

## 임의형상을 갖는 납작관에서의 혼합대류 열전달 해석

박 회 용<sup>†</sup>, 박 경 우\*, 이 상 철\*

한양대학교 기계공학부, \*한양대학교 대학원

### Analysis of Mixed Convection Heat Transfer in Arbitrarily Shaped Flat Tubes

Hi Yong Pak<sup>†</sup>, Kyoung Woo Park\*, Sang Cheol Lee\*

School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

\*Graduate Student, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received ~, 2001; revision received ~, 2001)

**ABSTRACT:** The flow and heat transfer characteristics for three-dimensional mixed convection flows in a radiator flat tube with U-shaped grooves are analyzed numerically. The flow and temperature fields are calculated by using the modified SIMPLE algorithm for irregular geometry. One tube specification among the various flat tube exchangers is recommended by considering the heat transfer and pressure drop. The effects of variation of coolant flow conditions and external air conditions on the flow and the thermal characteristics for the selected tube are investigated. The results show that inlet velocity of coolant flow is the very important factor in heat transfer and pressure drop, and top side is better position than the others as fin cleave to the tube.

**Key words:** Radiator(라디에이터), Flat tubes(납작관), U-shaped groove(U-형 그루부), Three-dimensional analysis(3차원 해석), Complex geometry(복잡형상), Mixed convection(혼합대류)

#### 기 호 설 명

$A$	: 면적	$J$	: 변환 Jacobian
$b$	: 생성항, 식(15)	$k$	: 열전도계수
$b_k^j$	: 여인수, 식(13)	$n$	: 수직벡터, 식(18)
$D_h$	: 수력직경, $4A/P$	$Nu, \overline{Nu}$	: 국소, 평균 Nusselt 수, 식(18), (19)
$D_m^j$	: 기하학적 계수, 식(12)	$N_x, N_y, N_z$	: $X, Y, Z$ -방향의 검사체적 수
$Gr$	: Grashof 수, $g\beta(T_h - T_c)D_h^3/\nu$	$P$	: 압력( $p/\rho w_m^2$ ) 또는 perimeter
$h$	: 열전달계수	$Pe$	: Peclet 수, $Re \cdot Pr$
		$Pr$	: Prandtl 수, $C_p \mu/k$
		$q$	: 열전달률
		$R$	: 잉여 합, 식(16)
		$Re$	: Reynolds 수, $U_i D_h/\nu$
		$T$	: 온도
		$u_k$	: 직교속도성분

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-2290-0422; fax: +82-2-2298-4634

E-mail address: hypak@email.hanyang.ac.kr

- $U_i$  : 무차원 속도 ( $u_k/w_{in}$ ),  $U, V, W$
- $\overline{U}_j$  : contravariant 속도성분, 식(12)
- $x_j$  : 직교좌표계,  $x, y, z$
- $X_j$  : 무차원 직교좌표 ( $x_j/D_h$ ),  $X, Y, Z$

**그리스 문자**

- $\delta_{ij}$  : Kronecker delta
- $\xi^i$  : 변환좌표,  $\xi, \eta, \zeta$
- $\Theta$  : 무차원 온도,  $(T - T_c)/(T_h - T_c)$
- $\nu$  : 동점성 계수
- $\phi$  : 일반 종속변수

**상첨자**

- $c, h$  : 저 및 고
- $i$  : 반복횟수
- $in$  : 입구
- $nb$  : 주위,  $D, E, N, S, U, W$
- $P$  : 주 격자점
- $wall$  : 벽

**1. 서 론**

냉동시스템, 자동차 라디에이터(radiator) 등 산업 전반에 걸쳐 널리 사용되고 있는 열교환기는 시스템의 성능에 미치는 영향이 매우 크기 때문에 성능향상을 위한 연구가 지난 수십년 동안 꾸준히 진행되어 왔다. 특히, 이들 열교환기는 주로 제한된 공간내에 설치되어야 하므로 설계의 기본 개념은 고밀도화 및 소형화이다. 이러한 콤팩트화는 열전달 관점에서 새로운 형상에 대한 도전이 필요하며, 이는 필연적으로 새로운 열교환기 설계기술의 개발을 요구하고 있다.

엔진으로부터 열을 흡수한 작동유체는 라디에이터를 지나면서 냉각되어 다시 엔진으로 되돌아가는 순환을 한다. Fig. 1은 전형적인 자동차용 라디에이터로 여러 개의 관과 관에 부착된 핀으로 구성되어 있는데, 일반적으로 납작관(flat tube)과 루우버 핀(louvered fin)이 최근에 주로 사용되고 있다. 특히 제조기술향상은 핀과 관 사이의

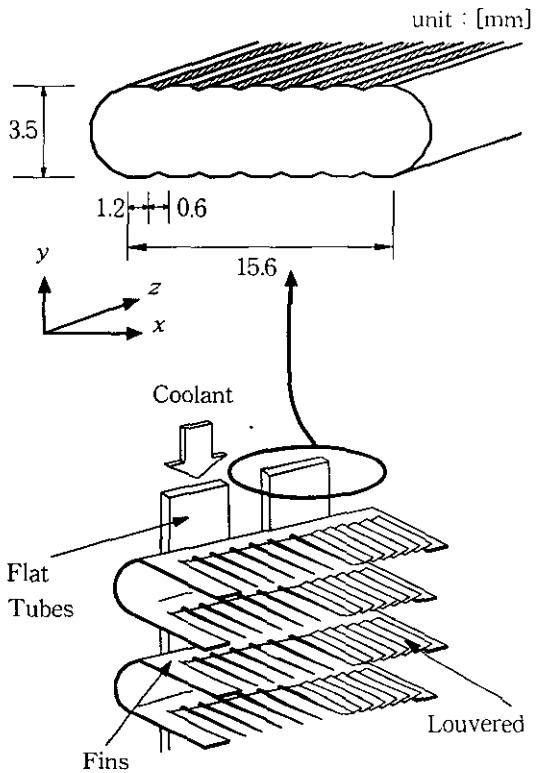


Fig. 1 Typical configuration and coordinate systems of flat tubes.

열저항은 거의 무시할 수 있게 되었기 때문에 라디에이터의 열적인 성능향상은 두 가지 관점, 즉 열전달 향상과 관내의 압력강하 감소 등에 의하여 이루어질수 있다고 할 수 있다.

지난 수십년 동안 자동차용 라디에이터의 유동 및 열전달 특성에 관해 수많은 연구가 이루어져 왔다. 이러한 연구들 중 대부분은 핀의 최적화에 관한 것들이며, 공기층의 경계층 발달을 저하시켜 열전달 향상을 위해 개발된 냉동시스템용 루우버핀이 자동차용 냉각시스템에서도 최근 가장 널리 사용되고 있다. 특히, 루우버핀은 기존의 평판 핀에 비하여 국소 열전달량을 증가시킬 뿐만 아니라 관내의 압력강하를 감소시키는 등 많은 장점을 갖고 있기 때문에 열전달 향상 및 압력강하 감소를 위한 실험<sup>(1,3)</sup> 및 해석적인<sup>(4)</sup> 연구가 여전히 많이 이루어지고 있다.

그러나 관의 형상 및 유동조건이 관내의 열전달 특성에 미치는 영향을 수치적 또는 실험적으로 연구한 경우는 매우 적은 실정이다. Farrel et

al.<sup>(5)</sup>은 관내의 난류생성기가 열전달 및 압력강하에 미치는 영향을 실험을 통하여 규명하였는데, 이들에 의하면 난류생성기가 존재한 경우가 그렇지 않은 경우에 비하여 압력강하는 약 538~923% 증가한 반면 열전달은 약 162~271% 증가에 그쳤다고 발표하였다.

