단히 중요하다고 생각된다.

그리고 H/B 의 변화에 대한 Nu_r 의 관계를 살펴보면 U 에 관계없이 Nu_r 는 $H/B=2$ 에서 가장 낮게 나타나고 $H/B=10$ 에서 가장 높게 나타나므로 본 실험에서는 $H/B=2$ 와 $H/B=10$ 을 중심으로 실험 결과를 분석하고자 한다.

3.3 메쉬설치에 의한 열전달 특성

본 절에서는 노즐출구와 충돌판사이에 메쉬를 설치한후 노즐출구 속도(U) 및 메쉬와 전열면사이의 간극(C)을 변화시킬 때의 유동특성과 열전달특성을 규명하고 메쉬를 설치하지 않은 평판과 비교 검토하고자 한다.

Fig. 8은 $U=18\text{m/s}$ 이고 충돌판을 포텐셜코어영역인 $H/B=2$ 인 위치에 설치했을 때 C 변화에 대

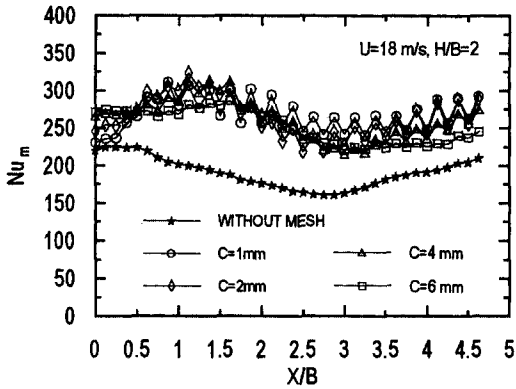


Fig. 8 Distribution of local Nu_m as a function of X/B for various clearances ($H/B=2$).

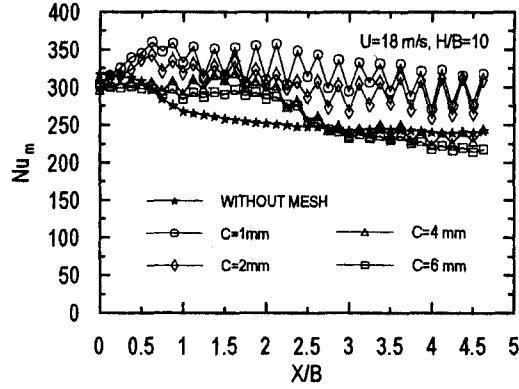


Fig. 10 Distribution of local Nu_m as a function of X/B for various clearances ($H/B=10$).

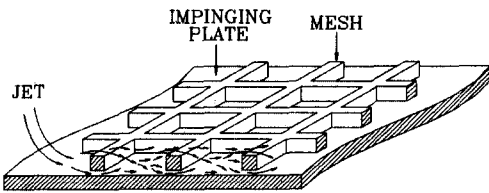


Fig. 9 Flow pattern between impinging plate and mesh.

한 Nu_m 의 분포를 나타낸것으로서 메쉬를 설치하지 않은 때와 비교하면 C 변화와 관계없이 X/B 전 영역에서 높게 나타난다.

벽면분류영역에서 Nu_m 의 분포를 살펴보면, 정사각형의 메쉬를 중앙부에서는 분류가 전열면에 직접 충돌하는 반면 홀과 홀사이의 밑부분에서는 Fig. 9와 같이 분류가 측면에 충돌한후 분할되어 가속되기⁽¹⁶⁾ 때문에 홀부분보다 열전달은 향상되어 Nu_m 은 감소와 증가를 반복한다. 정체점부근에서 C 변화에 대해 살펴보면 C 가 클수록 분류가 메쉬를 통과하면서 주위유체와의 혼합과정이 용이하기 때문에 Nu_m 이 높게 나타난다.

