

<논 문>

單一水噴流 및 水噴流群에 의한 熱傳達(2)  
— 1列 水噴流群 —

엄기찬\* · 이종수\*\* · 금성민\*\*\*

(1996년 7월 10일 접수)

Heat Transfer from Single and Arrays of Impinging Water Jets ( II )

— 1 Row of Impinging Water Jets —

Ki-Chan Ohm, Jong-Su Lee and Sung-Min Kum

**Key Words :** Arrays of Impinging Water Jets(충돌수분류군), A row of 3 Jets(1열 3분류군), A row of 5 Jets(1열 5분류군), Enhancement of Heat Transfer(열전달 증진), Nusselt number(누셀트수)

Abstract

Experiments have been conducted to obtain local and average heat transfer coefficients associated with impingement of a row of circular, free surface-water jets on a constant heat flux surface. Nozzle arrays are a row of 3 jets(nozzle dia.=4.6 mm) and a row of 5 jets(nozzle dia.=3.6 mm), and the nozzle configuration is Reverse cone type revealed good performance in heat transfer. Nozzle-to-plate spacings ranging from 16 mm to 80 mm were investigated for two jet center to center spacings 25 mm and 37.5 mm in the jet velocity of 3 m/s( $Re_D=27000$ ) to 8 m/s( $Re_D=70000$ ). For a row of 3 jets and a row of 5 jets, the stagnation heat transfer of the central jet is lower than that of adjacent jets. In the wall jet region between jets, for small nozzle-to-plate spacing and large jet velocity, the local maximum in the Nusselt number was observed, however, for small jet velocity or large nozzle-to-plate spacing, the local maximum was not observed. Except for the condition of  $V_o=8$  m/s and  $H/D=10$ , the average Nusselt number reveals the following ranking : a row of 5 jets, a row of 3 jets, single jet. For a row of 3 jet, the maximum average Nusselt number occurs at  $H/D=8\sim 10$ , and for a row of 5 jets, it occurs at  $H/D=2\sim 4$ . Compared with the single jet, enhancement of average heat transfer for a row of 3 jets is approximately 1.52~2.28 times, and 1.69~3.75 times for a row of 5 jets.

기 호 설 명

$d_3$	: 1열 3분류의 노즐직경, m	$h$	: 열전달계수, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
$d_5$	: 1열 5분류의 노즐직경, m	$\bar{h}$	: 평균 열전달계수, $W/m^2 \cdot ^\circ C = \frac{1}{l} \int_0^l h dr$ ( $l=r/D=7.52$ )
$D$	: 무차원수의 대표길이 (8 mm), m	$H$	: 노즐-전열면간 거리, m
		$k$	: 열전도율, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
		$r$	: 반경방향 좌표, m

\*회원, 인하공업전문대학 기계설계과

\*\*회원, 안동공업전문대학 기계과

\*\*\*회원, 한라공과대학 기계공학과

$V_o$	: 분류속도, m/s
$X_n$	: 노즐간 피치, m
$\nu$	: 유체의 동점성계수, $m^2/s$
$Nu_D = \frac{hD}{k}$	: Nusselt 수
$\overline{Nu_D} = \frac{\bar{h} \cdot D}{k}$	: 평균 Nusselt 수
$Re_D = \frac{V_o D}{\nu}$	: Reynolds 수
Pr	: Prandtl 수

## 1. 서 론

단일분류의 경우, 국소 열전달계수는 일반적으로 가열면상의 정체점(원형분류) 또는 정체선(4각분류)상에서 최대이며 하류방향으로 갈수록 감소하여 그 분포가 균일하지 않다. 그 열전달계수 분포의 균일화와 열전달효과의 증진, 그리고 요구되는 열전달계수의 분포는 群噴流의 배열을 적절히 구성하므로써 얻을 수 있다. 이러한 군분류의 열전달특성은 노즐형상 및 치수, 노즐간 피치, 노즐의 배열형식, 노즐-전열면간 거리, 분류속도 또는 유량, 자유분류 또는 서브머지드분류, 분류의 방향, 전열면에 충돌한 유체의 유동제한조건 등에 따라서 달라진다.

군분류는 분류간 피치가 짧고 노즐-전열면간 거리가 큰 경우는 분류가 전열면에 도달하기 전에 이웃하는 분류와 간섭이 일어날 수 있으며, 분류간 피치가 비교적 크고 노즐-전열면간 거리가 짧은 경우는 전열면에 충돌한 후 벽면류가 전열면상에서 충돌하여 간섭이 일어나, 양자 모두 열전달특성이 변화한다.<sup>(1,2)</sup> 단일분류의 경우는 충돌영역에서 열전달계수가 높고 그 하류영역에서 급격한 감소로 인하여 전열면의 열응력에 의한 변형을 야기할 수 있으나, 군분류는 전술한 바와 같이 노즐군을 적절히 구성하면 동일한 유량에서 열전달계수분포의 균일성을 이룰 수 있으므로 변형을 방지할 수 있을뿐 아니라 분류간의 간섭효과에 의한 열전달의 증진을 도모할 수 있는 이점이 있다. 이러한 관점에서 공업적 응용가치는 단일분류에 비해 훨씬 높으므로 고온금속 및 비금속의 냉각, 터빈날개의 냉각, x-ray장비의 냉각, 내연기관 및 고성능 컴퓨터요소의 냉각 등에 이용할 수 있다.

공기를 이용한 군분류의 열전달에 관한 연구는 1961년 Gardon과 Cobonpue에 의하여 시작되었으며 5×5 및 7×7 배열의 군분류에서 분류간 중간위치에서는 열전달계수의 극대치, 대각선 방향의 분류간 중간위치에는 국소치가 나타남을 보고하였으며,<sup>(3)</sup> Huang 등<sup>(4)</sup>은 원형 공기분류군에 의한 원통면상의 열전달의 최적조건을  $H/d=2\sim 4$ , 노즐의 開口면적비율은 3~5%로 제안하였다. Kercher 등<sup>(5)</sup>과 Obot 등<sup>(2)</sup>의 연구에서 원형 공기분류군의 분류속도가 일정한 경우, 평균 Nusselt 수는 노즐간 피치( $X_n/d$ )와 노즐직경을 감소시키에 따라 증가하였으며, Hollworth 등<sup>(6)</sup>의 4×4 배열의 원형 공기분류군에서는 전열면의 단위면적당 유량이 일정한 경우 평균 열전달계수가 노즐간 피치가 클수록 증가하고, 이러한 결과는 Behbahani 등<sup>(7)</sup>의 지그재그형 배열의 공기분류군에서도 나타나고 있으며,  $H/d \geq 5$ 에서는 분류간 간섭의 영향을 받지 않는다고 보고하였다. 분류군에 의한 열전달계수분포를 균일화하는 방법 중 주분류에 횡방향의 공기류(cross flow)를 적용시키는 연구는 Metzger 등,<sup>(8)</sup> Florschuetz 등<sup>(9)</sup>의 연구를 들 수 있으며, 최근에는 보다 높은 냉각능력을 얻기 위해 액분류군의 연구가 활발해지고 있다.