레디에이터 관 설계시 가장 기본적으로 고려해야 할 사항은 열전달 향상, 제작의 용이성, 그리고 압력강하의 최소화이다. 이러한 관점에서 납작관(flat tube)은 일반적인 원형 및 타원형 관에 비하여 공기측 유동저항이 상대적으로 적고 열전달 면적을 향상시킬 뿐만 아니라 용접이 상대적으로 쉽기 때문에 현재 자동차 레디에이터용으로 널리 사용되고 있다.

납작관의 열 및 유동 특성을 규명하기 위해서는 관이 임의의 형상을 갖기 때문에 일반 곡선좌표계를 이용하여 해석하여야 한다. 따라서 납작관 설계를 위한 기본적인 연구를 수행하기 위해서는 직교좌표계에 적합하게 개발된 열 및 유동 해석 알고리즘을 비정규형상에도 적용할 수 있도록 수정하지 않으면 안된다. 지금까지 임의의 형상내의 유동특성을 해석하기 위한 여러 가지 알고리즘이 제안되어 왔다.<sup>(6-8)</sup> 이러한 알고리즘들은 어떠한 격자계 및 어떠한 종속변수(운동량방정식)를 사용하였느냐에 따라 구분되어진다. 그러나 이들 중 대부분은 운동량방정식에 나타난 압력항을 처리하기 위하여 SIMPLE-알고리즘이나 또는 이의 변형 방법을 사용하고 있다.

앞에서 언급하였듯이, 레디에이터에서의 열 및 유동 특성에 관한 연구는 주로 핀의 최적화에 초점에 맞춰져 있었기 때문에 납작관내의 유동장 예측은 거의 관심을 받고 있지 못했다. 따라서 이 연구에서는 납작관내의 열 및 유동 특성을 수치적으로 예측하고자 하였다. 이를 위하여 3차원 비정규형상에 대한 열 및 유동장 해석 프로그램을 제시하였으며, 이를 이용하여 먼저 최적의 관 형상을 제안하고자 하였으며, 제안된 형상에서 유동조건, 그리고 외부 공기조건 등이 열전달 및 압력강하에 미치는 영향을 규명하였다. 따라서 이 연구로부터 얻은 결과는 레디에이터용 관의 최적 형상을 선정 및 관 설계시 기초적인 자료로 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

## 2. 수학적 모델링

### 2.1 형상 및 기본가정

납작관의 기하학적인 형상 및 좌표계는 이미 Fig. 1에 나타내었다. 이 연구에서는 물과 에틸렌 글리콜(ethylene-glycol)의 혼합물인 작동유체(가열된 냉각수,  $T_h=17\sim 82^\circ\text{C}$ )가 관 입구에 유입된다. 주지하는 바와 같이 냉각수의 온도와 관 입구 속도는 자동차의 배기량과 엔진 회전수에 따라 달라진다. 또한 이 연구에서는 관의 외벽에 대류 경계조건을 사용 관내의 유동을 해석하였다. 그리고 Fig. 1에 나타난 바와 같이  $x$ - $y$  중심면에 대해 모든 수송물성치가 대칭적이기 때문에 관의 유동특성 해석시 물리적인 해석영역의 1/2만을 고려하였다. 이때 작동유체의 상 변화는 발생하지 않으며, 운동량방정식의 밀도항을 제외한 모든 물성치는 일정하다고 가정하였으며 Boussinesq 가정을 도입하였다.

### 2.2 지배방정식

3차원 층류유동에 대한 질량, 운동량, 그리고 에너지방정식의 무차원 보존형태를 텐서형으로 나타내면 다음과 같다.

질량 보존방정식 :

$$\frac{\partial U_j}{\partial X_j} = 0 \quad (1)$$

운동량 보존방정식 :

$$\frac{\partial(U_i U_j)}{\partial X_j} = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{1}{Re} \frac{\partial}{\partial X_j} \left( \frac{\partial U_j}{\partial X_j} \right) + \delta_{2i} \frac{Gr}{Re^2} \Theta \quad (2)$$

에너지 보존방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial X_j} (U_j \Theta) = \frac{1}{Pe} \frac{\partial}{\partial X_j} \left( \frac{\partial \Theta}{\partial X_j} \right) \quad (3)$$

여기서  $X_1 = X$ ,  $X_2 = Y$ , 그리고  $X_3 = Z$ 이며  $U_i$ 는  $X_i$ -방향의 속도성분이다. 위의 지배방정식은

수력직경, 입구속도 그리고 온도등과 같은 파라미터와 무차원 변수를 사용하여 무차원화하였으며 자세한 사항은 기호설명란에 잘 나타나 있다.

형상이 매우 작은 납작판의 실질적인 모델링을 위해서는 경계조건의 선택이 매우 중요하다. 따라서 이 연구에서는 모든 고체벽면에 no-slip 조건을 부여하였으며, 가열된 냉각수(물과 에틸렌글리콜의 혼합물  $k=0.67 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ )가 관 입구에 일정한 속도( $w_{in}$ )로 유입된다고 하였다. 관 출구에는 대류가 지배적인 유동형태가 된다고 가정하여 운동량과 에너지의 확산항을 무시하였다. 관 외부조건은 공기의 유속이 매우 크며 열저항이 매우 적기 때문에 저온으로 일정하게 유지된다는 가정을 많이 사용하지만, 이 연구에서는 관 외부온도가 자동차의 속도에 의하여 변하기 때문에 대류경계조건을 사용하였다. 이상에서 언급한 경계조건을 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\text{입구: } \theta = 1, U = V = 0, W = W_{in} \quad (4)$$

$$\text{출구: } \frac{\partial \phi}{\partial Z} = 0 \quad (5)$$

$$\text{내부벽: } U_j = 0 \quad (6)$$

$$\text{외부벽: } \frac{\partial \theta}{\partial n} = \frac{h \cdot D_h}{k} \text{ or } \theta = 0 \quad (7)$$

$$\text{대칭면: } \frac{\partial V}{\partial X} = \frac{\partial W}{\partial X} = \frac{\partial \theta}{\partial X} = U = 0 \quad (8)$$

### 2.3 수치해석

이 연구에서 고려한 납작판이 복잡한 단면으로 구성되어 있기 때문에 물리적인 영역을 해석적인 영역으로 변환시켜야 한다. 직교좌표계에서 보존방정식을 일반 종속변수  $\phi$ 에 대해 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S_\phi \quad (9)$$

여기서  $\Gamma$ 는 유효확산계수이며,  $S_\phi$ 는 생성항이다. 이때 일반좌표계  $\xi, \eta, \zeta$ 를 도입하고, 일반 변환  $\xi = \xi(x, y, z), \eta = \eta(x, y, z), \zeta = \zeta(x, y, z)$ 를 사용하면 직교좌표계  $(x, y, z)$ 를 일반 곡선좌표계

로 변환할 수 있다. 변환좌표계에서 질량, 여타 보존방정식을 일반 종속변수  $\phi$ 에 대해 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial \xi^j} (\rho \phi) = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial \xi^j} \left( \rho \bar{U}_j \phi - \frac{\Gamma \phi}{J} D_m^j \frac{\partial \phi}{\partial \xi^m} \right) = JS \phi \quad (11)$$

여기서  $\xi^j$ 는 곡선좌표계이다. 그리고  $\bar{U}_j, D_m^j$ 는 각각 contravariant 속도 및 기하학적인 계수로서 이들은 다음과 같이 정의된다.

$$\bar{U}_j = b_k^j u_k, \quad D_m^j = b_k^j b_k^m \quad (12)$$

위의 식(12)에서  $u_k$ 는 직교 속도성분이며,  $b_k^j$ 는  $x^i = x^i(\xi_j)$ 의 좌표 변환시 Jacobian 매트릭스에 나타나는  $\partial x^i / \partial \xi^j$ 의 여인수로서 다음과 같다.

$$b_k^j = \begin{bmatrix} b_1^j & b_2^j & b_3^j \\ b_1^k & b_2^k & b_3^k \\ b_1^3 & b_2^3 & b_3^3 \end{bmatrix} = J \begin{bmatrix} \xi_x & \xi_y & \xi_z \\ \eta_x & \eta_y & \eta_z \\ \zeta_x & \zeta_y & \zeta_z \end{bmatrix} \quad (13)$$

여기서  $J$ 는 아래의 식으로 정의되는 Jacobian 변환이다.

