

다중 총돌 공기제트에서 발포 알루미늄 방열기의 방열 특성 실험

이명호* · 김서영* · 이관수**
(2002년 1월 7일 접수, 2002년 7월 2일 심사완료)

An Experiment on Heat Dissipation from Aluminum Foam Heat Sinks in an Air Multi-Jet Impingement

Myoung Ho Lee, Seo Young Kim and Kwan Soo Lee

Key Words: Single Jet(단일 총돌 공기제트), Multi-Jet(다중 총돌 공기제트), Aluminum Foam Heat Sink(발포 알루미늄 방열기), Rectangular Plate Heat Sink(사각 직선형 방열기)

Abstract

The present experiment investigates the effects of pore density β of aluminum foam heat sinks, the jet-to-jet spacing X and the nozzle plate-to-target surface spacing H of 3×3 square impinging arrays on the averaged Nusselt number. The performance of the aluminum foam heat sinks and the rectangular plate heat sink is evaluated in terms of the enhancement factor $\overline{Nu} / \overline{Nu}_s$. The multiple impinging jet with $X/d=4.0$ displays higher Nusselt numbers than the single impinging jet for $12.0 \leq H/d \leq 20.0$. With the variation of the jet-to-jet spacing, the aluminum foam heat sink of 10 PPI show higher Nusselt numbers than the 20 and 40 PPI aluminum foam heat sinks. Further, the 10 PPI aluminum foam heat sink demonstrates 26% higher enhancement factor than the rectangular plate heat sink in the range of $7000 \leq Re \leq 11000$.

기호설명

A : 노즐홀의 총 면적 [m^2]
 D : 단일 총돌제트의 노즐홀 지름 [m]
 d : 다중 총돌제트의 노즐홀 지름 [m]
 H : 노즐홀과 열원 표면사이의 거리 [m]
 h_f : 핀 높이 [m]
 \overline{h} : 평균 대류 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 k : 열전도도 [$W/m \cdot K$]

k_e : 유효 열전도도 [$W/m \cdot K$]
 L : 방열기의 길이 [m]
 L_c : 노즐판의 길이 [m]
 \overline{Nu}_s : 평판의 평균 Nusselt 수
 \overline{Nu} : 평균 Nusselt 수
 q'' : 열유속 [W/m^2]
 Re : Reynolds 수, $U_o \sqrt{A} / \nu$
 S/V : 단위부피당 표면적 [m^{-1}]
 T_o : 노즐홀 출구 공기 온도 [$^{\circ}C$]
 T_w : 열원 표면 온도 [$^{\circ}C$]
 t_b : 방열기의 베이스 두께 [m]
 U : 노즐홀 출구 공기 속도 [m/s]
 W : 방열기의 폭 [m]
 X : 노즐홀 사이의 거리 [m]

* 한양대학교 대학원 기계공학과
 † 책임저자, 회원, KIST 열유동제어연구센터
 E-mail : seoykim@kist.re.kr
 TEL : (02)958-5683 FAX : (02)958-5689
 ** 회원, 한양대학교 기계공학과

그리스문자

β	: 기공밀도
ε	: 다공도
θ_w	: 무차원 표면 온도

1. 서론

첨단 전자장비의 고집적화와 고성능화로 인한 기기 내부의 발열은 장비 운용과 제품의 안정성에 있어 심각한 문제를 일으키고 있어 다양한 방열 방안이 강구되고 있다. 그러나 현재 사용되는 일반적인 대류 열전달 방법으로는 방열 한계에 직면하고 있어 이의 해결을 위한 방법의 하나로 충돌 공기제트를 이용한 연구가 진행되고 있다.^(1,2) 충돌 공기제트는 고체면을 가열, 건조 또는 냉각시키는 방법으로 다른 일반적인 대류 열전달 방법보다 뛰어난 열전달 성능을 나타낸다. 이러한 충돌 공기제트 중에서 단일 충돌 공기제트는 정체점에서 열전달이 극대가 되고 점차 감소하는 열전달 분포의 불균일성이 발생하는 반면에 다중 충돌 공기제트에서는 정체점의 분산과 인접 제트간의 상호작용으로 보다 넓은 열원표면에 대해서 단일 충돌 공기제트에 비해 균일한 열전달 특성을 나타낸다.^(3,4)

따라서 충돌 공기제트는 높은 열전달의 특성으로 인하여 오래 전부터 관심의 대상이었고 많은 연구가 진행되어 왔으나 주로 평판 열원에서의 열전달 특성에 관한 연구가 지배적이었다. 최근 평판 대신 사각형 핀, 피라미드형 핀, 동심형 핀, 고리형 핀, 메쉬 스크린 등 전열 면적이 증가된 열원표면에 대해서도 연구가 수행되었고 높은 열전달 효과가 있음을 보여주었다.⁽⁵⁾ 이와 같이 확장된 표면에 의해 대류 열전달 성능을 향상시키기 위해서는 단위부피당 넓은 표면적비와 유동의 효율적인 혼합이 중요한 요소임이 알려져 있다.⁽⁶⁾

