

<논 문>

난류 발생기의 형상에 따른 수직 PCB채널에서의 열전달 및 압력손실 변화

박찬우* · 장승일** · 남평우*** · 정종수****

(1995년 7월 14일 접수)

Heat Transfer and Pressure Drop with the Turbulence Promoter in a Vertical PCB Channel

C. W. Park, S. I. Chang, P. W. Nam and J. Jurng

Key Words : Forced Convection(강제대류), Heat Transfer(열전달), Heated Rib(가열된 리브), Turbulence Promoter(난류 발생기), Pressure Drop(압력 강하)

Abstract

This study was performed to analyze the cooling effect of heated ribs which are frequently used for cooling of electronic parts, using the numerical method. To prevent the excessive pressure drop due to turbulence promoters for the enhancement of heat transfer rate especially, the effect of the angle of turbulence promotor was investigated by the numerical analysis. Heat transfer rate with turbulence promoters with rectangular cross-section increased by 13% in average, but the coefficient of pressure drop increased by 1.68 times than that without them. In the present study, triangular cross-sectional shape turbulence promoters were suggested and numerically tested. Pressure drop of turbulence promotor with the 30 degree triangular cross-sectional shape decreased by 30% from that of rectangular cross-section promoters while heat transfer rate was almost the same.

While with 4 turbulence promoters, the heat transfer rate increased by 21%, the pressure drop increased 4 times. It means that the higher capacity of cooling fan should be needed. With the triangular cross-sectional shape, the size of vortex region at the rear of promoters became considerably smaller, so pressure drop became smaller. The effect of the change of cross-sectional shape was not found in the flow pattern near the ribs, so that heat transfer characteristics in the ribs were not changed.

기 호 설 명

<p>B : 리브 높이</p> <p>C_p : 압력 강하계수 ($= \Delta P / (1/2 \rho U^2)$)</p>	<p>H : 채널 간격</p> <p>h : 열전달계수 ($= q''_{cs} / (T_w - T_o)$)</p> <p>k : 열전도 계수</p> <p>L : 리브 길이</p> <p>L_r : 각 리브의 총 가열 길이 ($= 2B + L$)</p> <p>LP : 난류 발생기의 위치 ($LP=1, 2, 3$ 그리고 4)</p> <p>Nu : Nusselt수 ($= q''_{cs} B / k(T_o - T_w)$)</p>
--	---

*회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

**회원, 만도기계(주)

***회원, 한양대학교 공과대학 기계공학과

****회원, 한국과학기술연구원 기전연구부

ΔP	: 입구와 출구 사이의 압력 강하
q''	: 열 유속 (W/m^2)
Re	: Reynolds수 ($=\rho U_o H/\mu$)
S	: 리브의 피치
t	: 난류 발생기 높이
T	: 온도
U, V	: x방향, y방향 유속
U_o	: 채널입구 유속
k	: 난류 운동 에너지

그리스문자

μ	: 점성계수
ρ	: 밀도
ϵ	: 난류 운동 에너지 소산율

상첨자

-	: 평균
---	------

하첨자

cs	: 정상 상태 대류
j	: 리브 수
w	: 리브 표면
x	: 국소
o	: 채널 입구

1. 서 론

전자부품의 단위 소자 집적도가 급격히 증가함에 따라 널리 사용되는 VLSI 소자로부터의 발열량은 개당 10W 이상이며, 국소적으로는 단위 면적당 열량이 $10^6 W/m^2$ 에 달할 정도의 큰 값이다.⁽¹⁾ 작동 온도가 높아지면 전자기기의 작동 신뢰도가 저하하게 되므로 전자기기의 냉각 기술의 중요성이 점점 커지고 있다. 특히 칩 주위의 유동의 변화가 칩으로부터의 열발산에 큰 영향을 미치므로 칩으로부터의 열발산을 촉진시키기 위해 여러가지 방법들이 시도되고 있고, 이에 대한 실험적인 연구 혹은 수치해석적 연구가 활발하다.

평판 위에 세워진 네 개의 가열 리브를 갖는 수직 단열 채널에서의 강제 대류 열전달에 대한 실험을 수행한 Chao⁽²⁾의 연구에서는, 채널의 크기, 정상 상태에서의 대류 열 유속과 채널에서의 입구 속도 등 가열 리브의 열전달에 영향을 주는 변수들의 변화가 열전달에 미치는 영향에 대한 연구를 수행

하였다. McEntire 와 Webb⁽³⁾는 수직 채널 내에 일련의 돌출 열원의 국소 강제 대류 열전달 특성에 대한 실험을 수행하여, 돌출 열원의 열전달이 증가하는 현상은 돌출 열원 사이의 단열 영역내의 열경계층 사이의 간섭 현상에 기인한다고 설명하였다.

Peterson 와 Ortega⁽⁴⁾는 채널 유동에서 분리된 평평한 열원과 돌출 열원에서의 열전달에 대한 연구 결과들을 정리하여 발표하였으며, Okamoto 등⁽⁵⁾은 평판 위의 일련의 블럭에 대해 높이(D)와 블럭간의 거리(S)와의 비(S/D)에 따른 난류 강도 분포에 관한 실험적 연구를 수행하여 S/D=9인 조건에서 난류 강도가 최대가 되며 열전달 효과도 가장 크다고 발표하였다. Sparrow 등⁽⁶⁾은 전자 장비 내의 부품을 모사한 평판상의 일련의 직각 모듈 상에서 중간에 모듈이 없는 경우, 모듈 앞에 장애물이 있는 경우 등에 대한 열전달 및 압력 강하에 대한 실험을 수행하였으며, 장애물의 크기가 클수록 냉각 효과가 커지며, 두 가지 경우가 혼합된 형상에서 더욱 열전달이 향상된다고 발표하였다. 특히, 장애물로부터 하류측으로 두번째 모듈에서 냉각 효과가 가장 크게 향상되는 반면, 장애물 상류측 모듈에서는 오히려 열전달이 약간 저하하는 현상이 나타난다고 보고하고 있다. Hung 과 Lin⁽⁷⁾은 장애물 대신 난류발생기의 설치에 대한 실험을 수행하였는데, 이들은 수직 채널에 설치된 네 개의 가열 리브의 맞은편 차폐벽에 난류 발생기를 설치하고 가열 리브 표면에서의 국소 열전달 및 압력 강하에 대한 실험을 수행하였다. 이 실험 결과로부터 난류 발생기를 설치하면 효과적으로 열전달을 향상시킬 수 있으며, 장애물을 사용한 Sparrow 등⁽⁶⁾의 실험 결과와는 달리 난류 발생기의 상류측 리브에서도 열전달이 증대되는 현상이 관찰되었다. 그러나 채널 내에 난류 발생기를 설치하면 압력 강하가 증가하는 경향이 나타나는 것이 문제점으로 지적되고 있다.