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial x^1}{\partial \xi^1} & \frac{\partial x^1}{\partial \xi^2} & \frac{\partial x^1}{\partial \xi^3} \\ \frac{\partial x^2}{\partial \xi^1} & \frac{\partial x^2}{\partial \xi^2} & \frac{\partial x^2}{\partial \xi^3} \\ \frac{\partial x^3}{\partial \xi^1} & \frac{\partial x^3}{\partial \xi^2} & \frac{\partial x^3}{\partial \xi^3} \end{bmatrix} \quad (14)$$

식(11)은 독립변수에 대한 미지변수의 도함수항으로 표현되어 있기 때문에, 변환된 지배방정식은 보존적인 형태를 띠고 있음을 알 수 있다. 변환된 편미분방정식은 비직교좌표계에 적용할 수 있도록 수정한 SIMPLE-알고리즘<sup>(9)</sup>을 적용하여 유한차분법으로 계산하며, 이때 검사체적법을 도입하였다. 지배방정식의 대류항은 멱승도식(power law scheme)으로 근사화하였으며 2차 중앙도식을 이용하여 확산항을 계산하였다. 이상의

해석 과정을 통해 식(11)을 아래와 같이 대수방정식으로 나타낼 수 있다.

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_U \phi_U + a_D \phi_D + b_{NO} + b^\phi \quad (15)$$

여기서 하첨자  $P$ 와  $E, W, N, S, U$ , 그리고  $D$ 는 각각 검사체적내의 주격자점과 이웃하는 6개의 격자점을 의미한다. 그리고  $b_{NO}$ 와  $b^\phi$ 는 곡선좌표계로의 좌표변환시 나타나는 비직교성 질량 생성항과 일반 생성항을 각각 나타낸다. 일련의 지배방정식을 계산하기 위하여 해석영역을 경계 고정좌표법(BFCS)<sup>(10)</sup>을 이용하여 수치적으로 비균일 격자계로 분할하였다( $N_x \times N_y \times N_z = 65 \times 35 \times 120$ ). 대표적인 곡선좌표계에서의 격자계를 Fig. 2에 나타내었다. 이때 모든 변수를 동일한 격자점에 저장하고 계산하는 비엇갈린 격자계를 채용하였는데, 이는 좌표변환시 컴퓨터 용량을 줄일 수 있을 뿐만 아니라 엇갈린 격자계에 비하여 지배방정식이 보다 간단하게 표현할 수 있는 특징이 있다. 그리고 운동량방정식의 종속변수로 직교속도성분을 사용할 경우 Navier-Stokes 방정식의 강한 보존형태가 그대로 유지되어 이산화과정의 용이할 뿐만 아니라 이산화시 곡률에 의한 복잡한 항이 나타나지 않기 때문에, 이 연구에서는 직교 속도성분을 종속변수로 사용하였다. 비엇갈린 격자계를 사용하여 유동 및 온도장을 계산할 경우 속도와 압력의 분리(decoupling) 현상이 나타나는데, 이 연구에서는 Rhie and Chow<sup>(11)</sup>가 제안한 운동량 보간법을 이용하여 이를 해결하였다. 그리고 좌표계의 비직교성으로 인한 2차

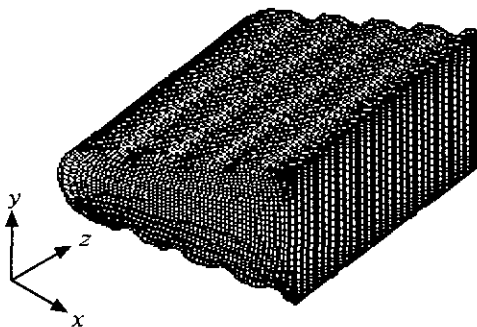


Fig. 2 Grid system and coordinates for case V.

확산항이 나타나는데, 이는 앞선 반복 계산시 얻어진 값을 이용하여 생성항으로 처리하였다. 계산된 해가 아래의 식을 동시에 만족하였을 때 수렴된 해로 간주하였다.

$$R = \sum_{domain} | a_{nb} \phi_{nb} + b - a_P \phi_P | < 10^{-5} \quad (16)$$

$$\left| \frac{\phi_{i+1} - \phi_i}{\phi_i} \right| < 10^{-6} \quad (17)$$

여기서  $R$ 은 잉여합(residual sum)을 의미하며, 첨자  $i$ 와  $nb$ 는 각각 반복횟수와 주위 격자점을 의미한다.

2.3.1 프로그램의 타당성

Humphrey et al.<sup>(12)</sup>의 실험데이터와 비교를 통해 해석 프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 90°-곡관에 대한 유동해석을 수행하였다. 비교를 위해 채택된 곡관은 입구, 곡관, 그리고 출구부분으로 구성되어 있으며, 입구 및 출구부는 사각덕트로 각각의 길이는 4H, 10H이고(여기서 H는 덕트의 높이로서 40 cm이다), 곡관부의 덕트는  $\theta = 0^\circ$ 에서  $90^\circ$ 까지이다. 입구에서 완전 발달한 형태의 작동유체가 Reynolds 수 790으로 유입된다.

○ : measured, Humphrey et al.  
— : predicted

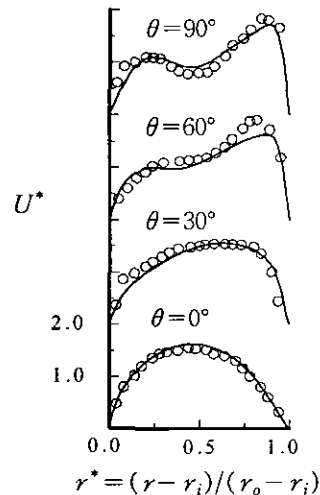


Fig. 3 Streamwise velocity profiles for various axial locations at  $Z=0.25$ .

Fig. 3은  $Z=0.25$ 에서 무차원 반지름( $r^*$ )에 대한 무차원 유동방향속도( $U^*$ )를 여러 가지 각도( $\theta = 0^\circ, 30^\circ, 60^\circ$ , 그리고  $90^\circ$ )에 대하여 실험데이터와 비교하여 나타낸 그림이다. 그림에서 실선은 계산된 결과를, 그리고  $\circ$  표시는 측정데이터를 각각 의미한다. 그림에서 보는 바와 같이  $\theta=60^\circ$  및  $90^\circ$ 인 경우에 몇 군데 위치에서 약간의 차이를 보이지만, 전반적으로 매우 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

2.3.2 격자의존도

해의 격자의존성을 살펴보기 위하여 case III (Fig. 1 참조)인 경우의 평균 Nusselt 수를 세 가지 격자계( $N_x \times N_y \times N_z = 65 \times 35 \times 120, 70 \times 40 \times 120$ , 그리고  $75 \times 45 \times 130$ )에 대하여 각각 계산한 후 비교하였다. 비교를 위한 유동조건은  $Re = 100, Gr = 105, h = 50 \text{ W/m}^2\text{C}$ , 그리고  $Pr = 0.7$ 이다. 세 가지 격자계에 대한 평균 Nusselt 수는 각각 10.583, 10.698, 그리고 10.805로서, 격자수에 따른 평균 Nusselt 수는 최대 2.1%의 차이를 나타냈다. 해석을 위해 PC Pentium III를 이용하였으며,  $75 \times 45 \times 130$  격자계가  $65 \times 35 \times 120$ 에 비해 거의 3배에 가까운 계산시간이 소요되었다(세 가지 격자계에 대한 계산시간은 각각 8.5, 14, 그리고 24.5시간 소요). 따라서 이 연구에서  $N_x \times N_y \times N_z = 65 \times 35 \times 120$  격자계를 채택하였다.