액분류군에 관한 연구에는 Bensmaili 등<sup>(10,11)</sup>의 3각형 배열의 조합형과 4각형 배열의 조합형으로 분류군을 구성했을 때, 후자는 전자에 비해 평균 물질전달계수가 크고, 물질전달의 균일화를 위해서는 노즐의 開口면적비율을 크게 해야 된다는 결론을 얻었다. Slayzak 등<sup>(12)</sup>은 1열 6분류를 두 개의 서로 원형 수분류군을 구성하여 두 열간의 피치가 작은 경우의 열전달증진을 규명하고, 두개의 4각수분류의 결과<sup>(13)</sup>와 비교할 때, 4각수분류군의 경우 원형수분류군에 비해 5~26%의 열전달증진을 얻었다. 원형수분류군의 열전달실험중 Pan 등<sup>(14)</sup>의 연구와 Womac 등<sup>(3)</sup>의 연구에서는 공기분류군<sup>(6,7)</sup>과는 달리 분류간 피치가 작을수록 평균 Nusselt 수가 증가하는 결과를 얻고 있는데, 서브머지드 분류의 경우에 자유분류보다 높은 열전달계수를 얻고 있다.<sup>(3)</sup>

1열 군분류에 관한 연구로는 Metzger 등<sup>(8)</sup>이 1열 6분류의 공기분류에 횡방향의 공기류를 공급하여 상류와 하류의 열전달변화를 제시하였으나 분류사이의 영역에 대한 열전달특성은 제시하지 않았다. 그러나 Koopman 등<sup>(1)</sup>은 노즐직경을 6.35 mm

로 하여 1열 4분류와 1열 6분류의 공기분류군에 관한 물질전달실험에서 분류 사이의 영역에서의 국소 전달계수와 평균 전달계수를 구하였으며, 역시 분류간 피치가 작은 경우에 면적 평균 전달계수가 큼을 밝혔다.

본 연구에서는 역원뿔대의 노즐형상을 이용한 군분류를 1열 3분류(노즐경  $d_s=4.6$  mm, 피치  $X_n=37.5$  mm)와 1열 5분류( $d_s=3.6$  mm,  $X_n=25$  mm)로 구성하고, 실험변수를 노즐-전열면간 거리  $H/D$ , 분류속도  $V_o$ 로 하여 동일한 체적유량의 조건에서 단일분류( $D=8$  mm)<sup>(15)</sup>에 대한 열전달 증진을 규명하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

실험장치의 계통도는 엄 등<sup>(15)</sup>과 같으며, 측정부만을 나타내면 Fig. 1과 같다.

수조의 물을 펌프에 의해 노즐실(내경 150 mm, 높이 150 mm)로 공급하여, 그 하단으로부터 50 mm의 위치에 설치한 분산판을 통과하면 비교적 균일한 흐름이 되며 노즐판의 역원뿔대형 오리피스형 노즐(Fig. 2)을 통해 상향으로 분출한 수분류는 전열면(스테인리스 박판, 두께 30  $\mu$ m, 폭 10 mm, 길이 158 mm)에 충돌한 후 배수된다. 전열면의 이면에는 T형 열전대(50  $\mu$ m)를 중앙노즐의 기하학적 정체중으로부터 6.25 mm 간격으로 10개 용착시켰으며 10점의 온도를 측정후 전열면을 3.125 mm만큼 이동시켜 10개 점을 측정하여 모두 20개 점의 온도를 3.125 mm간격으로 측정하였다. 전열면은 通電加熱하여 측정된 전류와 전압으로 열유속을 계산하였다.<sup>(15)</sup> 전열면은 等熱流束조건(0.1 MW/m<sup>2</sup>)으로 하며 열전대로부터 온도는 10초 간격으로 5회 측정하여 평균한 값으로 취하였다. 본 연구에서 사용한 노즐형상은 역원뿔대형이며 1열 3분류와 1열 5분류로서 각각 Fig. 2(a)와 (b)에 도시하였다. 이 노즐은 단일노즐의 경우 노즐경  $D=8$  mm의 단면적과 1열 3분류의 3개 노즐의 전 단면적 및 1열 5분류의 5개 노즐의 전 단면적이 같도록 노즐경을 정하여 분류속도가 동일할 때 단일분류, 1열 3분류, 1열 5분류가 동일한 분출유량이 된다. Fig. 2(a)는 1열 3분류군으로서 노즐판의 두께는 5 mm이고 노즐직경  $d_s=4.6$  mm, 평행부 길이가 0.5 mm이며 노즐간 피치  $X_n=37.5$  mm로서 무차원 피치  $X_n/d_s=8.152$ 이다. Fig. 2(b)는 1열 5분류군

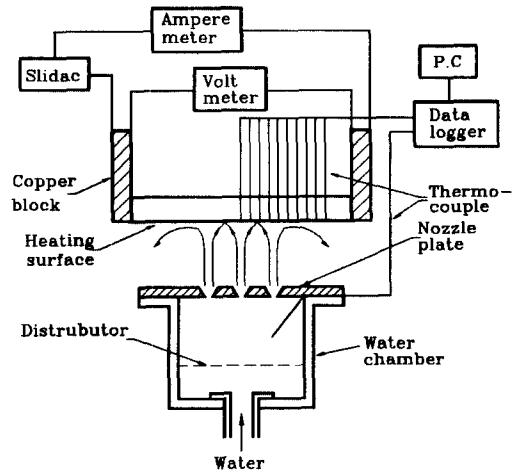


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for heat transfer measurements

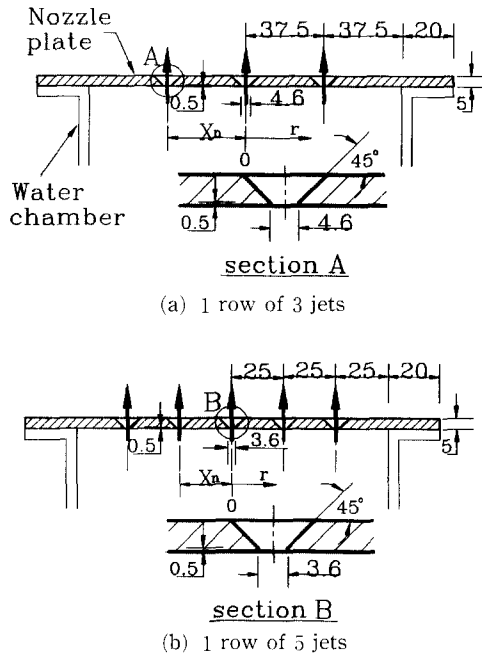


Fig. 2 Nozzle configuration and arrays of multijets

으로서 노즐직경  $d_s=3.6$  mm,  $X_n=25$  mm로서  $X_n/d_s=6.944$ 이다.