벽면분류영역에서는 C 가 작을수록 분류가 벽면을 따라 유동하면서 홀과 홀사이에서 분류의 가속이 용이하기 때문에 Nu_m 이 높게 분포되어 있으며 메쉬를 설치하더라도 평판 실험과 같이 $X/B \approx 2.5$ 부근부터 Nu_m 이 재상승하는 현상이 나타난다.

Fig. 10은 $U=18$ m/s, $H/B=10$ 인 경우로 정체점부근에서 Nu_m 의 분포는 C 변화와 관계없이 메쉬를 설치하지 않은 때보다 낮게 나타난다. 이것은 천이영역에서 분류의 난류강도는 커진 상태에서 메쉬에 충돌하지만 정체점부근에서 메쉬에 의한 유동저

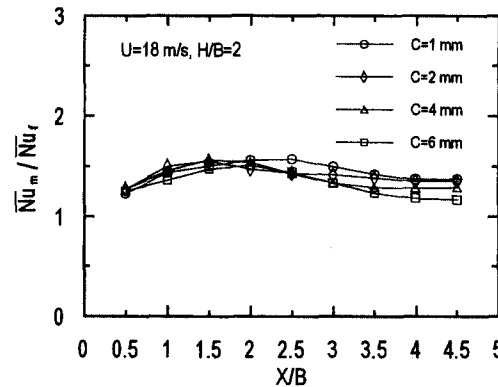


Fig. 11 Distribution of local average Nu_m as a function of X/B for various clearances.

항이 원인이라고 생각된다.

C 변화에 대한 열전달특성은 $H/B=2$ 와 같이 C 가 작을수록 Nu_m 이 전체적으로 높게 나타나며 $C=4, 6$ 인 경우에는 $X/B < 2.5$ 에서 메쉬를 설치하지 않은 경우보다 더 낮아지고 있는데 이와같은 현상의 주요원인은 메쉬에 의한 유동저항과 분류의 확산때문으로 볼 수 있다.

Fig. 11 및 12는 $U=18$ m/s일 때 $H/B=2$ 와 $H/B=10$ 인 경우 C 변화에 대한 국부평균 열전달증진율을 나타낸 것으로 $C=1$ 인 경우 $X/B=2 \sim 2.5$ 부근에서 국부적으로 메쉬를 설치하지 않은 평판에 비해 약 1.6배, $H/B=10$ 인 경우 약 1.3배 정도의 열전달증진율을 나타내며 전체적으로 C 가 작을수록 증진효과는 크다.

난류강도측면에서 본다면 $H/B=2$ 가 $H/B=10$ 보다 난류강도가 작지만, 열전달증진율면에서 보면

$H/B=2$ 가 $H/B=10$ 보다 열전달증진율이 향상된다. 이것은 $H/B=10$ 에서는 분류가 충돌판에 충돌하기 전에 주위유체와의 혼합작용이 충분히 이루어져 난류성분이 증가된 상태로 메쉬에 충돌하기 때문에 메쉬에 의한 영향은 상대적으로 작은 반면, $H/B=2$ 에서는 노즐출구와 충돌판사이의 거리가 가까기 때문에 노즐출구에서 분출된 유체는 주위유체와의 혼합이 충분하지 않은 상태에서 메쉬에 충

돌하지만 메쉬를 통과하면서 소분류로 분할되어 충돌하기 때문에 열전달증진율은 크게 향상된다고 생각한다.