국내의 전자장비 냉각에 대한 연구로는 분사공기에 의한 냉각에 대한 실험,⁽⁸⁾ 나프탈렌 승화법을 이용한 실험,⁽⁹⁾ 3차원 자연대류에 대한 수치해석,⁽¹⁰⁾ 다공물질(porous media)의 적용에 대한 열전달 수치 해석,⁽¹¹⁾ 강제대류냉각에 대한 실험,⁽¹²⁾ 표면복사를 고려한 혼합 대류열전달의 수치해석⁽¹³⁾ 등의 연구 결과가 발표되고 있다. 이러한 일련의 연구 결과에 의하면 다양한 열전달 촉진 방법의 공통점은 전자기기의 냉각 성능은 향상되는 반면 압력 강하

가 증가되어 냉각 팬에 대한 요구성능이 커지게 된다는 점이다. 또한 압력 강하의 증가를 해결하기 위해 큰 용량의 냉각 팬을 사용하더라도 국소적으로 유속 저하가 일어나서 실제 열전달 성능이 떨어지는 문제와 팬 소음이 증가하는 문제 등 해결되어야 하는 과제가 남아 있으므로, 업계에서 실제 설계에 이러한 열전달 촉진 방법들을 적용하는데 장애가 되고 있다.

본 연구에서는 가열 리브가 설치되어 있는 수직 채널 내에서 가열 리브의 냉각을 촉진시키기 위한 방안으로 적용하는 난류 발생기의 형상을 변화시킴으로써 압력 강하를 억제하는 방법을 제안하고, Hung 과 Lin⁽⁷⁾이 수행한 실험 결과를 바탕으로 가열 리브 주위의 유동 및 열전달을 수치해석적인 방법으로 해석하고, 난류 발생기의 수 및 각도 등의 설계변수를 변화시켜 열전달 및 압력 강하량에 미치는 영향에 대해 검토하였다.

2. 수치 해석 관련 이론

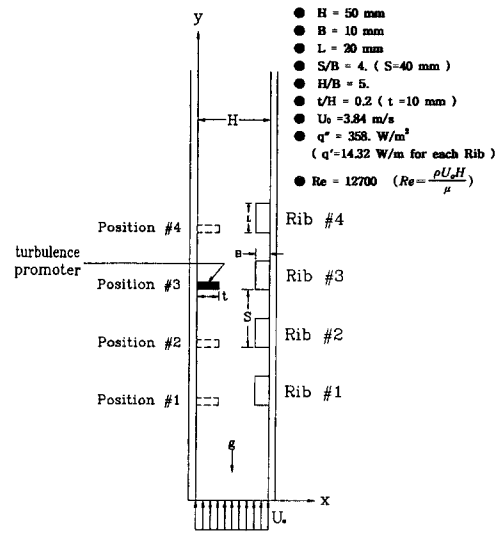
2.1 계산 모델

본 연구에서 채택한 계산 모델은 Fig. 1(a)에서 보듯이 두 개의 단열 평판으로 구성된 수직 채널 내부의 공간으로, 한 쪽 평판에는 일정한 간격으로 네 개의 돌출 가열 리브가 설치되어 있고, 반대편 평판에는 난류 발생기가 설치되어 있다. 이 실험 모델의 개략도 Fig. 1(b)은 계산 모델의 개략도를 나타내는 그림이며, 계산 모델은 Hung 과 Lin⁽⁷⁾의 실험에서 사용한 기하학적 형상과 거의 동일하다.

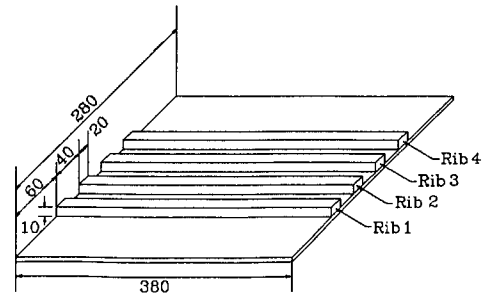
Fig. 1(a)에서 보면 채널의 하단부의 입구에서 수직 상방향으로 균일한 입구 유속(U_0)으로 공기가 유입되며, 입구에서 60mm 떨어진 곳에 첫번째 리브가 설치되어 있고, 리브의 높이(B)는 10mm, 길이는 20mm이며, 각 리브 사이의 피치(S)와 높이(B)와의 비(S/B)는 4이다. 난류 발생기는 각 리브 앞쪽 선단부의 맞은편에 설치하였으며, 난류 발생기의 높이(t)와 채널의 높이(H)의 비(t/H)는 0.2이며, 각 난류발생기의 위치를 순서에 따라 Position #1, #2, #3 그리고 #4로 나타내었다.

2.2 지배 방정식

본 계산의 대상인 Hung과 Lin⁽⁷⁾의 실험모델은 높이(50mm)에 비해 폭(380mm)이 충분히 크기 때문에, 2차원으로 유동을 가정할 수 있을 것이다.



(a) Computational geometry



(b) Experimental test plate⁽⁷⁾(mm)

Fig. 1 Schematic diagram of the computational region and experimental test plate⁽⁷⁾

이 실험에서 공기의 기준 입구 유속은 3.84m/s이므로, 입구 높이(H)를 특성 길이(characteristic length)로 하여 계산한 Reynolds 수 ($Re = \rho U_0 H / \mu$)는 약 12,700이므로, 난류 유동으로 간주할 수 있다.

본 수치해석에 필요한 지배 방정식들을 단순화하기 위하여 다음과 같은 가정을 사용한다.

- 유동은 2차원, 정상, 비압축성의 난류 유동이다.
- 점성 소산과 체적력의 효과는 무시된다.
- 작동 유체의 모든 물성치들은 상수이다.

난류 모델로는 본 연구 대상이 가열 리브의 열전달과 관련된 유동 해석이므로 벽(가열 리브) 근처

의 유동이 중요하다고 판단하여 장애물이 여러 개 존재하는 계산 모델에 대해 적용이 용이한 저 레이놀즈(low Reynolds) 모델 중 L·S 모델⁽¹⁵⁾을 채택하였다.

1) 연속 방정식

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

2) 운동량 방정식

x방향 :

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial y} \right) + S_u \quad (2)$$

y방향 :

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial y} \right) + S_v \quad (3)$$

한편, 식 (2) 와 식 (3) 에서의 난류 운동량 생성항 S_u 및 S_v 는 다음과 같이 정의된다.

$$S_u = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_t \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_t \frac{\partial v}{\partial x} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} (\rho k) \quad (4)$$

$$S_v = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_t \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_t \frac{\partial v}{\partial y} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} (\rho k) \quad (5)$$

난류 점성계수 μ_t 는 다음 식과 같이 정의된다.