최근에 소개된 발포 알루미늄은 다공성 물질의 일종으로 부피당 넓은 표면적비와 0.9이상의 높은 다공도로 인하여 기존의 다공성 물질보다 유동의 압력 손실이 매우 적은 특징이 있고 금속이 주로 상호 연결돼 있어서 높은 유효 열전도도를 가지고 있다. 또한 현재 사용되고 있는 상용 방열기와 비교하여 가공성이 뛰어나고 경량화에도 유리하다.^(7,8) Paek et al.⁽²⁾과 Lee et al.⁽⁹⁾은 발포 알루미늄이 상용 방열기와 유사하거나 향상된 열

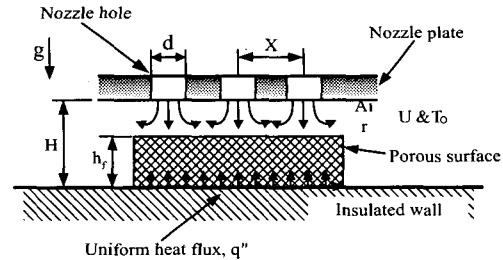


Fig. 1 Schematic diagram of the present study

전달 특성을 나타냄을 보고하였다.

그러므로 대류 열전달 촉진에 유리한 장점이 있는 발포 알루미늄 방열기를 충돌 공기제트와 결합한 냉각방법은 기존의 대류 열전달 방법보다 높은 열전달 성능을 기대할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 1과 같은 등열유속을 내는 열원 위에 알루미늄 평판, 사각 평판핀형 방열기, 발포 알루미늄 방열기를 부착하여 충돌 공기제트에 의한 열전달 특성을 상호 비교 검토하고자 한다. 공기제트의 유속(U), 열원과 노즐홀(nozzle hole)의 높이(H), 노즐홀 사이의 간격(X) 그리고 발포 알루미늄의 기공밀도(β)의 변화에 대한 열전달 특성을 실험을 통해 고찰하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

충돌 공기제트에서 발포 알루미늄 방열기의 열전달 특성을 고찰하기 위해 Fig. 2와 같은 실험장치를 구성하였다. 압력 조절기(pressure regulator)에서 4기압으로 압축된 공기는 보정된 유량계(rotameter)를 통해서 유량제어된다. 유량계를 통과한 공기는 예열기(preheater)를 통하여 실험장치 주위 온도와 동일하게 유지되도록 하였다. 90 mm×180mm×140mm의 크기로 된 플레넘(plenum)에 미세한 메쉬층을 설치하여 공기가 노즐판(nozzle plate)을 통과할 때 각각의 노즐홀에서 균일한 공기 속도를 얻도록 하였다.

열원과 방열기가 설치된 시험부는 내열성과 단열성을 고려하여 100mm×90mm×10mm인 블록형 MC(monomer cast)나일론으로 구성하였다. 등열유속 조건을 제공하기 위해서 MC나일론 상단의 한쪽 면에 5 μ m 두께의 금이 균일하게 코팅된 두께 0.18 mm 골드 필름 히터를 사용하였다.

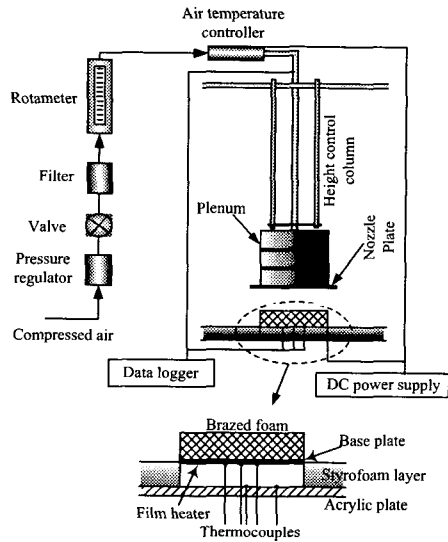


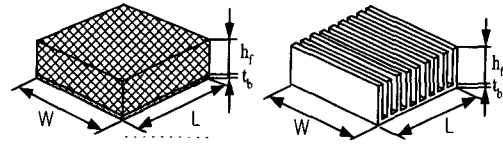
Fig. 2 Experimental setup

Table 1 Particulars of the heat sinks

Heat sink	ϵ	β (PPI)	S/V (m^{-1})	k_e (W/mK)	h_f (mm)
Al. Foam1	0.92	10	790	5.33	9.0
Al. Foam2	0.92	20	1720	5.56	9.0
Al. Foam3	0.92	40	2740	6.01	9.0
Rectangular plate	0.46	-	560	-	9.0