실험범위는 노즐-전열면간 거리  $H=16\sim 80$  mm ( $H/D=2\sim 10$ ), 중앙노즐로부터 반경방향 거리는  $r=0\sim 59.375$  mm( $r/D=0\sim 7.42$ ), 분류속도  $V_o=3\sim 8$  m/s( $Re_D=27000\sim 70000$ )의 범위이다.

### 3. 실험결과 및 고찰

1열 3분류의 노즐직경은  $d_3=4.6$  mm, 1열 5분류의 노즐직경은  $d_5=3.6$  mm이지만 본보에서 표시하는 모든 무차원수( $Nu_D$ ,  $Re_D$ ,  $H/D$ ,  $r/D$ )의 대표값이는 단일수분류의 노즐경  $D=8$  mm로 하였다.

#### 3.1 균분류의 간섭현상

Photo. 1(a) 및 (b)는 각각 1열 3분류와 1열 5분류의 충돌판(아크릴판)상에서의 유동현상을 좌상방향에서 촬영한 사진으로 분류속도  $V_0=3$  m/s인 경우 (a)도는  $H=32$  mm( $H/D=4$ ), (b)도는  $H=64$  mm( $H/D=8$ )인 경우이다. 분류와 분류 사이의 벽면유동영역에서 벽면분류가 서로 간섭을 일으켜 거의 분류간 중앙위치에서 반원형[(a)도: 반경 약 70 mm, (b)도: 반경 약 50 mm]의 하향분류가 되어 충돌판을 이탈한다. 육안관찰에 의하면 분류의

간섭에 의해 생기는 간섭면은 주기적으로 약간씩 좌우로 흔들린다. Photo. 2는 노즐-충돌판간 거리  $H=80$  mm( $H/D=10$ )에서 분류의 충돌현상을 분류의 직상방에서 촬영한 사진의 대표예로 (a)는 1열 3분류의  $V_0=3$  m/s인 조건이며, 간섭면은 분류간 거의 중앙위치에서 나타나지만 분류가 충돌판에 충돌한 후 생기는 액적의 비산, 즉 스프레이에 의한 유동의 교란작용은 중앙분류 쪽보다 양단의 분류 쪽에서 약간 더 크게 나타났다. 그러나 분류속도를 증가시켜 4 m/s 인 Photo. 2(b)에서는 교란작용이 중앙분류 쪽에도 약간 발생하고 있으며 간섭면은 약간 양단분류 쪽으로 치우침을 확인할 수 있다. 이때 중앙분류에 의한 벽면유동은 그 하류흐름이 양방향으로만 흐르는 제한을 받게되어 유체의 정체시간이, 흐름의 제한이 분류중심으로부터 180° 영역으로 확대되는 양단분류에 비해 길어지고 교란작용과의 복합적인 작용에 의하여 중앙분류 쪽의 열전달계수가 낮을 것으로 생각된다. Photo. 2(c)는 1열 5분류의 충돌유동현상으로서  $V_0=3$  m/s, (d)는  $V_0=4$  m/s인 경우이다. 저속인 (c)에서는 중앙분류 쪽에서 스프레이에 의한 교란작용이 뚜렷하지 않으나 양쪽 두 분류 쪽에서는 약간의 교란작용이 일어남을 볼 수 있다. 이보다 분류속도가 큰

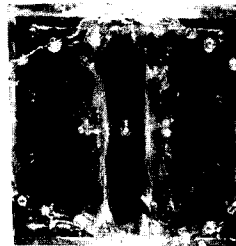


(a) A row of 3 jets :  $H=32$  mm

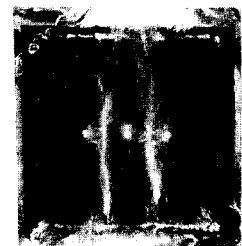


(b) A row of 5 jets :  $H=64$  mm

**Photo 1** Photograph of impingement of jets and the interaction fountain for  $V_0=3$  m/s

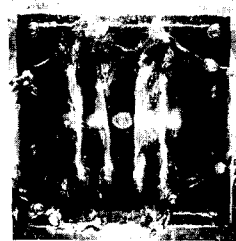


(a)  $V_0=3$  m/s



(b)  $V_0=4$  m/s

A row of 3 jets



(a)  $V_0=3$  m/s



(b)  $V_0=4$  m/s

A row of 5 jets

**Photo 2** Visualization of flows associated with a row of jets ( $H=80$  mm or  $H/D=10$ )

(d)에서는 (c)의 경우보다 양 쪽 두분류 쪽의 교란작용이 더 뚜렷하다. 이와 같이 교란작용은 충돌 속도가 클수록 현저하며, 그 교란작용은 온도경계층을 교란시켜 열전달을 촉진시킨다고 생각된다.

3.2 국소 열전달계수

Fig. 3은 1열 3분류에 대한 국소 Nusselt 수(이하  $Nu_D$  수)의 분포로서 (a), (b), (c)도는 각각  $H/D=2, 4, 8$ 인 경우이며, 중앙분류의 정체점을 기준으로 한쪽에 대한 분포를, 분류속도를 파라미터로 하여 표시하였다. Fig. 3(a)는 본 실험범위 중 최단 노즐-전열면간 거리  $H/D=2$ 인 경우이며, 최저 분류속도  $V_o=3$  m/s에서는 중앙 정체점과 양단정체점의  $Nu$  수가 거의 같으나 분류속도가 증가하면 양단 정체점의  $Nu$  수가 더 커진다. 그 차는 분류속도가 클수록 증가한다. 이러한 현상은 Slayzak 등<sup>(12)</sup>의 2열 원형수분류군에서도 나타나며 [Fig. 5(d)참조], 그들 결과 중 분류속도가 3.3 m/s 이상에서는 두 분류간에 간섭에 의한 간섭면이 어느 한 쪽으로 치우치고 있는데 그쪽 정체점을 포함한 충돌영역의 열전달계수가 더 크게 나타났다. 그들은 치우친 쪽이 다른 한 쪽 분류로부터 분출되는 스프레이에 의해 영향을 받아 치우친 쪽의 충돌영역과 벽면분류영역의 열전달 증진이 이루어진다고 설명하며, 이러한 스프레이의 영향은 두 열간의 피치가 작을수록 크다고 보고하였다. 사진에는 제시하지 않았으나  $H/D=2$ 의  $V_o=3$  m/s에서는 Photo. 2(a)의 양단 분류쪽에서 보이는 교란작용이 관찰되지 않았다.