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

식 (6)에서 C_μ 는 아래 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_\mu = 0.09 \exp\left(\frac{-3.4}{(1+R_t/50)^2}\right) \quad (7)$$

위 식에서 R_t 는 난류 Reynolds수로서 다음과 같다.

$$R_t = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon} \quad (8)$$

3) 에너지 보존 방정식

$$\rho \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} + \frac{k}{c_p} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right)$$

$$+ \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} + \frac{k}{c_p} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (9)$$

여기서, 난류 Schmidt수 $\sigma_t=1$ 이다.

4) 난류 운동 에너지 보존 방정식

$$\rho \left(u \frac{\partial k}{\partial x} + v \frac{\partial k}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right) + G - \rho \varepsilon - \rho D \quad (10)$$

식 (10)에서 난류 상수 $\sigma_k=1$ 이며 Reynolds 전단 응력에 의한 난류 에너지의 생성항 G 는 다음과 같다.

$$G = \mu_t \left[2 \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right\} + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (11)$$

식 (10)에서 점성 응력에 의해서 생성되는 난류 운동 에너지를 나타내는 D 는 다음과 같다.

$$D = 2\mu \left(\left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial y} \right)^2 \right) \quad (12)$$

5) 난류 운동 에너지 소산을 보존 방정식

$$\rho \left(u \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + v \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \varepsilon) + E \quad (13)$$

식 (13)에 나타나는 난류 Schmidt수 $\sigma_\varepsilon=1.3$ 이며 E 는 벽면 근처에서 난류 운동 에너지의 실험치에 근접시키기 위하여 부가된 항으로 다음 식과 같이 나타낸다.

$$E = \frac{2\mu\mu_t}{\rho} \left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + 2 \left(\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} \right)^2 \right) \right] \quad (14)$$

식 (13)에서 상수 $C_1=1.44$ 이며 C_2 는 아래와 같이 정의된다.

$$C_2 = 1.92(1 - 0.3 \exp(-R_t^2)) \quad (15)$$

이 난류 모델에서 사용된 ε 는 표준 $k-\varepsilon$ 난류 모델의 소멸률 ε 을 다음 식으로 대체한 것이다.

$$\varepsilon = \varepsilon - D \quad (16)$$

2.3 경계 조건

본 계산에서 사용한 경계 조건은 Hung and Lin⁽⁷⁾의 실험에서와 동일한 조건이 되도록 하였다. 특

Table 1 Summary of boundary conditions

	U	V	T	k	$\bar{\epsilon}$
Inlet	0	3.84m/s	300K	$0.003U_0^2$	$\frac{0.009k_{in}^{1.5}}{0.03H}$
Outlet	$\frac{\partial u}{\partial y}=0$	$\frac{\partial v}{\partial y}=0$	$\frac{\partial T}{\partial y}=0$	$\frac{\partial k}{\partial y}=0$	$\frac{\partial \bar{\epsilon}}{\partial y}=0$
Left wall	0	0	$\frac{\partial T}{\partial x}=0$	0	0
Right wall	0	0	$\frac{\partial T}{\partial x}=0$	0	0
Ribs	0	0	$q''=384W/m^2$	0	0

히, 실험⁽⁷⁾과 동일하게 유동 입구의 경계 조건으로 균속도 유동(uniform flow)조건을 적용하였다. 실제 전자 장비에서 이러한 채널이 설치되는 경우 채널 입구에서의 유동 조건은 완전 발달된(fully developed) 유동이 아닌 발달중(developing)인 유동으로 보는 것이 타당하므로, 채널 입구의 유동 조건에서 유속을 균일하게 하는 것이 타당할 것이다. 출구측에서는 유출 경계(Out Flow Boundary) 조건을 사용하는데, 이 조건을 사용하기 위해 전체 채널의 길이를 원 실험⁽⁷⁾ 모델에 비해 약 13배로 충분히 길게 연장하여 경계조건을 사용하였다.

실험 조건⁽⁷⁾에서도 이와 같이 관심영역 이후지역에 덕트를 충분히 길게 연장하여 완충지역(buffer zone)을 형성시켰다. 입구에서의 k 와 $\bar{\epsilon}$ 에 대한 입구초기조건은 Nallasamy⁽¹⁶⁾가 제시한 방법에 의해 계산한 값을 사용하였다. 모든 계산 영역의 경계 조건을 Table 1에 정리하여 나타내었다.

2.4 물성치

본 연구에서의 물성치는 상온을 기준으로 하여, 온도 변화에 따른 물성치의 변화는 고려하지 않았으며, 공기측의 물성치는 온도 300K를 기준으로 하여 다음 값을 사용하였다.

$$\begin{aligned} \rho &= 1.2 \text{ (kg/m}^3\text{)} \\ \mu &= 1.8 \times 10^{-6} \text{ (N sec/m}^2\text{)} \\ k &= 0.02 \text{ (W/m}^\circ\text{C)} \end{aligned}$$

한편, 리브에 대한 물성치는 리브의 재질을 스테인리스강으로 간주하여,

$$\begin{aligned} \rho &= 7,817 \text{ (kg/m}^3\text{)} \\ k &= 16.3 \text{ (W/m}^\circ\text{C)} \end{aligned}$$

의 값을 계산에서 사용하였다.

2.5 수치 해석 방법

수치해석을 위하여 식 (1), (2), (3), (9), (10) 및 (13)의 기본 방정식들을 Patankar⁽¹⁷⁾가 제안한 유한 체적법에 의해 이산화하였으며 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다. 2차원 계산 모델의 유동장 해석을 위한 격자(grid)로는 47×152의 격자당을

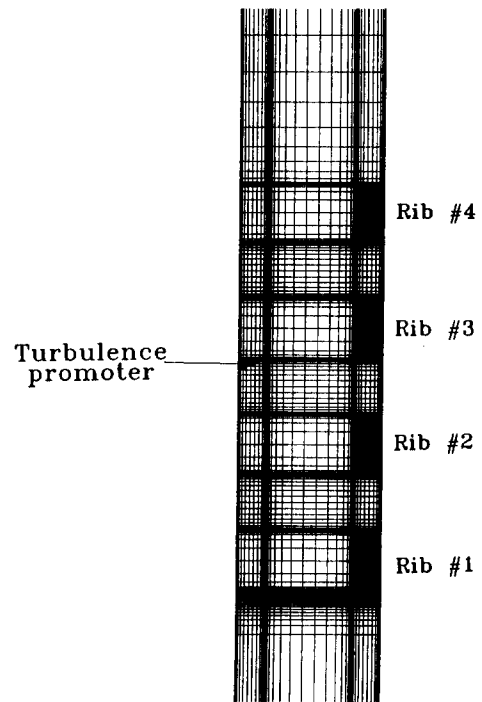


Fig. 2 Grid system of computational region. (32×111) (60° inclined triangular turbulence promoter)