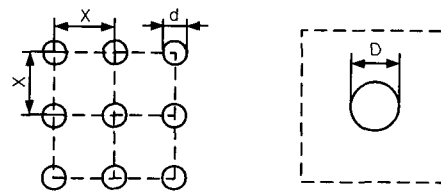
본 연구에 사용된 방열기는 소형볼트를 사용하여 MC나일론 블록에 고정하였고, 방열기와 골드 필름 히터와의 접촉저항을 줄이기 위해서 열그리스($k_{tg}=0.7 \text{ W/m} \cdot \text{K}$)를 사용하였다. MC나일론 블록 옆면으로의 열손실량을 최소화하기 위해서 블록 주위에 스티로폼 단열재를 부착하였다.

골드필름 히터 밑면에 5mm 간격으로 T-type 열전대 15개와 MC 나일론 바닥에 4개의 T-type 열전대를 각각 설치하여 열원의 표면온도와 열손실을 측정하였다. 또한 분사공기의 온도를 상온과 동일하게 유지하기 위하여 1개의 T-type 열전대를 플레넘에 설치하였다. 열전대의 설치방법은 Paek et al.⁽²⁾의 실험장치와 동일하다. 열전대를 통해 얻은 온도가 열적 정상 상태에 도달한 것을 확인한 후 데이터 로거(Yokogawa DR230)로 노즐출구 공기온도, 열원 표면온도, 그리고 MC나일론 블록 밑면온도를 각각 기록하였다.



(a) Al-foam heat sink (b) Rectangular-plate heat sink

Fig. 3 Test specimens



(a) Square array (b) Single nozzle

Fig. 4 Top view of the jet nozzle plate

2.2 방열기 시편 및 노즐홀 배열

본 실험에 사용된 방열기 시편은 Table 1과 Fig. 3에 나타나 있으며, 시편체적에 대한 유체체적의 비로 정의되는 다공도(ϵ)는 0.92, 기공밀도(β)는 10, 20, 40 PPI(pore per inch) 3종류의 시편이 사용되었다. 다공도와 기공밀도의 측정방법은 Paek et al.⁽⁷⁾에 잘 나타나 있다. 발포 알루미늄 방열기는 두께(t_b) 1mm의 알루미늄(aluminum alloy-6101)판의 밑면에 브레이징 (brazing)되어 있다. 방열기의 크기는 $100\text{mm} \times 90\text{mm} \times 10\text{mm}$ ($W \times L \times (h_f + t_b)$)이며, 핀 높이(h_f)는 9.0mm이다. 발포 알루미늄방열기와 동일한 크기인 사각 직선형 방열기의 핀 높이는 9mm, 핀 두께는 2mm이며, 핀 피치는 4mm 간격으로 제작되었다.

본 연구에 사용된 노즐홀의 배열은 Fig. 4와 같으며, 두께가 5mm인 노즐판은 단일 노즐홀을 갖는 노즐판과 3x3 사각형 배열 노즐홀을 갖는 노즐판으로 구분된다. 단일 노즐홀의 지름(D)은 12mm이며 다중 노즐홀의 지름(d)은 4mm이다. 따라서 동일한 유량의 공기가 통과할 때 노즐홀의 총 면적(A)과 공기의 분사 속도(U)는 같게 된다.

3. 실험결과 및 고찰

열원 표면에서의 대류열전달 계수는 다음과 같

이 정의된다.

$$\bar{h} = \frac{q''}{(T_w - T_o)} \quad (1)$$

여기서, \bar{h} 는 평균 대류열전달 계수, q'' 는 열원에서 열유속, T_w 와 T_o 는 각각 열원 표면의 평균온도와 노즐출 출구 공기온도이다.

또한, 균일한 열유속을 갖는 열원표면에서 무차원 표면 온도는 다음과 같이 정의된다.

$$\theta_w = \frac{T_w - T_o}{q''\sqrt{A/k}} \quad (2)$$

여기서 k 는 공기의 열전도도이다. 단일 층돌 공기제트와 다중 층돌 공기제트의 노즐출 총 면적이 같으므로 두 층돌 공기 제트의 열전달 특성을 비교하는데 용이하도록 특성길이는 공기가 분사되는 총 면적의 제곱근으로 정의하였다. 따라서 평균 Nusselt 수는 다음과 같이 표현된다.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}\sqrt{A}}{k} = \frac{1}{\theta_w} \quad (3)$$

실험결과에 대한 오차 해석은 Kline과 McClintock⁽¹⁰⁾의 방법을 이용하여 95%의 신뢰도로 불확실도를 산정하였다. 노즐출에서의 유속의 불확실도는 약 2%로 나타났고 열원 표면온도 및 열유속의 불확실도는 각각 4.7%와 0.1%로 나타났다. 따라서 Reynolds 수(Re)와 \overline{Nu} 값에 대한 불확실성은 각각 4.3%와 5.6%로 나타났다.