3. 결과 및 고찰

이 연구에서는 납작관의 단면형상의 변화뿐만 아니라, Reynolds 수, Grashof 수, 그리고 외부공기의 열전달계수 등과 같은 물리적인 변수들이 납작관내의 열 및 유동특성에 미치는 영향을 수치적으로 규명하였다.

3.1 관 형상의 영향

자동차용 라디에이터와 같이 열교환기의 열적인 성능 향상은 보통 열교환기의 내·외부 유동조건이 일정하다는 가정하에 새로운 납작관 형상을 개발함으로써 쉽게 접근할 수 있을 것이다. 따라서 이 연구에서는 여러 가지 가능한 관 형상

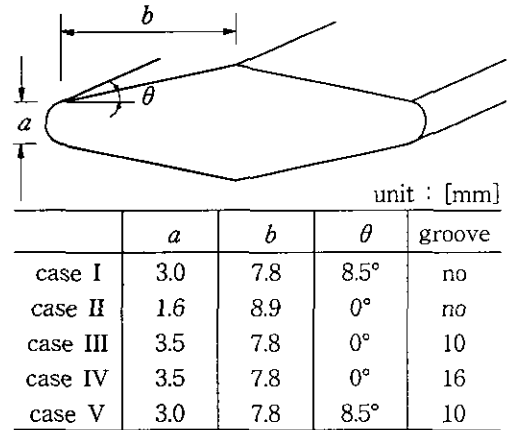


Fig. 4 Specifications for five different tubes.

(현재 라디에이터용 납작관으로 사용되고 있는)에 대한 열 및 유동 특성을 규명하고자 하였다. 이를 위하여 동일한 유동조건하에 열전달 및 압력강하 관점에서 최적의 관 단면 형상을 도출하기 위하여, 5가지 형상을 비교 대상으로 삼았으며 이들의 형상 및 제원을 Fig. 4에 나타내었다. 모든 경우의 수력직경은 약 5.216mm이며, 작동 유체의 Prandtl 수는 0.7, 그리고 유체의 열전도도는  $0.67 \text{ W/m}^2\text{C}$ 이다.

열전달 특성을 정량적으로 나타내기 위하여 이 연구에서는 다음과 같이 정의되는 국소 및 평균 Nusselt 수를 이용하였다.

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} = - \frac{\frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{wall} \cdot D_h}{(T_h - T_c)} \tag{18}$$

$$= - \frac{\partial \theta}{\partial n} \Big|_{wall}$$

$$\overline{Nu} = \frac{1}{\int dA} \int NudA \tag{19}$$

Fig. 5는  $Re = 100, Gr = 10^5, h = 50 \text{ W/m}^2\text{C}$ , 인 경우에  $Z$ -방향에 따른 납작관 상부면의 국소 Nusselt 수( $Nu$ )의 분포를 5가지 관 형상에 대해 나타낸 그림이다. 예상한 바와 같이, 모든 관 형상의 입구 영역에서 열전달이 가장 많이 발생하며, 유체가 하류 쪽으로 흘러갈수록 점차 감소한

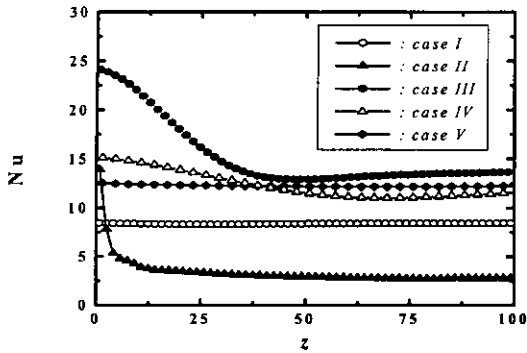


Fig. 5 Local Nusselt number distributions at upper wall along the  $Z$ -direction ( $X = 0.35$  cm) for various tube specifications ( $Re = 100$ ,  $Gr = 10^5$ ,  $h = 50$  W/m<sup>2</sup>°C).

다. Case I과 V를 제외한 모든 경우에 국소 Nusselt 수는 매우 비슷한 분포를 보이는데, 이는 유체가 하류 쪽으로 흘러 들어갈수록 관 내부에 경계층이 발달하여 온도구배( $\partial\theta/\partial n$ )가 감소하기 때문이다. 또한  $\theta = 0^\circ$ 이며 관벽에 10개의 원형 그루부(groove)가 설치된 case III(Fig. 5의  $\bullet$ )인 경우가 다른 형상에 비하여 보다 많은 열이 관벽으로 전달되고 있음을 알 수 있다. 동일한 유동조건인 경우에 원형 그루부 주위에 새로운 2차 유동이 발생하여, 벽에 그루부가 설치되어 있는 경우가 그렇지 않은 경우에 비하여 그루부 주위를 지나는 유속이 보다 증가한다. 따라서 이러한 유속의 증가는 결국 동일한 관 단면에서 열 및 유동 경계층 두께를 감소시켜 열전달을 향상시키는 결과를 가져오기 때문이다. 이러한 현상은 동일한 관 형상일 때 그루부가 없는 case I( $\circ$ )과 10개의 그루부가 있는 case V( $\blacklozenge$ )를 비교하면 보다 쉽게 설명되어진다. 따라서 보다 높은 열을 전달시키기 위해서는 관내에 그루부를 설치함이 보다 효과적이라 할 수 있다. 일반적으로 수력직경이 일정한 경우, 그루부 수가 증가함에 따라 유동 단면적은 감소하게 되고 이로 인해 유속은 증가하게 된다. 유속의 증가는 경계층의 발달을 더디게 하여 열전달을 증가시키는 것이다. 그러나 그림에서 보듯이, 16개의 그루부가 설치된 case IV( $\triangle$ )가 10개가 설치된 case III에 비하여 오히려 열전달이 감소하고 있다. 이로부터 그루부 수의 증가가 반드시 열전달 향상을 보장하는 것이 아님을 알 수 있다. 따라서 열전달

Table 1 Average Nusselt numbers and pressure drops for various tube specifications

	case I	case II	case III	case IV	case V
$\overline{Nu}$	6.12	7.93	10.58	8.07	7.487
$\Delta P$ [Pa]	0.0308	0.0312	0.0398	0.0318	0.0334

관점에서 유동저항에 기인한 어떤 임계 그루부 수가 존재하고 있음을 예측할 수 있다(참고로 총 평균 Nusselt 수(상·하 벽면에서의 Nusselt 수의 합)는 case III에서 10.58, case IV에서 8.07이다). Fig. 5에서 보는 바와 같이  $XY$ -면의 중심에 분리벽이 설치되어 관 단면이 양분된 case II( $\blacktriangle$ )의 경우는 다른 네 가지 관 형상에 비하여  $Z$ -방향에 따른 상부 벽면에서의 국소 Nusselt 수의 분포가 가장 작게 나타나고 있다. 그러나 이 경우의 총평균 Nusselt 수는 오히려 case I과 case V 보다 높게 예측되었다(Table 1 참조). 이는  $XY$ -면의 중심에 설치된 분리벽 때문이다. 즉, 분리벽 주위의 유체는 부력의 영향으로 이 벽을 따라 위로 상승하여 상부벽을 지나 좌측벽으로 이동하면서  $XY$ -면에 하나의 큰 2차 유동을 생성시키게 된다. 이러한 유동형태는 온도분포에 영향을 미쳐 상부벽에서는 낮은 열전달을, 좌측벽에서는 높은 열전달을 각각 발생시킨다. 이러한 결과는 박경우 등<sup>(13)</sup>의 논문에 매우 자세히 잘 설명되어 있다.