사용하였다. 수렴의 축진을 위한 이완 계수 (relaxation factor)로 속도, 압력과 온도항에 각각 0.1, 0.5, 0.8 그리고 난류 운동 에너지와 난류 운동 에너지 소산율에는 각각 0.4의 이완 계수 (relaxation factor)치를 사용하였다. 수치해의 수렴 여부는 유입, 유출 유량의 차이가 10^{-4} 이하로 10회 이상 반복될 때 임의의 격자점에서의 해가 유효 자리 네 자리 안에서 변화하지 않는 조건을 만족하면 해가 수렴한 것으로 간주하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 가열 리브에 대한 열전달 계수의 정의

본 연구에서는 각각의 가열 리브에 대한 열전달을 검토하기 위하여 Newton의 냉각 법칙에 따라, 각각의 리브 j 에 대한 국소 대류 열전달량을

$$q''_{cs,j} = h_{j,x} (T_{w,j,x} - T_0) \quad (17)$$

로 정의하였다. 이 식에서 $q''_{cs,j}$ 는 리브 j 에 대한 정상 상태 대류 열유속, $h_{j,x}$ 는 각 리브에서의 국소 열전달 계수, $T_{w,j,x}$ 는 각 리브의 국소 온도, T_0 는 채널 입구 유체의 온도이다. 본 연구에서는 Hung과 Lin⁽⁷⁾의 실험 결과 중 $q''_{cs,j} = 358 \text{ W/m}^2$ 을 사용하였는데, 각 리브의 폭을 고려하면 단위 길이 당의 열유속은 $q'_{cs,j} = 14.32 \text{ W/m}$ 에 해당된다. 식 (17)로부터 국소 열전달 계수 $h_{j,x}$ 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$h_{j,x} = q''_{cs,j} / (T_{w,j,x} - T_0) \quad (18)$$

위 식으로부터, 리브의 길이 L_r 에 대해 적분을 하면 T_0 에 대한 리브 j 에 대한 평균 열전달 계수 \bar{h}_j 는

$$\begin{aligned} \bar{h}_j &= \frac{1}{L_r} \int_0^{L_r} h_{j,x} dx \\ &= \frac{q''_{cs,j}}{L_r} \int_0^{L_r} \frac{1}{(T_{w,j,x} - T_0)} dx \end{aligned} \quad (19)$$

로 나타낼 수 있으며, 여기서 L_r 은 각 리브의 상면과 양 측면을 더한 총 가열 길이를 나타낸다. 방정식 (19)의 적분을 수치적으로 근사화하면,

$$\bar{h}_j \approx \frac{q''_{cs,j}}{L_r} \sum \frac{1}{(T_{w,j,x} - T_0)} \Delta x \quad (20)$$

가 된다. 각 리브 j 의 높이 B (본 연구에서 $B = 1 \text{ cm}$)에 대한 평균 Nusselt수는

$$Nu_j = \frac{\bar{h}_j B}{k} \quad (21)$$

이다. 한편, 채널에서의 총 평균 Nusselt수 \overline{Nu} 는 네 개의 가열 리브들의 Nusselt수의 평균값으로 다음식과 같이 계산한다.

$$\overline{Nu} = \frac{\sum_{j=1}^n Nu_j}{4} \quad (22)$$

3.2 채널 내에서의 압력 강하 계수

본 연구의 대상인 채널 내에서 유동에 대하여 열전달 성능과 함께 고려되어야 할 사항이 압력 강하에 의한 손실이다. 난류 발생기를 설치하여 열전달 향상의 효과를 얻었다 할지라도 압력 강하가 증가하면 채널 내의 유속 및 열전달 성능을 유지하기 위해서 더 많은 송풍 동력이 필요하다. 그러므로 효과적으로 열전달을 향상시키기 위해 압력 강하량이 지나치게 커지지 않는 방안들을 고려하여야 한다. 압력 강하 계수 C_p 의 정의는 다음과 같다.

$$C_p = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U_0^2} \quad (23)$$

3.3 수치해석 결과 및 실험결과⁽⁷⁾와의 비교

Hung과 Lin⁽⁷⁾의 실험 ($t/H = 0.2$, $U_0 = 3.84 \text{ m/s}$, $q'' = 358 \text{ W/m}^2$)에서는 난류 발생기의 위치 변경에 따른 각각의 리브에서의 Nu수와 총 평균 Nu수 (\overline{Nu})의 측정된 결과를 보고하고 있으며, 본 연구의 수치 해석결과를 이 실험 결과와 비교하였다.

Fig. 3에서 Hung과 Lin⁽⁷⁾의 실험 결과는 하류로 갈수록 Nu수가 지수함수적으로 감소하는 경향을 보이고 있는데, 수치해석 결과도 동일한 경향을 보이고 있다. Fig. 4에서는 \overline{Nu} 수에 대한 결과를 비교하였다. Chao⁽²⁾ 및 Hung과 Lin⁽⁷⁾의 가열 리브가 있는 수직 단열 채널에서 강제대류 열전달 실험에 의하면 주기적인 완전발달 지역이 채널 입구로부터 세번째 리브에서 시작되며, 이 위치에 난류 발생기를 설치하면 주기적인 완전발달 지역의 형성을 교란시키므로 채널 내에서의 전반적인 열전달을 촉진할 수 있다고 보고하고 있다. 이러한 실험에서의 경향과 유사하게 수치해석에서도 난류 발생기가 Position #3의 위치에 있는 경우에 평균 Nusselt수 (Nu)가 최대가 되는 경향을 보이고 있다. 한편, Fig. 5는 실험결과와 계산결과를 정량적으로 비교