본 연구의 실험장치와 실험방법이 타당함을 보이기 위해서 유출홀(spent hole)이 있는 3×3 사각배열의 다중 층돌 공기제트에서 평판열원에 대하여 기존 논문⁽¹¹⁾과 비교 실험을 한 결과를 Fig. 5에서 나타내었다. 알루미늄 평판은 두께가 2mm이며 노즐출의 지름은 5mm, 홀과 홀사이의 길이(X/d)는 6.0, 노즐판과 열원 표면 사이의 높이(H/d)는 6.0이다. Fig. 5에서는 기존 결과와의 비교를 위하여 Reynolds 수 산정시 특성길이는 기존 논문과 같은 노즐출 지름(d)을 적용하였다. 그림에서 보듯이 기존 결과와 본 연구의 실험 결과 값의 오차가 최대 7% 이내에서 일치함을 알 수

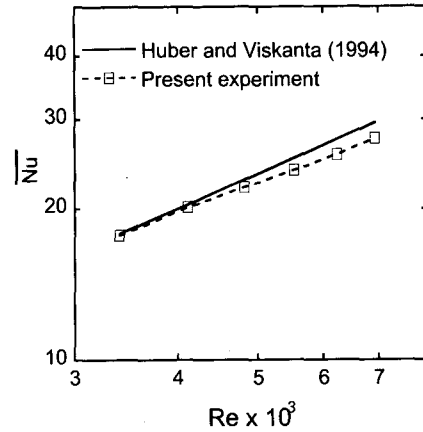
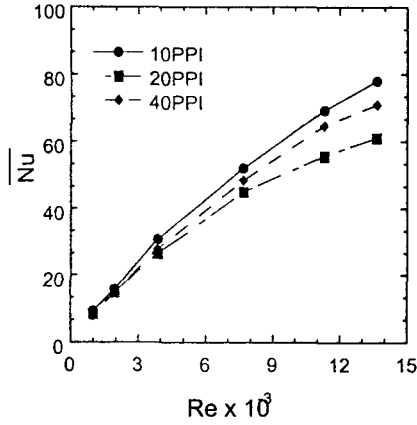


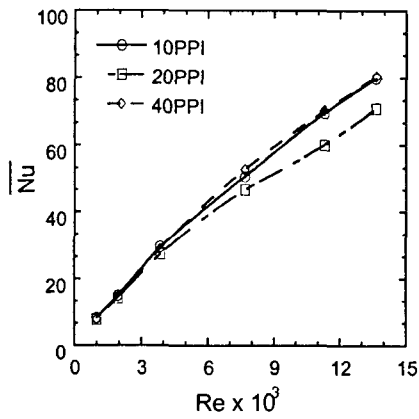
Fig. 5 Variation of the averaged Nusselt number for no heat sink case. $X/d=6.0$ and $H/d=6.0$

있고 본 실험장치와 실험 방법이 타당함을 확인하였다.

Fig. 6(a)는 발포 알루미늄 방열기의 기공밀도(β)의 변화에 대한 단일 층돌 공기제트의 열전달 특성을 보여주고 있다. 열원 표면과 노즐출 사이의 높이(H/d)는 3.5로 고정되어 있다. 발포 알루미늄의 대류 열전달 특성은 기공밀도, 다공도(ϵ)의 변화와 유동의 압력 강하에 큰 영향을 받는다.⁽⁸⁾ Reynolds 수가 증가함에 따라 10 PPI, 40 PPI, 20 PPI 순서로 평균 Nusselt 수가 높게 나왔다. 10 PPI 발포 알루미늄 방열기는 표면적이 20 PPI, 40 PPI 발포 알루미늄 방열기에 비해 각각 46%, 29%에 불과하나 발포 알루미늄의 유동 저항이 감소하여 통과 유량의 모멘텀의 증가로 인해 열전달량은 상승했다. 특이한 점은 40 PPI 발포 알루미늄 방열기가 20 PPI 발포 알루미늄 방열기보다 유동 저항이 크에도 불구하고 Reynolds 수가 증가할수록 평균 열전달량이 증가하는 현상이다. Kim et al.⁽⁸⁾은 마찰 계수(friction factor)에 대한 기공밀도의 영향을 실험한 결과에서, Reynolds 수가 증가함에 따라 20 PPI와 40 PPI의 마찰계수가 상대적으로 큰 차이를 나타내지 않음을 보였다. 따라서 40 PPI와 20 PPI 발포 알루미늄의 상대적인 압력 강하의 차이가 공기제트의 유속이 증가할수록 감소한다. 그러므로 제트의 유속이 클수록 40 PPI 방열기는 압력 강하에 의한 열전달 성능의 저하보다 표면적의 증가