그러나 노즐-전열면간 거리가  $H/D \geq 4$ 가 되면  $V_o=3$  m/s에서도 양단측 분류 쪽에 Photo. 2(a)와 같은 교란작용이 일어나 Fig. 3(b), (c)와 같이 중앙 정체점보다 양단 분류 쪽 정체점에서  $Nu$  수가 약간 더 크다. 분류속도가 더 증가하면 Photo. 2(b)에서 관찰할 수 있듯이 간섭면은 양단 분류 쪽으로 치우치고 있으며 중앙 분류 쪽에서도 약간의 스프레이 교란작용이 일어나고 있는데, 이러한 치우침현상 및 양단측 교란작용은 분류속도가 클수록 증대하여 중앙과 양단분류간 열전달계수의 차가 더욱 증가한다. 또 중앙분류는 양단분류와 비교할 때, 전열면에 충돌 후 벽분류유체가 유출되는 방향의 제한에도 열전달계수가 작은 원인이 될 수 있으며, Obot 등<sup>(2)</sup>의 공기군분류의 실험에서 벽면유동의 제한을 둔 경우에는 제한하지 않는 경우보다 열

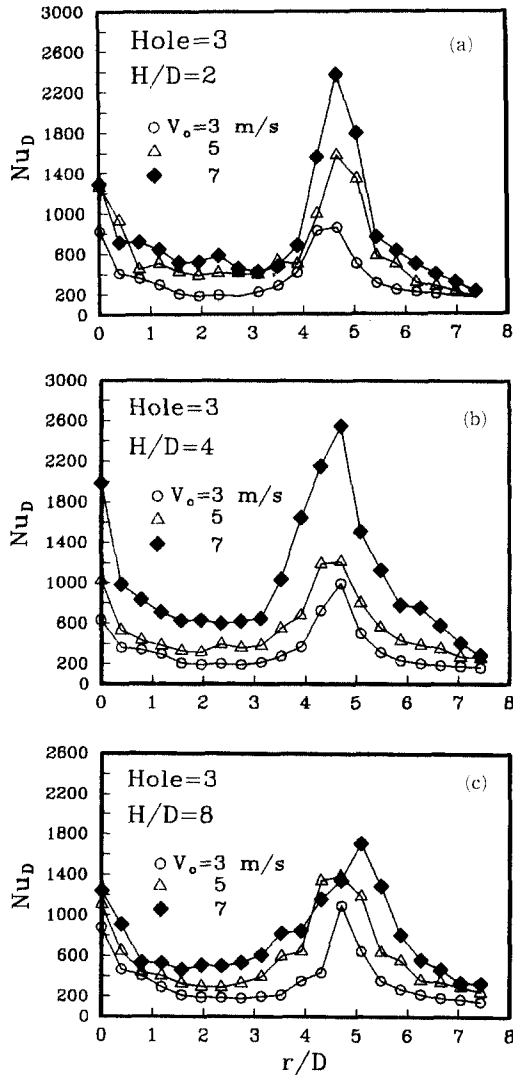


Fig. 3 Local Nusselt number for 1 row of 3 jets: (a)  $H/D=2$ , (b)  $H/D=4$  and (c)  $H/D=8$

전달계수가 감소하는 결과와 일치한다. 그리고 분류의 방향이 하향인 경우는 분류 사이의 벽면분류가 충돌하여 벽면을 이탈한 유량은 재차 하향충돌하여 혼합되어 난류로의 전이를 가속화하므로 국소 열전달을 증진시키지만,<sup>(12)</sup> 본 연구는 분류방향이 상향이므로 벽분류거리 충돌한 유량은 벽면을 이탈하고 말기 때문에 노즐-전열면간 거리가 짧고 분류속도가 큰 경우( $H/D=2$ ,  $V_o \geq 6$  m/s)에만 분류 사이의 벽면유동영역에서 국소열전달계수의 극대치가 나타날 뿐, 저속에서는 그 현상이 나타나지 않

는다. 분류속도의 영향은 벽면분류영역인 간섭영역에서도 정체점과 마찬가지로 분류속도가 클수록 열전달계수는 증가한다.

Fig. 4는 분류간 피치가 더 작은 1열 5분류에 의한  $Nu$  수의 분포이다. 1열 3분류와 마찬가지로 중앙분류의 정체점에서 열전달계수가 가장 낮으며 Photo. 2(c)의 저속분류( $V_o=3$  m/s)에서는 스프레

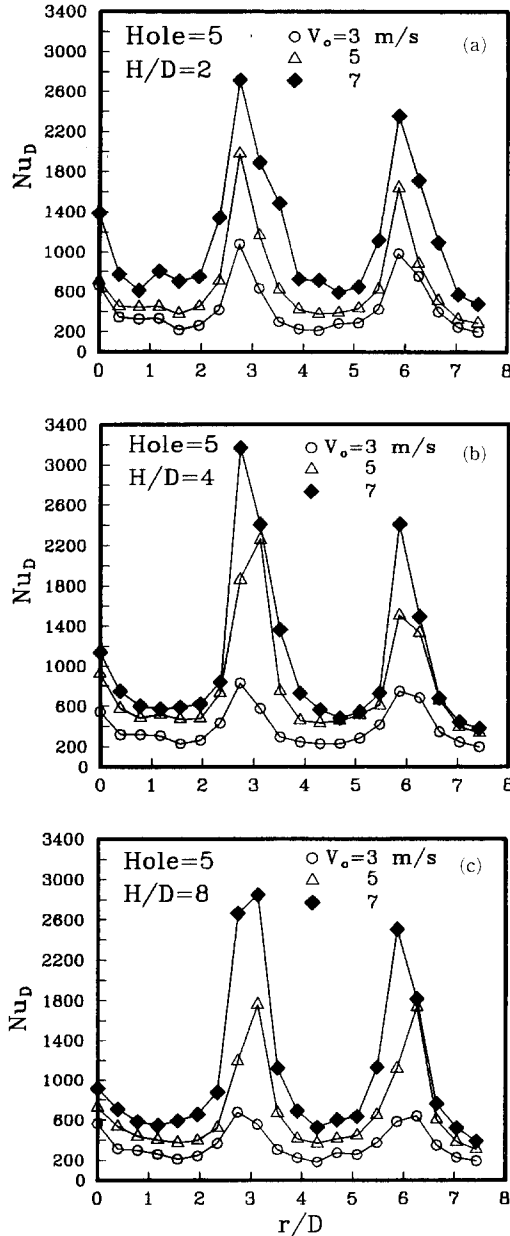


Fig. 4 Local Nusselt number for 1 row of 5 jets: (a)  $H/D=2$ , (b)  $H/D=4$  and (c)  $H/D=8$

이의 교란작용이 중앙분류에서보다 양 쪽 두 분류에서 더 크게 작용하는 것과 관련된다고 생각된다. 이러한 현상은 Photo. 2(d)에서 보듯이 분류속도가 증가하면 교란작용이 양 쪽 두 분류에 더 강하게 작용하여 열전달계수의 차가 더 크게 나타나는 것으로 생각된다. 그 교란작용은 중앙과 양 단 사이의 분류에 가장 크게 작용하여 열전달계수가 가장 높게 나타나고 있다. 그리고 Fig. 4(a)의  $H/D=2$ ,  $V_o=7$  m/s에서는 벽면분류영역에 국소적인 극대치가 존재하지만  $H/D$ 가 증가하면 사라지는데, 이런 경향은 Koopman 등<sup>(1)</sup>의 1열 4분류 및 1열 6분류의 공기분류군에서도 나타나고 있다.