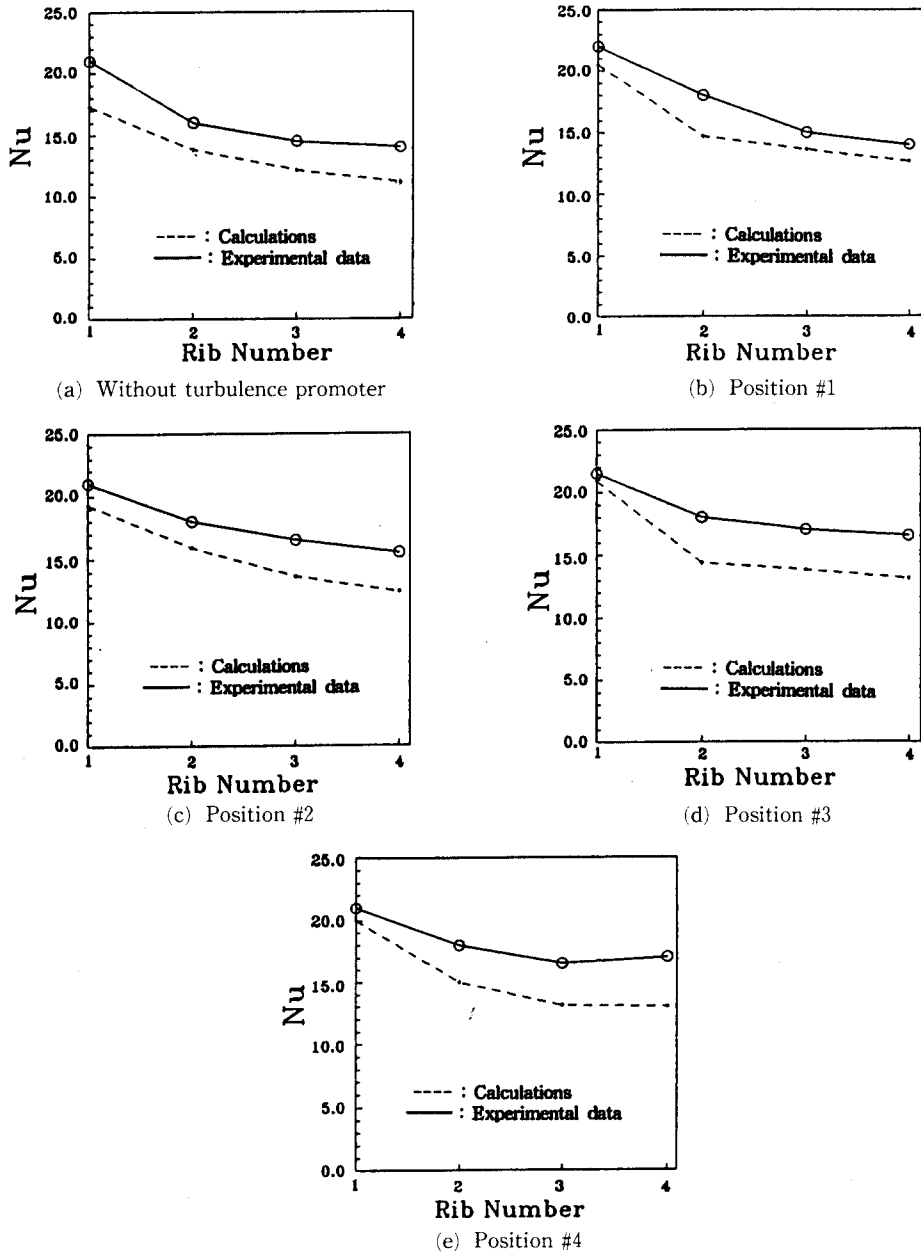


Fig. 3 Comparison of Nusselt number between experiments and calculations ($t/H=0.2$, $U_o=3.84\text{m/s}$, $q''_{cs,j}=358\text{W/m}^2$)

한 그래프이다. 난류 발생기가 없는 경우를 포함하여 Position #1~#4까지의 여러가지 경우에 대하여 각각의 리브에 대한 Nu수를 비교해 보면, 수치 해석 결과가 실험치에 비해 3~24% 정도 작은 값을 나타내고 있다. 평균 Nusselt수에 대한 오차는 13%~16% 정도 작은 값이 된다. 이러한 차이는

격자의 형태에 따라 발생하는 오차와 난류 모델 자체가 가지고 있는 불완전성에 그 원인이 있다고 생각된다. 여기서 주목해야 할 사항은 모든 경우에 있어서 수치 해석의 결과가 실험 값보다는 일률적으로 낮다는 점이다. 리브가 있는 덕트 내에서의 주기적으로 발달한 유동 및 열전달에 관한 연구에

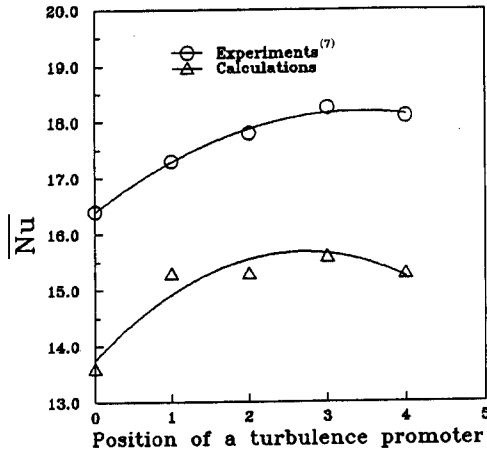


Fig. 4 Comparison of averaged Nusselt number between experiments and calculated results ($t/H=0.2$, $U_o=3.84\text{m/s}$, $q''_{cs,j}=358\text{W/m}^2$)

서 국소 Nu수가 Standard $k-\epsilon$ 모델과 Nonlinear 모델을 사용한 경우 공히 최대 30% 정도의 오차를 보이고 있으며, 이러한 결과는 turbulent Prandtl 수(σ_t)와 wall function이 실제 유동에서의 물성치들에 대한 값들을 충분히 보상해 주지 못하기 때문이라고 설명하고 있는 Acharya 등⁽¹⁸⁾의 연구 결과에 따르면, 본 연구에서도 사용한 난류모델에서 벽 함수 대신에 사용된 난류 운동 에너지 소산율 방정식에서의 E 항이 Acharya 등⁽¹⁸⁾의 지적대로 실제의 값을 정확히 계산하지 못하기 때문이라 사료된다.

3.4 난류 발생기수의 증가에 따른 열전달 및 압력 강하량의 변화

Fig. 6(a)는 난류 발생기가 없는 상태에서의 온도 분포의 수치해석 결과를 나타내는 그림이다. 난류 발생기가 없으면 첫번째 리브에서 형성된 열경계층이 마지막 리브의 위치까지 거의 균일한 두께로 유지된다. 한편, 난류 발생기가 #3인 위치에 설치되어 있을 때의 온도 분포가 Fig. 6(b)에 나타나 있다. 이 그림에서, 난류발생기가 있으면 열 경계층의 두께가 얇아지며, 열경계층이 얇을수록 열전달이 커지게 되어 열전달량이 증가하는 것으로 생각된다.