(a) Single jet at $H/d=3.5$



(b) Multi-jet at $X/d=4.0$ and $H/d=3.5$

Fig. 6 Effect of the pore density for the aluminum foam heat sink on the averaged Nusselt number

로 인한 열전달 성능의 증가가 지배적인 영향을 주기 때문에 평균 Nusselt 수가 높게 된다. 이러한 결과는 Paek et al.⁽²⁾의 단일 층돌 공기제트에 의한 발포 알루미늄의 열전달 특성 실험에서 Reynolds 수 6000이상 일 때 40 PPI가 20 PPI 보다 열전달 특성이 우수한 결과와도 정성적으로 일치한다.

Fig. 6(b)는 다중 층돌 공기제트에 의한 기공밀도 변화의 영향을 보여 주고 있다. 열원 표면과 노즐홀 사이의 높이(H/d)는 3.5, 노즐홀 사이의 간격(X/d)은 4.0으로 고정되었다. 공기제트의 유

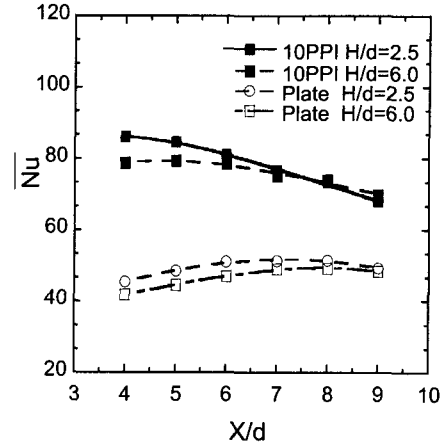


Fig. 7 Effect of the jet-to-jet spacing on the averaged Nusselt number for Foam 1 and the smooth plate at $Re=13650$

속이 증가할수록 10 PPI, 40 PPI 발포 알루미늄 방열기가 20 PPI 방열기보다 높은 열전달 성능을 나타냈고 10 PPI와 40 PPI 발포 알루미늄 방열기의 열전달 성능은 유사하였다.

다중 층돌 공기제트에서 노즐홀 사이의 간격(X)은 공기제트의 유속 분포에 큰 영향을 준다. 평판에서 다중 층돌 공기제트의 기존 연구결과를 보면 높이가 일정할 때 노즐홀 사이 간격이 가까워질수록 제트간의 간섭은 증가하고 열전달은 감소함을 보여준다.⁽¹¹⁾ Fig. 7은 알루미늄 평판과 10 PPI 발포 알루미늄 방열기에 대해서 열원과 노즐홀 사이의 높이(H/d)가 2.5와 6.0일 때 노즐홀 사이 간격(X/d)을 변화시키면서 실험을 수행한 결과이다. 열원 표면이 평판일 때는 기존 결과와 같이 노즐홀 사이 간격이 멀어짐에 따라 인접 제트간의 상호 간섭과 횡방향 유동(crossflow)의 영향이 감소하고 단위 제트당 차지하는 열전달 면적이 증가하기 때문에 $X/d=8.0$ 에서 최대의 열전달 성능을 나타냈다. $X/d=8.0$ 이상에서는 제한된 열원 평판의 크기에 의해 열원 표면에 도달하지 못하고 유출되는 유량의 증가로 인해 열전달 성능이 감소했다. 층돌면이 평판일 때 최적 간격에 관하여 Martin⁽⁴⁾은 $H/d=5.4$ 일 때 약 $X/d=7.0$ 을, San과 Lai⁽¹²⁾는 $H/d=5.0$ 일 때 $X/d=6.0$ 을 보고 하였으며 본 결과와 정성적인 일치를 보인다.

발포 알루미늄 내부의 공기 유동 형태는 평판에서 나타나는 유동 형태와는 달리 공기제트가

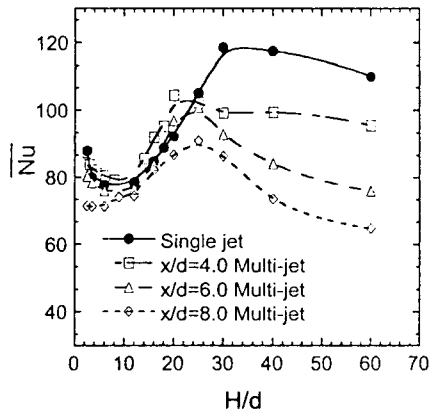


Fig. 8 Effect of the nozzle plate-to-heated plate spacing on the averaged Nusselt number for Foam 1 at $X/d=4.0$ and $Re=13650$