Fig. 5(a), (b), (c)는 분류속도 3 m/s의 동일한 유량의 조건에서 단일분류, 1열 3분류(이하 3분류), 1열 5분류(이하 5분류)의 열전달계수분포를 각각  $H/D=2, 6, 10$ 인 조건에서 비교한 선도이다. 중앙분류 정체점에서의  $Nu$  수는 3분류의 경우가 가장 높고 단일분류는 가장 낮으나, 이웃하는 분류의 정체점에서는  $H/D=10$ 을 제외하면 5분류의 경우가 3분류보다 높으며,  $H/D=10$ 에서는 거의 유사한 값을 갖는다. 단일분류 정체점의 열전달계수가 군분류의 중앙분류 정체점의 열전달계수보다 낮은 것은 Fig. 5(d)에 표시한 Slayzak 등<sup>(12)</sup>의 실험 결과에서도 나타나고 있으며, 이런 현상은 전술한 바와 같이 이웃하는 분류와의 생성된 간섭분류의 교란작용의 유무에 관계되는 것으로 생각된다. 분류간 피치가 작을수록 교란작용이 활발하여 분류사이의 벽면유동영역의 열전달을 증진시키는 것도 문헌 (12)와 동일한 경향이다.

군분류의 경우, 중앙분류의 정체점에서는 동일한 분류속도(또는 분류유량)의 조건에서 노즐직경이 큰 3분류의 경우가 5분류보다  $Nu$  수가 더 높는데, 이러한 현상은 Pan 등<sup>(14)</sup>의  $H/D=2$ , 5인 조건에서 원형 수분류군의 중앙분류 정체점에서도 동일한 경향으로 나타나고 있으며 전열면에 도달하는 분류의 운동량이 더 크기 때문으로 생각된다. 그러나 중앙분류를 제외한 분류들의 정체점 열전달계수는  $H/D=10$ 을 제외하면 5분류의 경우가 3분류보다 더 높는데, 이것은 노즐경이 작음에도 불구하고 분류간 피치가 작아서 더 심한 교란작용에 기인한 것으로 생각된다.  $H/D=10$ 의 경우는 분류속도가 3 m/s일 때 3분류가 전열면에 도달하는 운동량이 5분류보다는 크나 간섭에 의한 교란작용은 상대적으로 작아서 이 영향이 서로 상쇄되는 거리라고 생각되

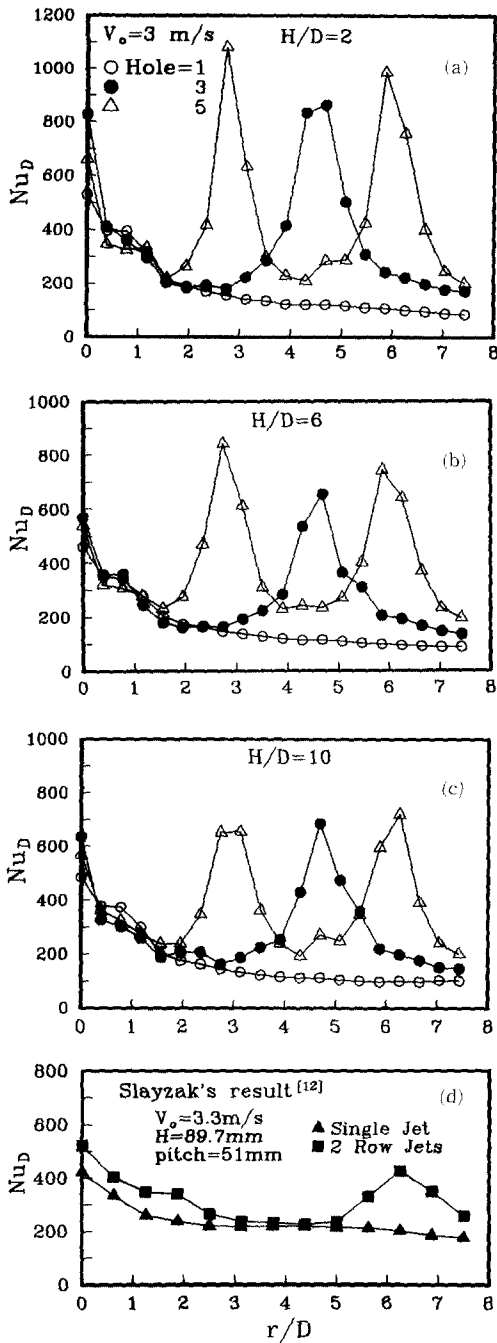


Fig. 5 Comparison of local Nusselt number profiles for single jet, 1 row of 3 jets and 1 row of 5 jets at  $V_o = 3$  m/s and the results of Slayzak et. al.<sup>[12]</sup>: (a)  $H/D = 2$ , (b)  $H/D = 6$  and (c)  $H/D = 10$