난류 발생기 수의 변화에 따른 열전달 및 압력 강하에 대한 고찰 결과를 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 7은 난류 발생기의 수와 위치를 무작위로 변화시키면서 수치적 계산을 실시하였고, 난류 발생

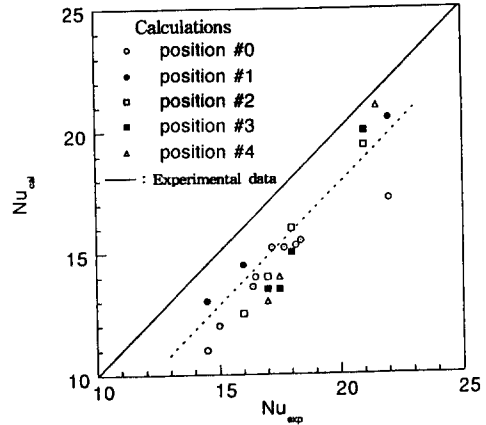
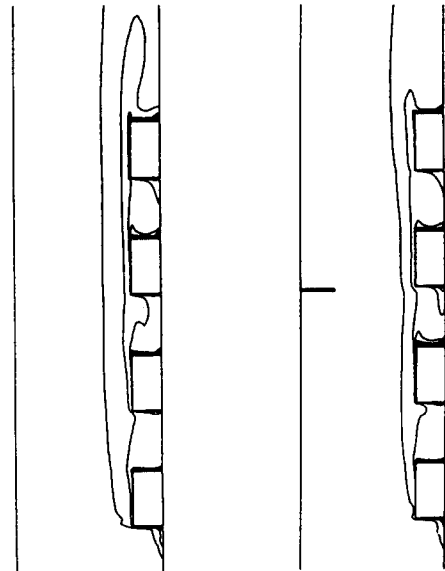


Fig. 5 Comparison of the experimental Nusselt number with predictions



(a) Without turbulence promoter (b) Turbulence promoter at position #3

Fig. 6 Temperature distributions with and without a turbulence promoter ($t/H=0.2$, $U_o=3.84\text{m/s}$, $q''_{cs,j}=358\text{W/m}^2$)

기 수의 변화에 따른 평균 Nusselt수 (\overline{Nu}) 및 평균 압력 강하 계수 ($\overline{C_p}$)의 변화를 난류 발생기가 없는 경우($(Nu)_{UH=0}$, $(C_p)_{UH=0}$)의 값을 기준으로 하여 나타낸 그림이다.

Fig. 7에서 보는 것처럼 난류 발생기를 한 개 설치할 경우, 설치하지 않을 경우에 비해 열전달량은 약 13% 증가한다. 그러나 이 경우 압력 강하량은

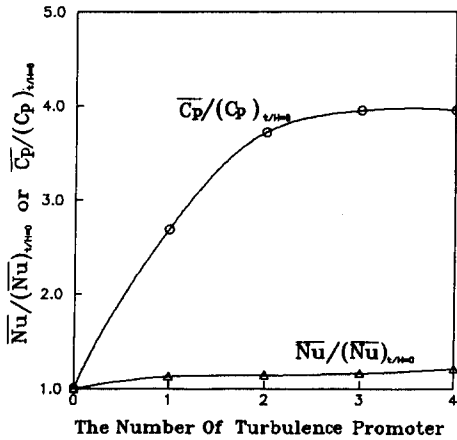


Fig. 7 Ratio of heat transfer and pressure drop according to the number of turbulence promoters

($t/H=0,2, U_o=3.84m/s, q''_{cs,s}=358W/m^2$)

약 250% 증가하게 된다. 한편 난류 발생기의 수를 한 개에서 두 개로 증가 시키면, 한 개를 사용한 때와 비교하여 열전달량의 증가효과는 거의 없는 반면 압력 손실은 약 60% 이상 증가하는 현상이 관찰된다. 두 개 이상의 난류 발생기를 사용하면 난류 발생기의 수의 증가에 따른 열전달 및 압력강하의 증가율은 완만하다. 압력 강하에 있어서는 Hung⁽⁷⁾ 등의 실험에서는 압력 강하 계수가 난류 발생기의 다른 변화보다는 난류 발생기가 채널 전체 공간에서 차지하는 비율의 영향을 지배적으로 받는다고 언급하고 있고, Chao⁽²⁾는 네 개의 가열 리브가 있는 수직 채널에서 $Re=2,182\sim 29,696$ 일 경우 주기적 유동 형태의 완전 발달 구역이 3번째 리브에서 시작한다고 보고하였다. 그래서 위와 같은 복합적인 이유로 난류 발생기가 없을 경우에서 두 개로 증가될 경우 평균 압력 강하 계수(\bar{C}_p)는 급격히 증가하다가 세 개에서 네 개로 증가하면 증가 양이 일정해지는 현상이 발생된다고 생각된다. 이에 따라, 이러한 해석 결과로 볼 때 난류 발생기의 수를 늘이면 열전달량이 증가하는 효과를 얻을 수 있으나, 그에 따라 압력 강하가 더욱 크게 증가하게 되므로 압력강하에 대한 냉각 시스템의 풍량 특성을 종합적으로 고려하여야 한다.

3.5 난류 발생기의 각도 변화에 따른 유동 특성, 열전달 및 압력 강하량의 변화
이미 언급한 바와 같이, 채널에서의 압력 강하량

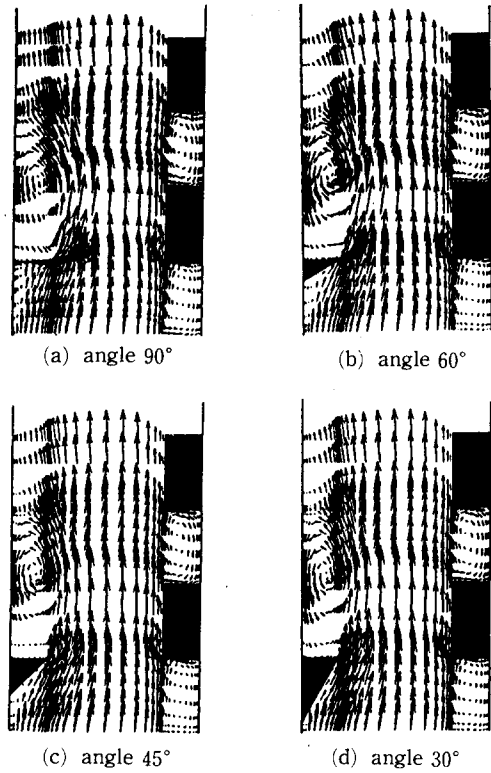
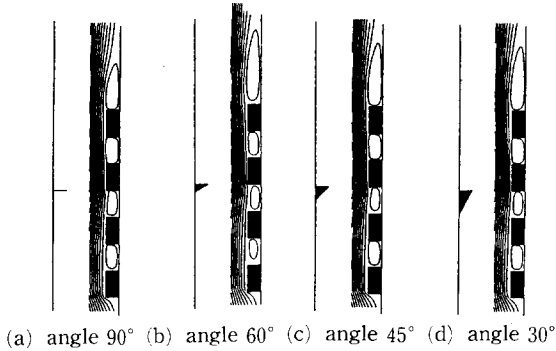


Fig. 8 Velocity vector field around turbulence promoter with different angles

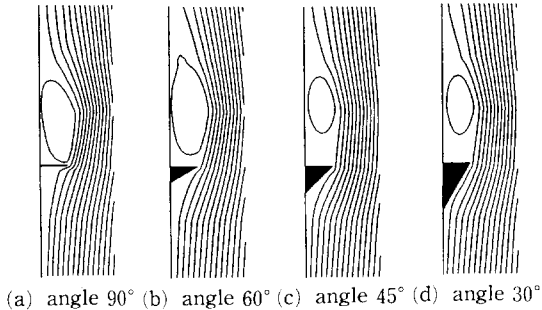
은 난류 발생기의 존재 여부에 따라 큰 차이를 보이고 있다. 압력 강하량의 증대는 그에 상응하는 송풍 동력 증가를 의미하므로 난류 발생기의 설치에 의하여 얻을 수 있는 열전달 향상 효과를 반감시키는 결과를 가져올 수 있다. 본 연구에서는, 난류 발생기에 의해 증대되는 압력 강하에 대한 해결 방안으로 유동방향에 대한 난류 발생기의 각도를 변화시킨 경우에 대하여 해석을 수행하였으며, Fig. 8~Fig. 11에 해석 결과를 나타내었다.