발포 알루미늄 안으로 들어가게 되면 방열기 베이스에 도달하기 전에 공기제트가 빠르게 확산이 되면서 속도가 균일하게 된다. 또한 발포 알루미늄은 내부 구조상 충돌공기가 역류하는 현상을 억제하는 효과가 있어 인접 제트간의 간섭을 약화시킨다. 따라서 노즐홀 사이의 간격이 좁을수록 발포 알루미늄 방열기 베이스에는 균일한 유속분포가 형성되기 때문에 냉각 성능이 향상되고 노즐홀 사이 간격이 멀어질수록 열전달 성능은 감소했다. 노즐홀 사이 간격이 $X/d=4.0$ 에 근접할수록 $H/d=2.5$ 일 때의 평판과 발포 알루미늄 방열기에 대한 평균 Nusselt 수가 $H/d=6.0$ 일 때의 평균 Nusselt 수보다 높게 나타났다.

다중 충돌 공기제트에서 노즐홀 사이의 간격과 함께 열원 표면과 충돌 공기제트 노즐판의 높이 변화는 인접 자유제트(free jet)의 유동 형태에 영향을 주기 때문에 열전달 특성을 연구하는데 있어서 중요한 인자가 된다.^(5,12) Fig. 8은 10 PPI 발포 알루미늄 방열기에 대해서 단일 충돌 공기제트와 다중 충돌 공기제트의 높이 변화에 대한 열전달 특성을 보여주고 있다. $X/d=8.0$ 인 다중 충돌 공기제트를 제외하고 단일 충돌 공기제트와 다중 충돌 공기제트 모두 $0 \leq H/d \leq 12.0$ 까지는 열전달 성능이 감소하고 다중 충돌 공기제트는 $12.0 \leq H/d \leq 25.0$, 단일 충돌 공기제트는 $12.0 \leq H/d \leq 30.0$ 의 영역에서는 열전달 성능이 향상되었다.

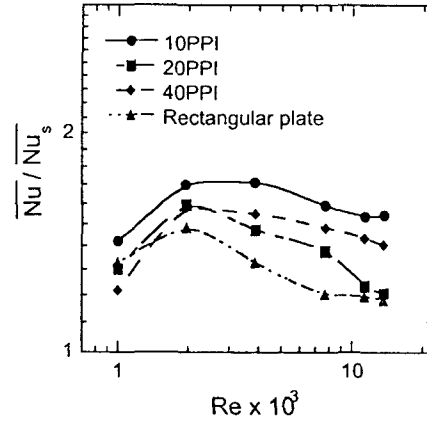
일반적으로 노즐홀이 제한되어 있지 않은 (unconfined) 노즐에서는 포텐셜 코어가 유지되는 영역까지는 높이가 증가할수록 난류강도가 강해져 노즐 직경의 6배인 높이에서 최대의 열전달 성능을 나타낸다. 하지만 공기제트가 제한된 (confined) 오리피스(orifice)형 노즐판에서 분출되는 경우는 다른 유동 형태를 갖게 된다. 노즐홀 지름(D)과 높이(H)에 비해 노즐판의 길이(L_c)가 상당히 크면($L_c/D, L_c/H \gg 1.0$) 유입된 공기는 충돌 공기제트 주위에 재순환 셀(recirculation cell)을 형성한다. 이 재순환 영역에 의한 공기제트 유동의 압축은 정체선(stagnation line) 주위의 압력을 낮게 형성시킨다. 이러한 현상은 충돌면을 따라 공기제트의 강한 가속을 발생시키는 원인이 된다. 낮은 압력은 유동의 하류 지역(downstream)에서 원상태로 되는데 이는 압력의 역구배를 형성하여 유동의 난류천이와 경계층 분리(separation)를 촉진시킨다. 노즐판의 높이가 증가하면 점차적으로 재순환 셀에 의한 유동의 영향은 줄어들고 자유제트 노즐과 같은 유동 형태에 근접하게 된다.⁽¹³⁾