Fig. 13은 $C=1$ 및 $H/B=2, 10$ 인 경우 Re 수에 대한 \overline{Nu}_m 수의 분포를 나타낸것으로 이것을 무차원식으로 정리하면 식 (5)와 같고 C 변화에 관계는 Table. 1과 같이 나타낼수 있으며 실험식의 오차는 모두 $\pm 2.3\%$ 이내에서 만족한다.

$$\overline{Nu}_m = A \cdot Re^b \cdot Pr^{0.4} \quad (5)$$

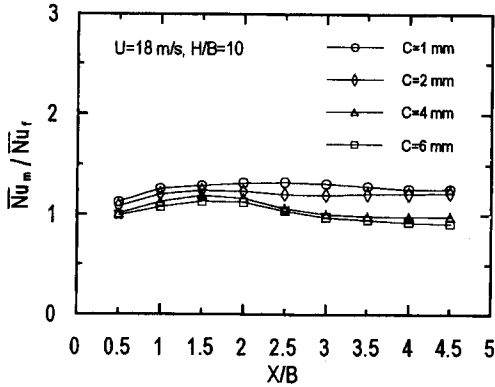


Fig. 12 Distribution of local average Nu as a function of X/B for various clearances.

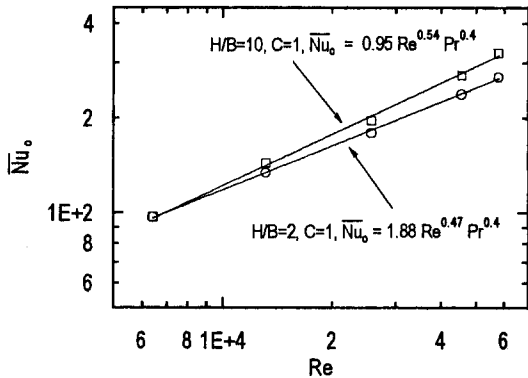


Fig. 13 Correlation of average Nusselt number and Reynolds number.

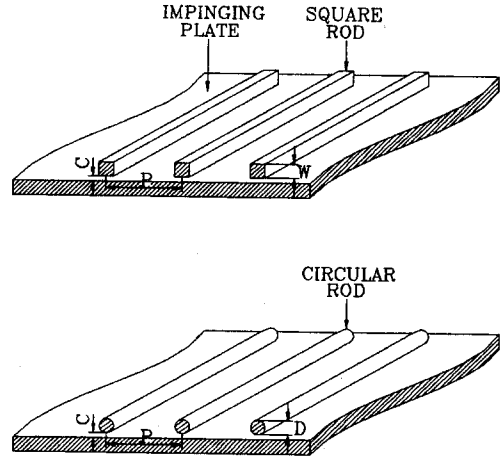


Fig. 14 Array pattern for square and circular rod of ref. 6, 7.

Table 1 Correlation coefficients for average Nusselt number, Eq. (5)

C [mm]		1	2	4	6
$H/B=2$	A	1.88	1.78	1.95	2.37
	b	0.47	0.47	0.46	0.44
$H/B=10$	A	0.95	1.05	1.71	2.09
	b	0.54	0.53	0.47	0.45

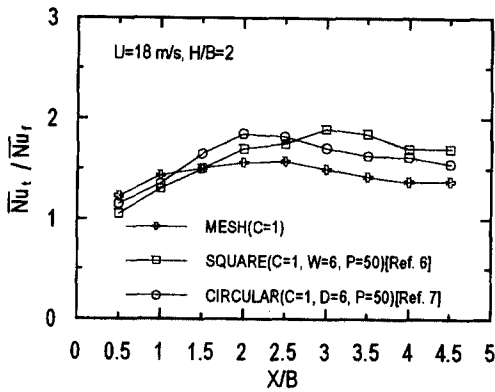


Fig. 15 Comparison of heat transfer enhancement rate on mesh, square rod and circular rod.

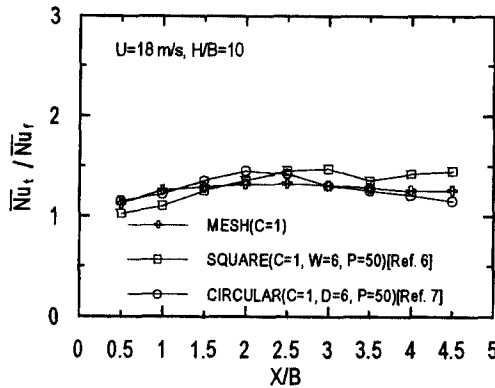


Fig. 16 Comparison of heat transfer enhancement rate on mesh, square rod and circular rod.