Fig. 8은 난류 발생기의 각도를 변화시켰을 때 난류 발생기 주변에서의 속도장 벡터의 분포를 나타낸 그림이다.

난류 발생기가 벽면과 이루는 각도가 커질수록 난류 발생기의 끝 부분에서 속도 벡터의 방향전환이 더욱 급격해지고 있다. 따라서, 난류 발생기의 후면에서 박리현상(separation)에 의해 발생하는 와(渦)의 형태도 약간씩 다른 형태가 관찰된다. 난류 발생기의 각도가 90°인 경우에는 난류 발생기의 후류부뿐만 아니라 전면부에도 작기는 하지만 와



(a) angle 90° (b) angle 60° (c) angle 45° (d) angle 30°
Fig. 9 Streamline distribution near heated ribs with different angles of turbulence promoter



(a) angle 90° (b) angle 60° (c) angle 45° (d) angle 30°
Fig. 10 Stream line distribution near turbulence promoter with different angles of turbulence promoter

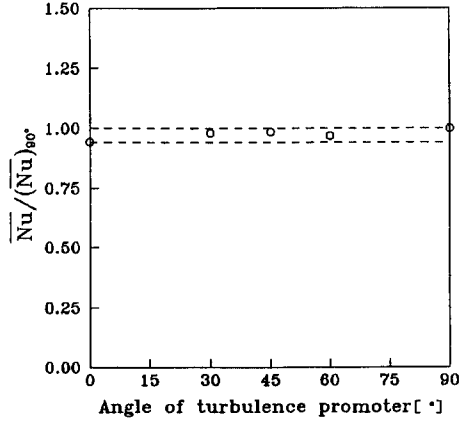
(渦)가 형성되는 것이 관찰된다.

한편 Fig. 9와 Fig. 10은 각각 난류 발생기의 각도 변화에 따른 리브측 부근과 난류 발생기 부근의 유선(stream line)의 분포를 나타낸 그림들이다.

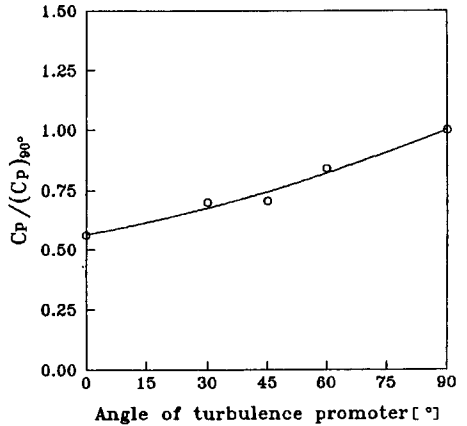
Fig. 9에서 보는 것처럼 난류 발생기의 각도가 변화하여도 가열 리브들의 사이 및 최후방에서 형성되는 재순환 영역의 형태가 거의 유사하다. 따라서 난류 발생기의 각도 변화에 따른 리브의 열전달 성능의 변화가 크지 않은 것으로 생각 된다. 한편, Fig. 10에서 알 수 있듯이 난류 발생기의 각도가 큰 경우(60°, 90°)에 비해 각도가 작은(30°, 45°) 경우 후류측의 재순환 영역의 크기가 상대적으로 작아지는 것이 관찰된다.

Fig. 11은 각각 난류 발생기의 각도 변화에 따른 Nusselt 수 및 압력 강하 계수(C_p)의 변화를 난류 발생기가 90°인 경우 ($(\overline{Nu})_{90}$, $(C_p)_{90}$)의 값을 기준으로 한 비(ratio)로 나타낸 그림이다.

Fig. 11(a)에서 보는 것처럼 난류 발생기의 각도



(a)



(b)

Fig. 11 Variations of averaged Nusselt number and pressure drop coefficient with the angle of turbulence promoter
 ($t/H=0.2$, $U_o=3.84m/s$, $q''_{cs,j}=358W/m^2$)

변화에 따라 \overline{Nu} 는 작은 범위에서 변화를 보이고 있다. 이것은 앞서 설명한 바와 같이 가열 리브들 주위에 형성되는 재순환 영역의 형태가 거의 유사함에 따라 열전달량에는 큰 차이가 없는 것으로 생각된다. 즉 채널 내의 가열 리브에서의 열전달은 난류 발생기의 각도 변화에 별다른 영향을 받지 않는다.

한편, 압력 강하 특성에 대해서는 Fig. 11(b)에서 관찰되듯이 60°인 경우가 90°인 경우보다 압력 강하비를 18% 정도 감소되며, 45°, 30°, 0°의 경우 각각 29%, 30%, 35% 감소된다. 즉, 동일 높이의 난류 발생기에서 벽면과 이루는 각도가 작을 수록 압력 강하는 감소하게 된다. Fig. 10과 관련

하여 보면, 난류 발생기의 각도가 30°, 45°인 경우에는 난류 발생기 후면의 와의 크기는 서로 유사하며, 90°와 60°에 비해 작은 와의 크기를 보여주고 있다. 그래서 난류 발생기의 각도가 30°, 45°인 경우에는 서로 거의 유사한 압력 강하비를 나타내며, 90°와 60°에 비해 작은 압력 강하비를 보이고 있다. 난류 발생기가 90°인 경우와 60°인 경우를 살펴보면, 난류 발생기 후면에서의 와가 60°인 경우에 훨씬 더 큰 형태를 보이고 있다. 그러나, 압력 강하는 90°인 경우가 60°인 경우에 비해 훨씬 큰 값을 보이고 있다. 이러한 현상이 나타나는 이유에 대해서는 Fig. 8에서 보는 것처럼 난류 발생기의 각도가 90°인 경우에는 발생기 전면에도 다른 각도의 발생기에선 볼 수 없는 작은 와가 형성되어 있기 때문이라 사료된다. 난류 발생기의 각도가 60°인 경우엔 30°나 45°인 경우에 비해 약 16% 정도 증가된 압력 강하를 보이고 있다. 위로부터 알 수 있듯이 압력 강하량은 박리 현상에 의해 발생하는 난류 발생기 후면의 재순환 영역의 크기가 클수록 압력 강하 비가 커짐을 알 수 있으며, 와의 형태 및 채널 내부 유동장에 형성된 와의 개수에 의해 많은 영향을 받고 있음을 알 수 있다. 그리고 열전달과 압력 강하량, 난류발생기가 채널 내에서 차지하는 공간적인 측면을 동시에 고려해 볼 때 난류발생기의 경사는 45° 정도가 적절한 것으로 생각된다.