Table 1은 Fig. 5와 동일한 유동조건에서 5가지 단면형상에 평균 Nusselt 수( $\overline{Nu}$ )와 압력강하( $\Delta P$ )를 나타낸 것이다. 이 연구에서는 평균 Nusselt 수를 식(19)에서 정의한 각 벽면에서의 평균 Nusselt 수의 합으로서 정의하였으며, 압력강하의 정의는 완전발달된 영역과 관 출구에서의 평균 압력의 차로 하였다. Table 1에서 보는 바와 같이 case III인 경우의 압력강하는 0.0398 Pa로서, 가장 낮은 압력강하를 보인 case I의 0.0308 Pa보다 약 29% 높았다. 이는 그루부의 영향으로 관내에 유동저항이 증가하였기 때문이다. 이러한 사실은 동일한 단면형상에 그루부가 없는 case I과 그루부가 10개 설치된 case V의 압력강하를 비교해 보면 보다 명확해진다. 따라서 그루부가 존재함으로써 발생한 압력강하의 최대 증가율(29%)은 Farrel et al.<sup>(6)</sup>의 결과에 비교할 때 매우

적은 양으로서, 이 연구에서 선택한 단면형상에서 관벽에 그루부를 설치한다 하더라도 압력강하 특성에 미치는 영향은 매우 적다고 할 수 있다. 또한 case III인 형상이 가장 높은 평균 Nusselt 수를 보이는데, 이는 이미 Fig. 5에서 설명하였다.

Fig. 5와 Table 1에서 보듯이 열전달 및 압력강하 관점에서 case III( $\theta=0^\circ$ , 10개의 그루부)가 이 연구에서 고려한 단면형상 중에서 레이에이터용 납작판으로 가장 적합하다 할 수 있다. 따라서 case III의 형상을 채택하여 물리적인 변수들이 납작판 내의 열 및 유동 특성에 미치는 영향을 수치적으로 해석하고자 하였다.

### 3.2 열 및 유동조건에의 영향

3.1절에서 언급하였듯이, 이 연구의 인자범위 내에서 case III가 가장 추천할 만한 납작판이었다. 따라서 본 연구에서는 case III의 형상에 대해 외부 열전달계수, 입구속도, 그리고 냉각수 온도 등이 열전달 및 유동현상에 미치는 영향을 규명하였다. 이 절에서 고려할 납작판의 형상은 Fig. 1에 나타나 있으며, 기하학적인 형상은 Table 2에 표시하였다. 그리고 Table 3은 수치해석시 비교를 위한 물리적 변수들의 범위들이다.

#### 3.2.1 입구속도의 영향

이 연구에서는 입구속도를 Reynolds 수로 환산

Table 2 Geometrical configurations for case III

height (y)	3.8 [mm]
width (x)	11.36 [mm]
length (z)	300 [mm]
number of grooves	10
groove diameter	0.6 [mm]
hydraulic diameter	5.735 [mm]
grid system	65×35×120

Table 3 The ranges of physical parameters in this work

Physical parameters	Ranges
Reynolds number, $Re$	10~200
Grashof number, $Gr$	0~ $10^6$
heat transfer coefficient, $h$	10, 50, 100, and $T_c$

하여 수치계산을 수행하였는데, 그 범위는  $Re=10, 50, 100$ , 그리고 200이다. 이러한 Reynolds 수의 범위는 자동차 배기량이 1800 cc인 경우에 유동률이 18에서 75 l/min에 해당된다.

Reynolds 수(입구 유속)이 XY-단면의 속도 및 온도장에 미치는 영향을 설명하기 위하여 주유동 방향  $Z=100$  mm 위치에서의 속도벡터와 등온선을 Fig. 6에 도시하였다. 이때 Grashof 수( $Gr$ )는  $10^5$ 이며, 관 외부 공기의 대류 열전달계수( $h$ )는  $50 \text{ W/m}^2\text{C}$ 이다. 특히 여러 가지 입구속도에 대한 속도벡터인 Fig. 6(a)의 경우, 속도 분포 및 그 크기의 비교를 보다 쉽게 하기 위하여  $Re=100$  및 200일 때에 속도벡터의 길이를  $Re=10$ 인 경우의 10배 및 20배로 각각 확대하여 도시하였다. 참고로  $Re=10$ 일 때 단면에서의 최대속도는  $0.04 \text{ m/s}$ 이다. Fig. 6의 6개의 그림으로부터 입구속도의 변화가 열 및 유동 특성에 매우 민감하다는 것을 쉽게 알 수 있다. 먼저 속도분포를 나타낸 Fig. 6(a)를 보면, Reynolds 수가 감소함에 따라 단면에서 여러 개의 2차 유동(secondary flow)이 발생하는 등 매우 복잡한 유동형태를 보이며, 전반적으로 유동이 활발함을 알 수 있다. 이때 2차 유동은 하부벽면부근보다는 상부벽면부근에서 주로 발생하고 있다. 이러한 현상은 Reynolds 수가 작은 경우( $Re=10$ ) 부력에 의한 자연대류현상이 강제대류에 비하여 매우 지배적인 열전달 형태가 되기 때문이다(이 경우 관성력에 대한 부력의 비,  $Gr/Re^2$ 는 1,000이다). XY-단면에서의 온도분포를 등온선으로 표시한 Fig. 6(b)에서 보는 바와 같이, Reynolds 수가 일정할 때 주로 상부벽면 주위에 발생하는 2차 유동 및 활발한 유동은 상부벽면 주위의 열경계층 성장을 방해하여 이 영역에서 보다 큰 온도구배가 형성된다. 따라서 하부벽면보다 상부벽면에서 약 6배 이상 열이 전달되는 것으로 계산되었다( $Re=10$ 일 때 상부 및 하부벽면에서의 평균 Nusselt 수는 각각 7.73 및 1.3).  $Re=200$ 인 경우 유동형태 및 온도분포가 Reynolds 수가 작은 경우에 비하여 매우 단순해지고 있음을 Fig. 6은 잘 보여주고 있다. 이는 부력의 영향이 Reynolds 수가 증가함에 따라 점차 감소하고 있기 때문이며, 상부 및 하부벽면에서의 평균 Nusselt 수의 차이가 점차 감소한다(즉,  $Re=$