로드를 설치한 실험결과^(6,10)들을 본 실험결과와 비교 검토하고자 한다.

Fig. 15는 $U=18$ m/s, $H/B=2$ 일 때 메쉬를 설치했을 경우 ($C=1$ mm)와, 한번의 길이(W)가 6 mm인 사각로드를 전열면앞에 설치했을 경우⁽⁶⁾ ($C=1$ mm, $P=50$ mm) 및 직경(D)이 6 mm인 원형로드를 전열면앞에 설치했을 때⁽¹⁰⁾ ($C=1$ mm, $P=50$ mm)의 실험 결과중 열전달증진율이 가장 우수한 조건에서 국부 $\overline{Nu}_t / \overline{Nu}_r$ 를 비교한 것으로 $X/B < 1$ 까지의 열전달증진율은 메쉬를 설치한 경우가 높게 나타나는데 이것은 분류가 메쉬를 통과하면서 소분류로 분할되어 충돌하기 때문이다. 그러나 벽면분류영역으로 진행하면서 로드를 설치했을 경우 로드 바로 밑의 가속, 재부착 및 로드측면에서 발생하는 와류의 영향⁽⁶⁾이 메쉬설치에 의한 홀과 홀사이의 가속현상보다 더 크게 작용하기 때문에 사

각 및 원형로드의 열전달증진율이 메쉬보다 높게 나타나며, 원형 로드인 경우에는 로드 바로 밑의 단면적이 사각로드의 단면적 보다 작기 때문에 가속에 의한 영향은 사각로드 보다 줄어든다. Fig. 16은 $H/B=10$ 인 경우로서 사각로드 및 원형로드의 실험결과와 비교하면 그 차이는 점차 작아진다. 따라서 천이영역에서는 주위정지유체와의 혼합에 의한 노즐출구에서의 난류강도가 지배적인 인자임을 알수 있다.

4. 결론

본 연구는 2차원 충돌공기분류계에서 열전달증진을 목적으로 노즐출구와 충돌판사이에 메쉬를 설치한 후 노즐출구 속도, 메쉬와 충돌판사이의 간극, 노즐출구와 충돌판사이의 거리를 변화시킬 때의 열전달특성을 메쉬를 설치하지 않은 경우와 비교 검토한 것으로 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 메쉬를 설치했을 때에는 분류가 전열면에 충돌하면서 소분류로 분할되어 발생하는 난류에 의해 충돌영역에서 열전달성능이 좋아지며, 또한 벽면분류영역으로 진행하면서 홀과 홀사이의 밑부분에서 일어나는 가속으로 인해 열전달성능이 향상된다.
- (2) 메쉬와 충돌판사이의 간극을 변화시켰을 경우 정체점부근에서는 간극이 클수록, 벽면분류영역에서는 간극이 작을수록 열전달성능은 우수하다.
- (3) 메쉬를 설치했을 경우 $U=18$ m/s, $H/B=2$, $C=1$ 일 때 평균 1.44배, $H/B=10$, $C=1$ 일 때 평균 1.27배의 열전달증진율이 나타났다.
- (4) 본 실험결과와 로드를 이용한 실험결과들과 비교하면, 로드를 설치했을 경우 벽면분류영역에서는 로드 바로 밑의 가속, 재부착 및 로드측면에서 발생하는 와류의 영향이 메쉬설치에 의한 홀과 홀사이의 가속현상보다 더 크게 작용하기 때문에 사각 및 원형로드의 열전달증진율이 메쉬보다 높게 나타나며, 정체점부근에서는 분류가 메쉬를 통과하면서 소분류로 분할되어 난류가 발생되어 충돌하기 때문에 메쉬에 의한 열전달증진율이 사각 및 원형로드보다 높다.