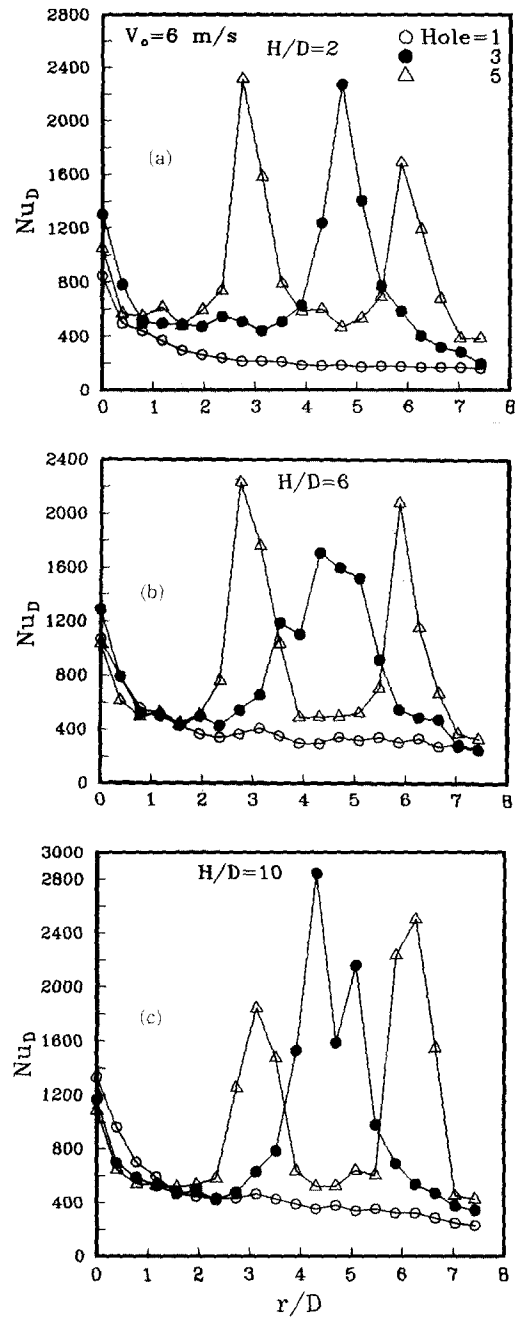


Fig. 6 Comparison of local Nusselt number profiles for single jet, 1 row of 3 jets and 1 row of 5 jets at  $V_o = 6$  m/s: (a)  $H/D = 2$ , (b)  $H/D = 6$  and (c)  $H/D = 10$

며, 그러나 Fig. 6(c)와 같이 분류속도가 6 m/s로

큰 경우는 운동량의 효과가 교란작용의 효과를 능가하기 때문에 3분류의 경우에 5분류보다  $Nu$  수가

더 높은 것으로 생각되며, 이러한 이유로 인해 중앙 정제점  $Nu$  수도 단일분류가 가장 높게 나타나는 것으로 생각된다.

3.3 평균 열전달계수

Fig. 7은 노즐-전열면간 거리( $H/D$ )에 따른 평균 열전달계수 및  $Nu$  수의 변화를 동일한 유량의 조건에서 단일분류, 3분류, 5분류에 대하여 비교한 선도이다. 본 실험범위의 쉘 분류속도, 쉘 노즐-전열면간 거리에 대하여 평균 열전달계수 및  $Nu$  수는 단일분류보다 군분류의 경우가 높으며,  $V_o=8$

m/s,  $H/D=10$ 을 제외하면 노즐경이 작음에도 불구하고 분류간 피치가 작은 5분류의 경우가 3분류보다 높은 값을 갖는다. 이러한 경향은 Womac 등<sup>(3)</sup>의  $2 \times 2$  및  $3 \times 3$  배열의 원형 수분류군에서도 나타나고 있으며, Huber 등<sup>(16)</sup>은  $3 \times 3$  배열의 공기군분류에 의한 실험에서 질량유량이 일정할 때 평균  $Nu$  수의 최대치는 분류간 피치가 노즐직경의 8배( $X_n/d=8$ )로 보고하였는데, 분류유체와 배열방식이 다른 본실험의 1열 수분류군에서는 1열 3분류( $X_n/d_s=8.152$ )보다 1열 5분류( $X_n/d_s=6.944$ )의 경우에 더 큰 값이 얻어졌다.

Fig. 7로부터 평균  $Nu$  수가 최대치를 갖는 노즐-전열면간 거리는, 1열 3분류의 경우는  $V_o=3 \sim 4$  m/s에서  $H/D=8$ ,  $V_o=5 \sim 8$  m/s에서  $H/D=10$ 이며, 1열 5분류의 경우는  $V_o=3$  m/s에서는  $H/D=2$ ,  $V_o=4 \sim 8$  m/s에서는  $H/D=4$ 로서, Koopman 등<sup>(1)</sup>의 1열 공기분류군에서 1열 6분류( $X_n/d=4$ ) 및 1열 4분류( $X_n/d=6.67$ )의  $V_o \geq 6.5$  m/s에서 평균 물질전달계수의 최대치가  $H/D=4$ 에서 얻어진 결과와 일치한다.

Fig. 8은 분류의 Reynolds 수(이하  $Re$ 수)에 따른 평균  $Nu$  수의 크기를 각  $H/D$  별로 단일분류, 1열 3분류, 1열 5분류에 대하여 각각 비교한 선도이다. 본 실험범위의 전  $H/D$ , 전 분류속도범위에서 단일분류에 비하여 군분류의 평균  $Nu$  수가 높으며, 그 차는  $H/D$ 가 작을수록 크다. 또 3분류와 5분류를 비교하면  $H/D=2 \sim 8$ 에서는 5분류가 더 높지만  $H/D=10$ 의  $Re_D \geq 50000$ 에서는 3분류가 5분류보다 높다. 5분류와 3분류의 평균  $Nu$  수의 차도  $H/D$ 가 작을수록 크며, 이러한 경향으로 비추어 볼 때  $H/D > 10$ 에서는 전  $Re$  수의 범위에서 3분류가 5분류보다 더 높을 것으로 예측된다. 단일분류에 대한 군분류의 평균  $Nu$  수의 증진율은 전술한 바와 같이  $H/D=2$ 에서 최대이며, 1열 3분류의 경우는 1.9~2.28배, 1열 5분류는 2.32~3.75배의 증진율을 보였고,  $H/D=8$ 에서 그 증진율이 가장 낮아 1열 3분류는 1.52~2.12배, 1열 5분류는 1.69~2.05배의 증진율이 얻어졌다.

본 연구에서 수분류군에 의한 평균  $Nu$  수는 1열 3분류와 1열 5분류에서 각각  $\overline{Nu}_D = f(Re_D, Pr, H/D)$ 의 함수관계로 표시할 때, 3분류의 경우는 분류가 가열면에 충돌 후 발생하는 스프레이가 이웃하는 분류기둥에 영향을 주지 않는  $H/D=2$ 를 제외하면  $\overline{Nu}_D \propto (H/D)^{0.044}$ , 5분류의 경우는  $H/D$