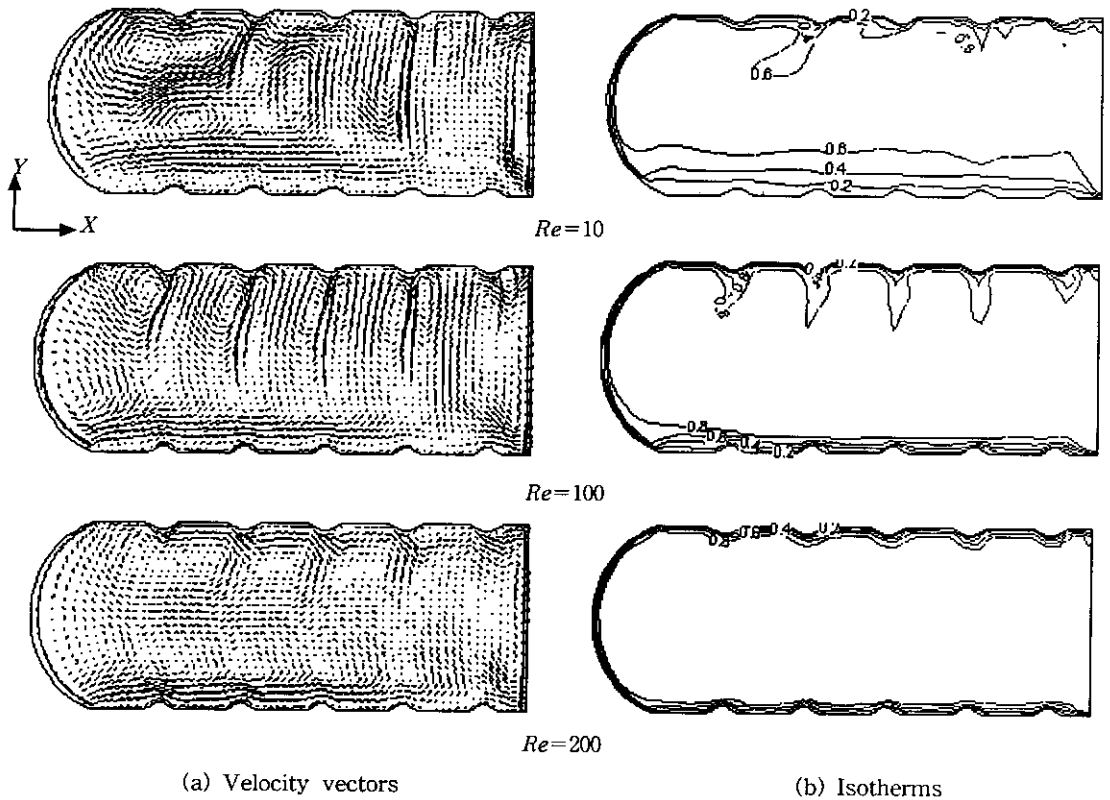


Fig. 6 (a) Velocity vectors and (b) isotherms in the  $XY$ -plane at  $Z=100$  mm for various Reynolds numbers.

10, 50, 100, 그리고 200인 경우 상부벽면에서의 평균 열유속은 하부벽면에 비하여 4.94, 2.62, 1.89, 그리고 1.16배 더 크다. 또한 납작관 내의 그루부의 존재가 유동 및 온도장에 미치는 영향은 Reynolds 수가 작을수록 더 크게 나타난다. 이는 Fig. 6(b)에서 보듯이 Reynolds 수가 증가할수록 온도는 점차 벽면 근처에 보다 밀집되어 단면 내의 등온선이 매우 단순해지는 현상으로부터 알 수 있다. 그리고 전체적으로 납작관 내의 온도는  $Re=10$ 인 저 Reynolds 수인 경우가 다른 경우보다 더 낮음을 알 수 있다. 이러한 온도분포로부터 Reynolds 수가 감소할수록 전 벽면 근처의 온도구배가 감소하기 때문에 전반적인 열전달량이 감소한다는 것을 예측할 수 있다. 즉, Reynolds 수가 10, 50, 100, 그리고 200일 때 총평균 Nusselt 수는 각각 4.24, 6.78, 7.55, 그리고 7.84로 예측되었는데, 이러한 결과는  $Re > 100$  이상이 되면 전달열량의 증가율이 거의 일정해질 것이라 예측

할 수 있는데, 이로부터 물리적인 변수인 Grashof 수가 관내의 열 및 유동 특성에 대한 또 다른 중요한 인자임을 시사하는 것이다. 이는 새로운 변수  $Gr/Re^2$ 를 고려함으로써 쉽게 설명되어진다.

$Gr=10^5$ ,  $h=50$  W/m<sup>2</sup>°C일 때 Reynolds 수에 따른 압력강하( $\Delta P$ )의 변화를 Fig. 7에 나타내었다. 그림에서 보듯이 Reynolds 수가 관내의 압력강하에 미치는 영향이 매우 큼을 알 수 있다. 즉, 입구유속이 가장 작은  $Re=10$ 인 경우의 압력강하는 0.61 Pa로 예측되었는데, 이는  $Re=200$ ( $\Delta P=0.0156$  Pa)일 때에 비하여 약 39배 높은 값이다. 이는 Fig. 6에서 이미 설명하였듯이 Reynolds 수가 감소함에 따라 유속이 감소하고 동시에 관내의 유동저항이 증가하기 때문이다. 또한 흥미로운 사실은 층류유동인 경우 압력강하( $\Delta P$ )와 마찰계수( $f$ )의 상관관계식인  $\Delta P=f \times \rho V^2$ ,  $f=64/Re$ 와 정성적으로 매우 잘 일치함을 Fig. 7은 보여

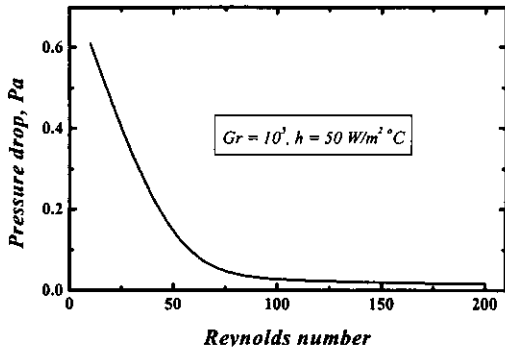


Fig. 7 Pressure drop versus Reynolds numbers.

주고 있다. Reynolds 수가 커지게 되면(즉,  $Re > 100$ )  $\Delta P \sim Re$  곡선의 기울기가 점차 감소하여 결국은 유한한 값에 접근함을 알 수 있다. 이러한 사실로부터 이 연구의 인자범위 내에서 Reynolds 수가 100 이상이 되면 Reynolds 수가 관내의 압력강화에 미치는 영향은 무시할 수 있게 된다.

3.2.2 부력(입구온도)의 영향

냉각수의 납작관내로의 유입온도는 자동차의 운전조건에 따라 다르다. 이 연구에서는  $Re=100$ , 외부 열전달계수( $h$ )는  $50 \text{ W/m}^2\text{C}$ 인 상태에서 입구 냉각수의 온도가 관내의 열·유동 특성에 미치는 영향을 규명하기 위하여 Grashof 수( $Gr$ )를 사용하였는데, 고려된 Grashof 수는 순수 강제대류조건을 포함하여( $Gr=0$ )  $10^3$ ,  $10^4$ , 그리고  $10^5$ 이다. 이러한 Grashof 수는 냉각수의 입구온도가  $17\text{C}$ ,  $23.5\text{C}$ ,  $35.3\text{C}$ , 그리고  $82.0\text{C}$ 에 해당된다.

Fig. 8은 Grashof 수에 따른 평균 Nusselt 수를 나타낸 그림이다. 여기서는 강제대류가 지배적인 유동조건에서 자연대류로 천이되는  $Re$  및  $Gr$ 의 임계값은 각각  $Re=100$ ,  $Gr=10^5$ 이며, 이때  $Gr/Re^2$ 은 10이 된다. Fig. 8에서 볼 수 있듯이 평균 Nusselt 수는 Grashof 수가 0에서  $10^4$ 까지는 거의 변화가 없이 일정하다가  $10^5$  이상부터 급격히 증가한다. 참고로 Grashof 수가 0,  $10^3$ ,  $10^4$ ,  $10^5$ , 그리고  $10^6$ 인 경우의 평균 Nusselt 수는 각각 5.53, 5.54, 5.76, 7.55, 그리고 8.32로 계산되었다. 이러한 Nusselt 수의 분포는 Fig. 9에서 다시 설명할 예정이다.

앞에서 언급하였듯이 대류에 의한 열전달률은

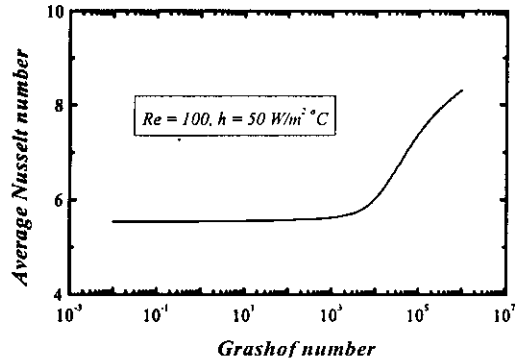


Fig. 8 Average Nusselt numbers versus Grashof numbers.