참고문헌

- (1) Popiel, C. O. Boguslawski, L., 1986, "Heat Transfer from a Rotating Disk in an Impinging

- Round Jet," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 108, pp. 357~364.
- (2) Hagge, J. K. and Junkhan, G. H., 1975, "Mechanical Augmentation of Convective Heat Transfer in Air," *ASME Journal of Heat Transfer*, Ser. C, Vol. 97, pp. 516~520.
- (3) Barnett, P. G., 1972, "The Influence of Wall Thickness, Thermal Conductivity and Method of Heat Input on the Heat Transfer Performance of Some Ribbed Surfaces," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 1159~1169.
- (4) Donne, M. D. and Meyer, L., 1977, "Turbulent Convective Heat Transfer from Rough Surfaces with Two-Dimensional Rectangular Ribs," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 583~620.
- (5) 朴聖洙, 1993, "旋回衝突噴流의 熱傳達 增進에 관한 研究," 仁荷大學校 博士學位論文.
- (6) 琴聲民, 川口, 徐正閔, 1995, "角柱列を利用した衝突噴流系の傳熱促進に關する研究," 日本機械學會論文集(B編), 61卷, 589號, pp. 191~197.
- (7) Wolf, D. H., Viskanta, R. and Incropera, F. P., 1995, "Turbulence Dissipation in a Free-Surface Jet of Water and Its Effect on Local Impingement Heat Transfer From a Heated Surface: Part2-Local Heat Transfer," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 95~103.
- (8) Morris, G. K., Garimella, S. V. and Amano, R. S., 1996, "Prediction of Jet Impingement Heat Transfer Using a Hybrid Wall Treatment With Different Turbulent Prandtl Number Functions," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 118, pp. 562~569.
- (9) Garimella, S. V. and Rice, R. A., 1995, "Confined and Submerged Liquid Jet Impingement Heat Transfer," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 871~877.
- (10) 李龍和, 1989, "2次元 衝突噴流系에서의 熱傳達增進技術에 관한 研究," 仁荷大學校 博士學位論文.
- (11) 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.
- (12) Gardon, R. and Akfirat, J. C., 1966, "Heat Transfer Characteristics of Impinging Two-Dimensional Air Jets," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 88, pp. 101~108.
- (13) Stevens, J. and Webb, B. W., 1991, "Local Heat Transfer Coefficients Under an Axisymmetric, Single Phase Liquid Jet," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 71~78.
- (14) Han, J. C., Glicksman, L. R. and Rohsenow, W. M., 1978, "An Investigation of Heat Transfer and Friction for Rib-Roughened Surfaces," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 21, pp. 1143~1156.
- (15) Viskanta, R., 1993, "Heat Transfer to Impinging Isothermal Gas and Flame Jets," *Experimental Thermal and Fluid Science*, 6, pp. 111~134.
- (16) Kum, S. M., Gawaguchi, Y. and Seo, J. Y., 1995, "A Study on Heat Transfer Enhancement by a Square-Rod Array in an Impinging Jet System," *Heat Transfer Japanese Research*, Vol. 24(2), pp. 193~207.
- (17) Lewis, M. J., 1975, "Optimising the Thermo-hydraulic Performance of Rough Surfaces," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 1243~1248.
- (18) Abramovich, G. N., 1963, *The Theory of Turbulent Jets*, M. I. T. Press.
- (19) Goldstein, R. J. and Timmers, J. F., 1982, "Visualization of Heat Transfer from Arrays of Impinging Jet," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, pp. 1857~1868.
- (20) 임경빈, 이배희, 1997, "오목표면곡률이 난류 원형충돌제트의 열전달에 미치는 영향, 대한기계학회논문집, 제21권 제5호, pp. 691~699.
- (21) 日本機械學會, 1986, "傳熱工學資料"