따라서 $H/d=2.5$ 일 때는 노즐판과 발포 알루미늄 방열기 표면사이의 간격이 1 mm로 매우 좁고 노즐판의 크기가 노즐홀에 비해 상당히 크기 때문에 재순환 유동의 영향으로 열전달 성능은 높아 지지만 높이가 $H/d=12.0$ 까지 증가할수록 재순환 셀의 영향이 감소하면서 열전달 성능은 저하된다. $H/d=12.0$ 이상으로 높이가 증가하면 방열기에 입사되는 공기제트의 유속은 노즐 출구 유속(U)에 비해 다소 감소하나 충돌 공기제트의 난류강도와 주위 공기의 유입량에 의한 제트의 모멘텀이 증가하기 때문에 평균 Nusselt 수는 상승했다.⁽¹⁴⁾ 단일 충돌 공기제트는 $H/d \geq 30.0$ 의 영역에서는 정지한 주위 공기와의 혼합으로 인해 방열기에 입사되는 제트의 유속 감소가 지배적으로 나타나 열전달 성능은 다소 감소하고, 다중 충돌 공기제트는 $H/d \geq 25.0$ 의 영역에서는 제트 상호간의 간섭으로 인한 제트의 모멘텀이 약화되기 때문에 열전달 성능은 저하되었다. $12.0 \leq H/d \leq 20.0$ 의 구간에서는 노즐홀 사이의 간격이 $X/d=4.0$ 인 다중 충돌 공기제트가 단일 충돌 공기제트의 평균 Nusselt 수보다 약 11% 정도 증가하는데, 이는 노즐홀의 배열로 인한 외부 공기의 유입량이 많아서 유동 모멘텀이 크기 때문으

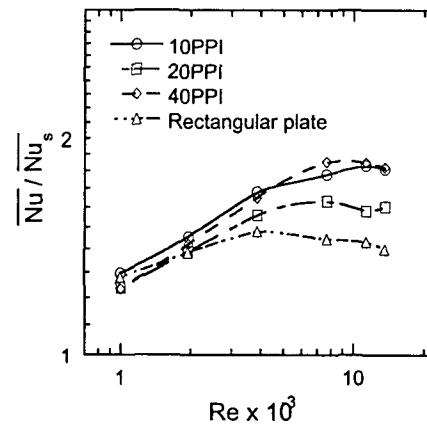
로 사료된다. 노즐홀 간격이 $X/d=4.0$ 과 $X/d=6.0$ 인 다중 층돌 공기제트는 평균 Nusselt 수의 경향이 유사하고, 전체적으로 $X/d=4.0$ 인 다중 층돌 공기제트가 발포 알루미늄 방열기의 베이스에 제트의 유동이 균일하게 형성되기 때문에 열전달 성능이 높았다. 공기제트의 간격이 $X/d=8.0$ 인 경우는 노즐홀이 열원 표면의 가장자리에 위치하기 때문에 재순환 셀이 발생하지 않는다. 따라서 낮은 H/d 영역($H/d \leq 12.0$)에서 평균 Nusselt 수의 감소는 나타나지 않았다.

Fig. 9는 단일 층돌 공기제트와 다중 층돌 공기제트에서 발포 알루미늄 방열기와 동일한 크기의 상용 방열기인 사각 직선형 방열기의 평균 Nusselt 수를 구하여 평판에 대한 방열 촉진효과를 비교한 것이다. 열원 표면으로부터 공기제트 높이는 $H/d=3.5$ 이고, $X/d=4.0$ 으로 고정되어 있다. 단일 층돌 공기제트에 의한 방열 촉진효과는 $Re \approx 2000$ 에서 모든 방열기가 평판에 비해 급격히 상승하였고 그 이상의 Reynolds 수에서는 점차 감소함을 알 수 있다. 10 PPI 발포 알루미늄 방열기가 단일 층돌 공기제트와 다중 층돌 공기제트 모두에서 방열 촉진효과가 가장 높게 나타났다. 앞서 설명한 바와 같이 10 PPI 발포 알루미늄은 유동저항이 낮기 때문에 20 PPI, 40 PPI 발포 알루미늄 방열기보다 전 Reynolds 수 영역에서 방열효과가 상대적으로 높은 결과를 나타냈다. 40 PPI 발포 알루미늄 방열기는 압력손실로 인한 열전달 성능의 감소보다 전열면적의 증가로 인한 열전달 성능의 증가가 상대적으로 크기 때문에 20 PPI 발포 알루미늄 방열기보다 방열 촉진효과가 높았다. 본 실험과 같이 층돌 공기제트가 방열기에 수직으로 입사하는 조건에서 방열핀이 사각 직선형 모양을 갖는 상용 방열기는 공기의 유량이 증가해도 방열핀에 의해 형성된 채널 중 소수의 채널로 대부분의 공기 유량이 통과되므로 전열 면적과 유동의 효율적인 혼합이 되지 않기 때문에 방열 촉진효과는 발포 알루미늄 방열기보다 전반적으로 낮게 나타났다.