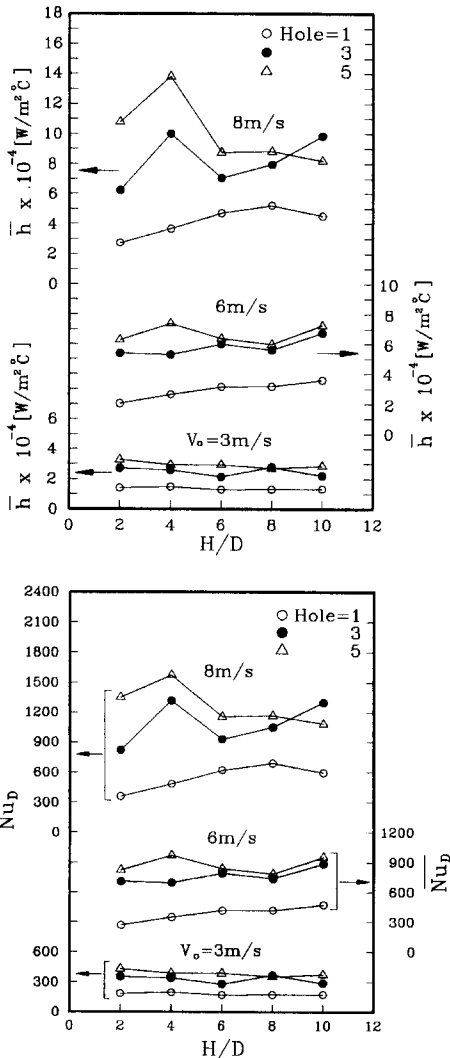


Fig. 7 Effect of nozzle-to-plate spacing on average heat transfer and Nusselt number for single jet, 1 row of 3 jets and 1 row of 5 jets



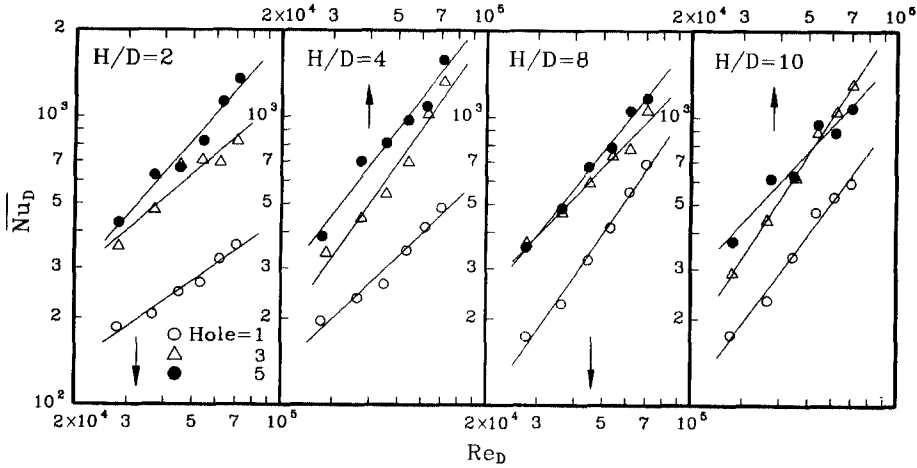


Fig. 8 Variation of average Nusselt number with Reynolds number at different nozzle-to-plate spacings

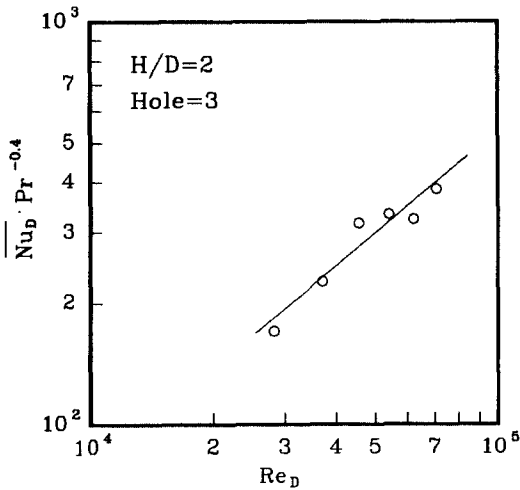


Fig. 9 Correlation of average Nusselt number for 1 row of 3 jets at  $H/D=2$

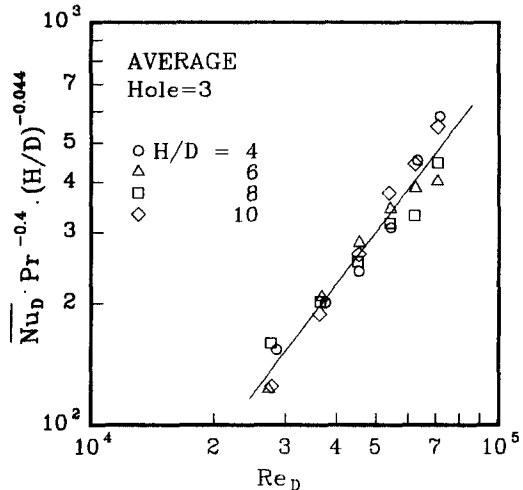


Fig. 10 Correlation of average Nusselt number for 1 row of 3 jets at  $H/D=2\sim 10$

$=2\sim 10$ 의 전범위에서  $\overline{Nu_D} \propto (H/D)^{-0.08}$ 로서  $H/D$ 의 영향은 그다지 크지 않다. Bensmaili 등<sup>(10)</sup>은  $3 \times 3$ 배열의 원형 액분류군에서 평균 물질전달계수가  $(H/D)^{0.04}$ 에 비례하고, Huber 등<sup>(16)</sup>은  $3 \times 3$ 배열의 원형 공기분류군에서  $\overline{Nu_D} \propto (H/D)^{-0.123}$ 으로  $H/D$ 의 영향이 미약한것은 동일한 경향이다. 1열 3분류의  $H/D=2$ 에서 열전달의 무차원 관계는 Fig. 9와 같으며 무차원식은 식 (1)과 같이 표시된다.

$$1\text{열 } 3\text{분류} : \overline{Nu_D} = 3.22 \times 10^{-2} Re_D^{0.844} \cdot Pr^{0.4}, \quad (H/D=2) \quad (1)$$

1열 3분류의  $H/D=4\sim 10$ 에 대한 데이터는 Fig. 10과 같이 정리되며 그 정리식은 식 (2)로, 1열 5분류의  $H/D=2\sim 10$ 에 대한 데이터는 Fig. 11과 같고 식 (3)으로 정리하였다.

$$1\text{열 } 3\text{분류} : \overline{Nu_D} = 1.603 \times 10^{-4} Re_D^{1.335} \cdot (H/D)^{0.044} \cdot Pr^{0.4}, \quad (H/D=4\sim 10) \quad (2)$$

$$1\text{열 } 5\text{분류} : \overline{Nu_D} = 1.195 \times 10^{-3} Re_D^{1.184} \cdot (H/D)^{-0.08} \cdot Pr^{0.4}, \quad (H/D=2\sim 10) \quad (3)$$

식 (1), (2), (3)의 상관계수는 각각 0.9480, 0.9523, 0.9571이다.