4. 결 론

본 연구에서는 가열 리브가 설치되어 있는 수직 채널 내에서 가열 리브의 냉각을 촉진시키기 위한 방안으로 적용하는 난류 발생기의 형상 및 개수 변화에 따른 열전달 및 압력강하의 특성 변화를 수치 해석적 방법을 적용하여 연구를 수행하였다. 연구 결과 얻어진 결론을 정리하면 다음과 같다.

(1) 직사각형 단면의 난류 발생기를 설치하면, 설치하지 않는 경우와 비교하여 평균 Nusselt수는 약 13% 증가하나 압력강하계수(C_p)치는 168%나 크게 증가한다. 난류 발생기의 수가 증가하면 이러한 경향은 더욱 뚜렷하게 되어, 네 개의 난류 발생기를 설치하면 평균 열전달계수를 약 21% 증가시킬 수 있으나, 이 경우 압력계수의 값은 약 네 배가 된다. 따라서 냉각 팬의 용량 등과도 관련이 있겠지만 난류발생기를 여러 개 설치하는 방법은 열

전달을 촉진시키기 위한 방법으로 효과적이 아니다.

(2) 동일 높이의 삼각형 단면의 난류발생기를 설치하는 경우 각도를 변화시키면 난류 발생기의 후류 부분의 재순환 영역의 크기가 달라진다. 직사각형 단면의 각도를 90°라고 할 때 전반적으로 난류 발생기의 각도가 작아질수록 재순환 영역의 크기가 작아진다.

(3) 삼각형 단면의 난류발생기에서 각도의 변화에 따른 리브에서의 열전달 변화는 거의 무시할만한 정도이다. 그러나 압력강하치는 30° 정도로 각도가 작아지면 30% 정도 감소하는 결과를 보이고 있다. 따라서 삼각형 단면의 난류발생기의 사용은 리브측의 열전달에 큰 영향을 미치지 않으면서도 압력강하를 줄일 수 있는 효과적인 열전달 촉진 방법이라고 생각된다. 이에 대한 실험적인 연구를 수행하여 압력강하를 줄이는 동시에 열전달을 향상시킬 수 있는 방안에 대한 연구결과가 기대된다.

(4) 위의 결론으로 미루어 볼 때 벽면과 각도를 이루는 난류 발생기의 설치가 가열 리브를 갖는 채널에서의 열전달 증대 및 압력 강하량을 감소시킬 수 있는 간단하고 효과적인 방법으로 생각된다.

참고문헌

- (1) 유성연, 광영만, 1993, "나프탈렌 승화법을 이용한 모사 전자집에서의 열전달 현상에 관한 연구", 대한기계학회 '93년도 추계학술대회논문집 (Ⅱ) pp. 173~177.
- (2) Chao, S. D., 1990, "An Experimental Study on Forced Convection Heat Transfer Characteristics in Vertical Adiabatic Channels with Surface-Mounted Heating Ribs," Master Thesis, Department of Power Mechanical Engineering, National Tsing Hua Univ., Taiwan, R. O. C.
- (3) McEntire, A. B. and Webb, B. W., 1990, "Local Forced Convective Heat Transfer from Protruding and Flush-Mounted Two-Dimensional Discrete Heat Sources," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 33, pp. 1521~1533.
- (4) Peterson, G. P. and Ortega, A., 1990, "Thermal Control of Electronic Equipment and Devices," *Advances in Heat transfer*, Vol. 20, Academic Press, New York, pp. 181~314.

- (5) Okamoto, S., Nakaso, K. and Kawai, I., 1993, "Effect of Rows of Two-Dimensional Square Ribs on Flow Property along Plane Wall," *JSME International Journal*, Vol. 36, No. 1.
- (6) Sparrow, E. M., Niethammer, J. E. and Chaboki, A., 1983, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Arrays of Rectangular Modules Encountered in Electronics Equipment," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, pp. 961~973.
- (7) Hung, Y. H. and Lin, H. H., 1993, "An Effective Installation of Turbulence Promoters for Heat Transfer Augmentation in a Vertical Rib-Heated Channel," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, No. 1, pp. 29~42.
- (8) 김원태, 최송봉, 노홍구, 김광수, 1992 "전자장비의 분사공기에 의한 냉각특성에 관한 연구" 대한기계학회 '92년도 추계학술대회논문집 (Ⅱ), pp. 134~137.
- (9) 유성연, 박종학, 1994, "모사 전자칩에서 3차원 강제대류열전달에 관한 실험적 연구", 대한기계학회 '94년도 추계학술대회논문집 (Ⅱ), pp. 164~168.
- (10) 백창인, 이관수, 김우승 1994, "주기적으로 완전발달된 PCB 채널의 3차원 층류 자연 대류 냉각에 관한 수치적 연구", 대한기계학회 '94년도 추계학술대회논문집 (Ⅱ), pp. 434~439.
- (11) 김서영, 백진욱, 성형진, 1992, "다층기판에서의 다공물질 열전달 수치해석", 대한기계학회 '92년도 추계학술대회논문집 (Ⅱ), pp. 198~201.
- (12) 김원태, 김광수, 박중무, 1994, "전자장비 캐비닛에서의 강제대류 냉각특성에 관한 연구", 대한기계학회 '94년도 추계학술대회논문집 (Ⅱ), pp. 147~151.
- (13) 박희용, 박경우, 김제영 1994, "PCB 채널 내의 열 및 유동특성에 관한 연구", 대한기계학회 '94년도 추계학술대회논문집 (Ⅱ), pp. 152~157.
- (14) 김원태, 허남일, 1994, "밀폐형 함체의 난류 유동 특성을 고려한 삼차원 열 패키지 설계에 관한 연구", 대한기계학회 '94년도 추계학술대회논문집 (Ⅱ), pp. 158~163.
- (15) Patel, V. C., Rodi, W. and Scheuerer, G., 1984, "Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows: A Review," *AIAA Journal*, Vol. 23, No. 9, pp. 1308~1319.
- (16) Nallasamy, M., 1985, "Critical Evaluation of Various Turbulence Models as Applied to Internal Fluid Flows," *NASA TP 2474*.
- (17) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York
- (18) Acharya, S., Dutta, S., Myrum, T. A. and Baker, R. S., 1993, "Periodically Developed Flow and Heat Transfer in a Ribbed Duct," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, No. 8, pp. 2069~2082.