벽에서의 온도구배에 의하여 정량화된다. 따라서 Grashof 수에 따른 평균 Nusselt 수의 변화는 납작관의 주 유동방향으로의 온도분포를 살펴보면 쉽게 이해할 수 있다. Fig. 9는  $X=5 \text{ mm}$  위치에서 Grashof 수의 변화에 따른 등온선의 분포를 YZ-평면에 대하여 도시한 것으로, Fig. 8과 동일한 유동조건이다. Grashof 수가  $10^5$ 보다 작은 경우인 Fig. 9의 (a) 및 (b)에서 알 수 있듯이 YZ-평면에서의 온도는 매우 비슷하게 분포되어 있다. 이로부터  $Gr < 10^4$ 인 경우의 열전달률은 거

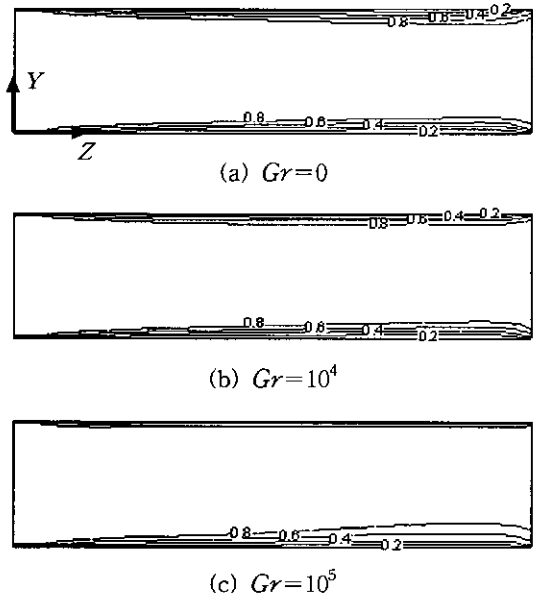


Fig. 9 Isotherms at YZ-plane for various Grashof number.

의 변화가 없이 일정할 것이라고 쉽게 예측할 수 있는데, 이는 주유동방향( $Z$ -축)으로의 열경계층 발달속도가 거의 비슷할 뿐만 아니라, 부력에 의한 2차 유동의 발달이 매우 미미하기 때문이다. 이러한 물리적인 현상은 납작관의 형상에 의하여 정의되는 수력직경이 수 mm에 지나지 않아 동일한 Reynolds 수일 때 유속이 매우 빨라 Grashof 수가 온도장에 미치는 영향이 매우 미미하며, 이로 인하여 전도가 대류보다 더 지배적인 열전달 형태가 되기 때문이다. 그러나  $Gr=10^5$ 이 되면 낮은 Grashof 수에 비하여 온도장에 많은 변화가 발생함을 Fig. 9(c)로부터 알 수 있다. 즉, 등온선이 벽면 주위에 보다 밀집되게 분포하며, 이는 온도구배가 매우 큼을 의미하고 따라서 Nusselt 수의 정의에 의한 열유속이 상대적으로 매우 크다는 것을 보여준다.

3.2.3 외부 열전달계수의 영향

내부유동에서의 열 및 유동현상은 외부조건을 포함한 경계조건에 의하여 영향을 받는다. 보통 혼합대류 열전달 현상을 규명하기 위하여 벽의 온도조건을 부여할 때 저온 또는 고온으로 일정하게 유지된다는 가정을 많이 사용하여 왔다. 그러나 이 연구에서와 같이 외부경계가 대기에 노출되어 있는 경우에는 해의 정확성을 위하여 대류경계조건을 사용하여야 한다. 자동차의 경우, 외부공기의 대류열전달계수( $h$ )는 자동차의 운전 속도에 따라 변한다. 이 연구에서는 대류열전달계수를 10, 50, 그리고  $100 \text{ W/m}^2\text{C}$  등 세 가지 상황을 고려하여 이들이 관내의 수송현상에 미치는 영향을 해석하였다.  $h=10 \text{ W/m}^2\text{C}$ 는 엔진의 공회전시에 해당되고(즉, 자동차가 멈춰 있는 경우),  $h=50, 100 \text{ W/m}^2\text{C}$ 은 각각  $36 \text{ km/s}$ 와  $72 \text{ km/s}$ 로 움직이는 상황에 대한 대류열전달계수이다. 또한 자동차 속도가  $72 \text{ km/s}$  이상인 경우에는 저온의 일정온도( $T_c$ )를 벽면 온도경계조건으로 사용하였다.

$Re=100, Gr=10^5, k=0.67 \text{ W/mC}$  경우에  $X$  및  $Y$ -좌표계 중심 위치에서 주유동방향에 따른 국소 Nusselt 수의 변화를 여러 가지 대류열전달계수에 대하여 Fig. 10에 나타내었다. Fig. 10의 (a), (b), 그리고 (c)는 각각 상부, 좌측, 그리고 하부벽면 중앙 위치에서의 국소 Nusselt 수의 분

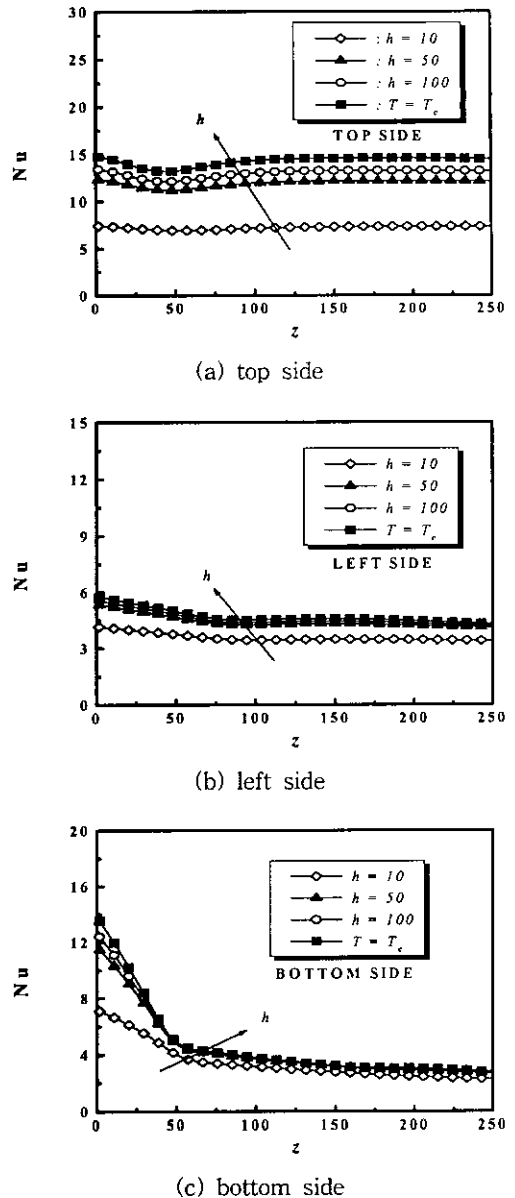


Fig. 10 Local Nusselt numbers for various heat transfer coefficients at three different sides.

포이다. 벽면에서의 열유속은 외부 대류열전달계수가 증가함에 따라 증가하며, 이미 예상한 바와 같이 저온으로 일정하게 유지되는 경우( $T = T_c$ )가 다른 조건에 비하여 모든 벽면에서 열전달이 가장 활발히 이루어지고 있다. 이러한 결과는 자동차 속도의 증가에 의한 납작관으로 접근하는

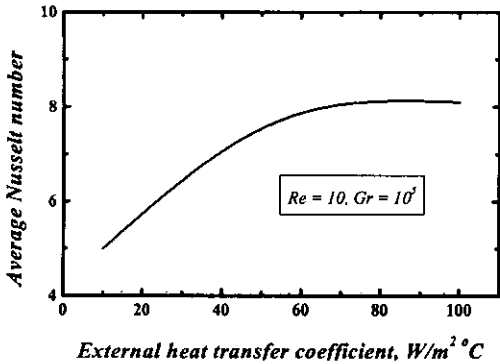


Fig. 11 Average Nusselt numbers versus heat transfer coefficients.