다중 층돌 공기제트에 의한 방열 촉진효과는 사용된 방열기 모두 Reynolds 수가 증가함에 따라 평판에 비해 상대적으로 증가하다가 Reynolds 수 4000 이상의 영역에서는 그 영향이 둔화됐다. Fig. 9에서 보듯이 $Re \geq 4000$ 에서 다중 층돌 공기제트가 단일 층돌 공기제트에 비해 전체적으로



(a) Single jet at $H/d=3.5$



(a) Multi-jet at $H/d=3.5$ and $X/d=4.0$

Fig. 9 Heat transfer enhancement

방열 촉진효과가 우수하였다. 또한 발포 알루미늄 방열기는 상용 방열기보다 $Re \geq 4000$ 에서 뚜렷히 향상된 방열 촉진효과를 보여주었고, $7000 \leq Re \leq 11000$ 구간에서는 10 PPI 발포 알루미늄 방열기가 상용 방열기보다 약 26% 정도 방열 촉진효과가 높게 나타났다.

4. 결론

층돌 공기제트에 의한 발포 알루미늄 방열기의 열전달 특성을 기공밀도(β), 노즐홀 사이의 간격(X), 노즐홀과 열원표면 사이의 높이(H) 변화를 실험을 통해 고찰하였다. 또한 평판에 대한 발포

알루미늄 방열기와 상용 방열기의 방열효과를 알아보았다.

노즐홀 사이의 간격이 $4.0 \leq X/d \leq 8.0$ 으로 변화할 때 발포 알루미늄 방열기에서는 노즐홀 사이의 간격이 작을수록 방열기 베이스에는 균일한 유속 분포가 형성이 되어 평판에서 나타나는 일반적인 열전달 경향과 달리 X/d 가 감소할수록 열전달 성능이 향상되었다. 10 PPI 발포 알루미늄 방열기에 대한 높이 변화의 영향은 $12.0 \leq H/d \leq 20.0$ 의 구간에서는 $X/d=4.0$ 인 다중 충돌 공기제트가 단일 충돌 공기제트보다 열전달 특성이 우수했다. 단일 충돌 공기제트와 다중 충돌 공기제트 모두 전 Reynolds 수 영역에서 10 PPI 발포 알루미늄 방열기가 가장 높은 방열 촉진효과를 나타냈다. 또한 $7000 \leq Re \leq 11000$ 구간에서 다중 충돌 공기제트에 의한 10 PPI 발포 알루미늄 방열기가 상용 방열기보다 약 26% 정도 방열 촉진효과가 높았다.

후 기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다.

참고문헌

- (1) Hani A. El-Sheikh and Suresh V. Garimella, 2000, "Heat Transfer from Pin-Fin Heat Sinks under Multiple Impinging Jets," *IEEE Trans. on Advanced Packaging*, Vol. 23, pp. 113~120.
- (2) Paek, J. W., Kim, S. Y. and Kang, B. H., 2001, "Heat Transfer from a Porous Heat Sink by Air Jet Impingement," *J. of SAREK*, Vol. 13, pp. 73~79.
- (3) Viskanta, R., 1993, "Heat Transfer to Impinging Isothermal Gas and Flame Jets," *Exp. Thermal and Fluid Sci.*, Vol. 6, pp. 111~134.
- (4) Martin, H., 1977, "Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jet and Solid Surface," *Advances in Heat Transfer*, Vol. 13, pp 1~60.
- (5) Hansen, L. G. and Webb, B. W., 1993, "Air Jet Impingement Heat Transfer from Modified Surface," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 989~997.
- (6) Webb, R. L., 1994, "Principles of Enhanced Heat Transfer," John Wiley & Sons, Inc.
- (7) Paek, J. W., Kang, B. H., Kim, S. Y. and Hyun, J. M., 2000, "Effective Thermal Conductivity and Permeability of Aluminum Foam Material," *Int. J. Thermophysics*, Vol. 21, pp. 453~464.
- (8) Kim, S. Y., Paek, J. W. and Kang, B. H., 2000, "Flow and Heat Transfer Correlations for Porous Fin in a Plate-Fin Heat Exchanger," *Trans. ASME J. Heat Transfer*, Vol. 122, pp. 572~578.
- (9) Lee, M. H., Paek, J. W., Kim, S. Y. and Lee, K. S., 2001, "Heat Transfer from a Fan-Aluminum Foam Heat Sink Assembly for CPU Cooling," *Proc. of the Korea Thermal Engineering Conf. - Spring 2001*, pp. 101~106.
- (10) Figliola, R. S. and Beasley, D. E., 1995, "Theory and Design for Mechanical Measurements," John Wiley and Sons, New York.
- (11) Huber, A. M. and Viskanta, R., 1994, "Effect of Jet-Jet Spacing on Convective Heat Transfer to Confined, Impinging Arrays of Axisymmetric Air Jets," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 2859~2869.
- (12) San, J. Y. and Lai, M. D., 2001, "Optimum Jet-to-Jet Spacing of Heat Transfer for Staggered Arrays of Impinging Air Jets," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 3997~4007.
- (13) Incropera, F. P., 1999, "Liquid Cooling of Electronic Devices by Single-Phase Convection," John Wiley and Sons, New York.
- (14) 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.