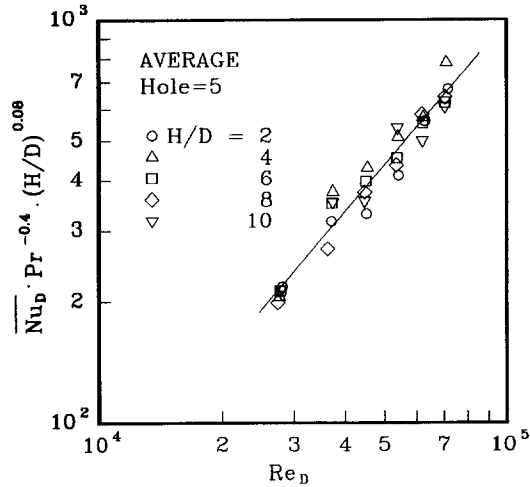


Fig. 11 Correlation of average Nusselt number for 1 row of 5 jets at  $H/D=2\sim 10$

#### 4. 결 론

본 연구는 단일수분류의 열전달 성능이 우수한 역원뿔대형의 오리피스형 노즐로서 1열 3분류군(노즐경 4.6 mm, 분류간 피치 37.5 mm)과 1열 5분류군(노즐경 3.6 mm, 분류간 피치 25 mm)으로 각각 구성하여, 분류속도는  $3\sim 8$  m/s ( $Re_D = 27000\sim 70000$ ) 범위, 노즐-전열면간 거리는  $16\sim 80$  mm ( $H/D=2\sim 10$ )의 범위에서 열전달실험을 하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 1열 3분류 및 1열 5분류군에서 중앙분류의 정체점은 이웃하는 분류의 정체점보다 열전달계수가 낮으며, 그 차는 분류속도가 클수록 증가한다. 1열 5분류의 경우는 중앙분류와 양단 분류 사이의 분류 정체점에서 열전달계수가 가장 크다.

(2) 분류와 분류 사이의 벽면유동영역에서는 노즐-전열면간 거리가 짧고 분류속도가 큰 경우에 열전달계수의 국소적 극대치가 존재하나, 저속이나 노즐-전열면간 거리가 큰 경우에는 국소 극대치가 존재하지 않는다.

(3) 저속의 동일한 유량에서, 중앙분류의 정체점 Nusselt 수는 1열 3분류의 경우가 가장 높고, 단일분류의 경우가 가장 낮으나, 고속의 동일유량에서는  $H/D=2\sim 6$ 에서는 1열 3분류,  $H/D=8\sim 10$ 에서 단일분류 정체점의 Nusselt 수가 높다.  $H/D=$

$2\sim 8$ 에서 이웃하는 분류의 정체점에서는 1열 5분류의 경우가 1열 3분류의 경우보다 높으나  $H/D=10$ 에서는 두 경우가 같거나 3분류의 경우가 높다.

(4) 평균 Nusselt 수는  $H/D=10$ ,  $V_o=8$  m/s를 제외하면 그 크기가 1열 5분류, 1열 3분류, 단일분류의 순이 된다. 평균 Nusselt 수의 최대치를 갖는 노즐-전열면간 거리는 1열 3분류의 경우는  $H/D=8\sim 10$ , 1열 5분류의 경우는  $H/D=2\sim 4$ 이다.

(5) 동일한 유량의 경우, 단일분류에 대한 군분류의 평균 Nusselt 수는 1열 3분류의 경우는  $1.52\sim 2.28$ 배, 1열 5분류의 경우는  $1.69\sim 3.75$ 배이며, 각 분류군에 대한 무차원 실험식을 제시하였다.

#### 후 기

이 논문은 1995년도 한국학술진흥재단의 공모국제 연구비에 의하여 연구되었으며 관계기관에 감사드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Koopman, R. N. and Sparrow, E. M., 1976, "Local and Average Transfer Coefficients due to an Impinging Row of Jets," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 19, pp. 673~683.
- (2) Obot, N. T. and Trabold, T. A., 1987, "Impingement Heat Transfer within Arrays of Circular Jets: Part. 1-Effects of Minimum, Intermediate, and Complete Crossflow for Small and Large Spacings," *ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 872~879.
- (3) Womac, D. J., Incropera, F. P. and Ramadhyani, S., 1994, "Correlating Equations for Impingement Cooling of Small Heat Sources with Multiple Circular Liquid Jets," *ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 482~486.
- (4) Huang, G. C., 1963, "Investigations of Heat Transfer Coefficients for Air Flow through Round Jets Impinging Normal to a Heat Transfer Surface," *ASME, J. of Heat Transfer*, pp. 237~245.
- (5) Kercher, D. M. and Tabakoff, W., 1970, "Heat Transfer by a Square Array of Round Air Jets

- Impinging perpendicular to a Flat Surface including the Effect of Spent Air," *ASME, J. of Engng. for Power*, Vol. 92, pp. 73~82.
- (6) Hollworth, B. R. and Berry, R. D., 1978, "Heat Transfer from Arrays of Impinging Jets with Large Jet-to-Jet Spacing," *ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 100, pp. 352~357.
- (7) Behbahani, A. I. and Goldstein, R. J., 1983, "Local Heat Transfer to Staggered Arrays of Impinging Circular Air Jets," *ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 105, pp. 354~360.
- (8) Metzger, D. E. and Korstad, R. J., 1972, "Effects of Crossflow on Impingement Heat Transfer," *ASME, J. of Engng. for Power*, pp. 35~42.
- (9) Florschuetz, L. W., Metzger, D. E. and Su, C. C., 1984, "Heat Transfer Characteristics for Jet Array Impingement with Initial Crossflow," *ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 34~41.
- (10) Bensmaili, A. and Coeuret, F., 1990, "Overall Mass Transfer Between a Solid Surface and Submerged or Unsubmerged Liquid Multijets," *J. Electrochem. Soc.*, Vol. 137, No. 6, pp. 1744~1750.
- (11) Bensmaili, A. and Coeuret, F., 1990, "Local Mass Transfer Coefficients at Walls Impinged by Unsubmerged Multijets Issued from very Porous Distributors," *J. Electrochem. Soc.*, Vol. 137, pp. 3086~3093.
- (12) Slayzak, S. J., Viskanta, R. and Incropera, F. P., 1994, "Effects of Interactions between Adjoining Rows of Circular, Free-Surface Jets on Local Heat Transfer from the Impingement Surface," *ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 88~95.
- (13) Slayzak, S. J., Viskanta, R. and Incropera, F. P., 1994, "Effects of Interaction Between Adjacent Free Surface Planar Jets on Local Heat Transfer from the Impingement Surface," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, No. 2, pp. 269~282.
- (14) Pan, Y. and Webb, B. W., 1995, "Heat Transfer Characteristics of Arrays of Free-Surface Liquid Jets," *ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 878~883.
- (15) 임기찬, 이종수, 유지오, 1997, "단일수분류 및 수분류군에 의한 열전달(제1보, 단일수분류), 대한기계학회 논문집(B) 제21권 제9호, pp. 1105~1114.
- (16) Huber, A. M. and Viskanta, R., 1994, "Effect of Jet-to-Jet Spacing on Convective Heat Transfer to Confined, Impinging Arrays of Axisymmetric Air Jets," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, No. 18, pp. 2859~2869.