공기속도의 증가로 인하여 납작관 외부상황은 강제대류가 점차 지배적인 열전달 형태가 되기 때문이다. 특히 Fig. 10의 (b)와 (c)에서 좌측 및 하부 벽면에서의 국소 Nusselt 수의 분포를 보면 알 수 있듯이  $h$ 가  $50 W/m^2\text{ }^\circ C$  이상이 되면 ( $T = T_c$  포함) 열전달의 변화가 거의 발생하지 않는데, 이는 외부 열전달계수가 어느 값 이상이 되면 납작관 내의 열전달 특성에 미치는 영향이 매우 적다는 것을 의미한다. 또한 그림에서 나타나 있듯이 모든 벽면의 입구영역( $Z < 50 mm$  이하)에서는 경계층의 급격한 발달로 인하여 전달열량이 갑자기 감소하며, 이후 냉각수가 하류 쪽으로 흘러나감에 따라 열전달의 변화는 거의 나타나지 않고 일정하게 유지됨을 알 수 있다. 그리고 동일한  $h$ 인 조건에서는 상부벽면에서의 열전달이 다른 벽면에 비하여 보다 높게 나타났다(계산에 의하면 상부, 좌측, 그리고 하부벽면에서의 평균 Nusselt 수는 각각 12.05, 5.24, 그리고 4.17이다). 이러한 사실로부터 관에 핀을 부착할 경우 상부벽면에 부착함이 열전달 관점에서 가장 유리하고 효율적이라는 것을 알 수 있다.

외부공기의 열전달계수의 변화가 평균 Nusselt 수에 미치는 영향을 Fig. 11에 나타내었다. 이때  $Re=10$ 이며 나머지 유동조건은 Fig. 10과 동일하다. Fig. 10에서 언급하였듯이,  $h$ 가 증가함에 따라 열전달률은 증가하지만  $h$ 가  $50 W/m^2\text{ }^\circ C$  이상이 되면 거의 변화가 없다. 이로부터 자동차를 36 km/s 이상의 속도로 운전하게 되면 외부공기 조건이 라디에이터용 납작관 내의 열전달에 거의 영향을 미치는 않는다고 할 수 있을 것이다. 따

Table 4 Pressure drop for various heat transfer coefficients

$h [W/m^2\text{ }^\circ C]$	cool	10	50	100
$\Delta P [Pa]$	0.0219	0.0221	0.0220	0.0219

라서 운전중인 자동차에서 외부공기조건(여기서는 외부 열전달계수)이 납작관 설계시 작동유체의 입구속도 및 온도에 비하여 상대적으로 중요한 요소가 아님을 알 수 있다.

Table 4는 Fig. 10과 동일한 조건에서의 외부 열전달계수에 대한 압력강하를 나타낸 것이다. 표에서 알 수 있듯이 대류열전달계수가 증가함에 따라 매우 미소하게 압력강하가 감소한다.

#### 4. 결 론

관 형상, 냉각수의 조건(온도 및 유동률) 그리고 외부공기조건 등이 납작관 내의 열·유동 특성에 미치는 영향을 수치적으로 규명하였다. 이상의 연구로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 수력직경( $D_h$ )이 약 5.2 mm인 경우, 상·하부 벽면에 10개의 원형 그루부를 설치하고 단면 각도가  $0^\circ$ 인 case III가 다른 형상에 비하여 평균 Nusselt 수는 매우 크며, 압력강하도 증가했으나 그 증가율은 그다지 크지 않았다.

(2) 동일한 납작관인 경우, 그루부 수의 증가는 열전달과 압력강하를 동시에 증가하였으나 그 영향은 미미하였다.

이상의 결론으로부터 10개의 그루부를 갖는 case III의 형상이 이 연구에서 고려한 다른 형상에 비하여 가장 효과적인 납작관이며, 이에 따라 이 형상에 대한 열 및 유동 특성을 규명한 결과로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

(3) 납작관에서 열전달 및 압력강하에 미치는 가장 중요한 인자는 냉각수의 입구속도이다.

(4) 관 입구의 유속이 증가하면 열전달은 향상되지만, Reynolds 수가 100 이상이 되면 그 증가율이 현저히 감소하여 거의 일정하였다.

(5) 냉각수의 온도가 높은 경우( $Gr > 10^5$  이상) 냉각수의 온도가 납작관의 성능에 미치는 영향은 매우 컸다. 그러나 Grashof 수가 작은 경우에 열전달률의 변화는 거의 없었다.

(6) 외부공기의 열전달계수가 증가함에 따라 납

작관내의 열전달은 향상되었지만,  $h$ 가  $50 \text{ W/m}^2\text{C}$  또는 그 이상이 되면 열전달량의 변화는 거의 나타나지 않았다. 또한 자동차가 운전중일 때 외부 열전달계수의 변화는 관 설계시 상대적으로 중요하지 않은 인자였다.

(7) 관의 상부벽면은 다른 면에 비하여 열전달이 보다 활발히 이루어지므로 핀을 관에 부착할 경우 가장 효과적인 위치는 상부벽면이다.

## 후 기

이 연구는 1999년도 한양대학교 철강공정 및 응용연구소의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Achaicha, A. and Cowell, T. A., 1992, Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Flat Tube and Louvered Plate Fin Surfaces, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, pp. 147-157.
2. Davenport, C. J., 1983, Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Heat Exchanger Surfaces, *Heat Exchangers: Theory and Practices*, Hemisphere Publishing.
3. Sunden, B. and Svantesson, J., 1992, Correlations of  $j$  and  $f$  Factors for Multilouvered Heat Transfer Surfaces, 1st European Conference on Thermal Sciences, Vol. 2, pp. 805-811.
4. Suga, K., 1991, Numerical Study on Heat Transfer and Pressure Drop in Multilouvered Fins, *ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings*, Vol. 4, pp. 361-368.
5. Farrel, P., Wert, K. and Webb, R., 1989, Heat Transfer and Friction Characteristics of Turbulent Radiator Tubes, *SAE Technical Papers*.
6. Shyy, W., Tong, S. S. and Correa, S. M., 1985, Numerical Recirculating Flow Calculations Using a Body-Fitted Coordinate System, *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 8, pp. 99-113.
7. Karki, K. C. and Patankar, S. V., 1988, Calculation Procedure for Viscous Incompressible Flows in Complex Geometry, *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 14, pp. 295-307.
8. Choi, S. K., Nam, H. Y., Lee, Y. B. and Cho, M., 1993, An Efficient Three-Dimensional Calculation Procedure for Incompressible Flows in Complex Geometries, *Numerical Heat Transfer, Part B*, Vol. 23, pp. 387-400.
9. Partankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington, D. C.
10. Thompson, J. F., 1980, Numerical Solution of Flow Problems Using Body-Fitted Coordinate System, in *Computational Fluid Dynamics*, Vol. 85, pp. 1-98.
11. Rhie, C. M. and Chow, W. L., 1983, Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation, *AIAA J.*, Vol. 11, pp. 1525-1532.
12. Humphrey, J. A. C., Taylor, A. M. K. and Whitelaw, J. H., 1977, Laminar Flow in a Square Duct of Strong Curvature, *J. of Fluid Mechanics*, Vol. 83, Part 3, pp. 509-527.
13. Park, K. W., and Pak. H. Y., 2000, Flow and Thermal Analyses for the Optimal Specification of Flat Tube at Radiator, *Transaction of the Korean Society of Mechanical Engineers(B)*, Vol. 24, No. 8, pp. 1046-1055.