

라디에이터용 납작관의 최적형상 도출을 위한 열·유동해석

박경우* · 박희용**
(1999년 11월 11일 접수)

Flow and Thermal Analyses for the Optimal Specification of Flat Tube at Radiator

Kyoung-Woo Park and Hi-Yong Pak

Key Words: Radiator(라디에이터), Flat Tube(납작관), Three Dimensional Complex Geometry(3차원 임의 형상), Numerical Analysis(수치해석), Heat Transfer(열전달), Pressure Drop(압력강하)

Abstract

The flow and thermal phenomena in flat tubes of radiator are analyzed numerically. To predict the characteristics of heat transfer and pressure drop, the flow analysis program for three-dimensional complex geometry is developed, which adopted an non-staggered grid system and Cartesian velocities as dependent variables of the momentum equations. Using the developed program, the effect of tube specifications on the heat transfer characteristics is investigated for various flat tubes. From this study, the following results are obtained ; (1) For the same hydraulic diameter($D_h \approx 5.2$ mm), the Nusselt numbers of three basic models(D, J, and H-model) are 8.71, 8.92, and 10.58, respectively, and the pressure drops of D-, J-, and H-model are predicted as -3.08×10^{-2} Pa, -3.12×10^{-2} Pa, and -3.98×10^{-2} Pa, (2) In case of the same flat tube specification, the fins must be brazed at upper tube surface because the heat is more vividly transferred. Therefore, it is found that the H- model is the most effective tube as a heat exchanger and these results are used as a fundamental data for the design of tube.

기호설명	
A	: 단면적
b'_k	: 여인수(cofactor), 식 (11)
D_h	: 수력직경 [= $4A/P$]
D'_m	: 기하학적 계수, 식 (10)
Gr	: Grashof 수 [= $g\beta(T_h - T_c)D_h^3/\nu$]
h	: 대류열전달계수
J	: 변환 자코비안
k	: 열전도계수
	n : 수직 벡터, 식 (13)
	Nu, \overline{Nu} : 국소 및 평균 Nusselt 수, 식 (14)
	P : 압력, 또는 둘레
	Pe : Peclet 수 [= $Re \cdot Pr$]
	Pr : Prandtl 수 [= $C_p \mu / k$]
	q : 열전달량
	Re : Reynolds 수 [= $U_i D_h / \nu$]
	T : 온도
	u_k : 직교속도성분
	U_i : 무차원 속도 [= u_k / u_{in}]
	\overline{U}_j : 반변속도성분, 식 (10)
	X_j : 무차원 직교좌표 [= x_j / D_h], X, Y, Z

* 회원, 한양대학교 기계기술연구소

** 회원, 한양대학교 기계공학부

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

TEL : (02)2290-0422 FAX : (02)2296-7834

그리스문자

δ_{ij} : Kronecker Delta

- ξ^j : 변환좌표계, ξ, η, ζ
 Θ : 무차원 온도 $[(T - T_c)/(T_h - T_c)]$
 ν : 동점성계수
 ϕ : 일반 종속변수

하첨자

- c, h : 저온 및 고온입구
 in : 입구
 nb : 주위, D, E, N, S, U, W
 P : 주격자점
 $wall$: 벽

1. 서론

자동차의 엔진은 냉각장치를 통해 일정한 온도 이하로 유지된다. 냉각시 엔진으로부터 흡수된 열로 인해 고온이 된 냉각수는 라디에이터(radiator)를 통해 열을 대기로 방출시킴으로써 다시 저온 상태로 유지된다. 따라서 라디에이터는 넓은 의미의 열교환기이다. 그러나 과도한 냉각은 오히려 엔진의 열효율을 감소시킬 수 있으므로 효과적으로 열을 외부로 방출시킬 수 있도록 설계되어야 한다. Fig. 1은 자동차에 사용되고 있는 전형적인 라디에이터의 형상으로서, 냉각수가 지나가는 관과 이에 부착된 휨으로 이루어지며, 납작관(flat tube)과 루우버 휨(louvered fin)이 현재 널리 사용되고 있다.

라디에이터의 형상설계는 주로 열전달항상 관점에서 다루어 지는데, 최근 조립기술의 발달은

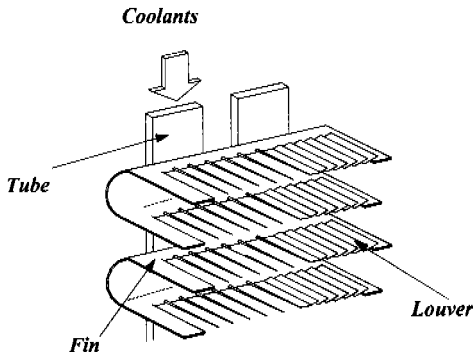


Fig. 1 Schematic diagram of typical radiator

관과 휨의 접촉면에서의 열저항을 거의 무시할 수 있게 하였다. 따라서 라디에이터에서의 열적인 성능향상은 관과 휨의 최적화를 통해서 구체화 될 수 있는 것이다.

최근 냉동시스템의 열교환기에서 널리 사용되고 있는 Louvered 휨은 휨 사이를 지나는 공기의 유동경계층의 발달을 지연시켜 대류열전달 계수를 증가시키는 반면, 평편한 휨에 비하여 마찰계수가 매우 크다. 이러한 이유로 Louvered 휨의 성능향상 측면에서 실험⁽¹⁻³⁾ 및 수치적 연구⁽⁴⁾가 활발히 진행되어 왔다.

그러나 냉각수 통로인 관에서의 열전달 향상 방안을 제시한 연구는 미진한 상태이다. Farrel과 Webb⁽⁵⁾은 납작관에 2차원 및 3차원 구조물을 삽입한 경우의 열적인 성능을 측정하여 평편한 관과 비교하였다. 이들에 의하면 관 내부에 삽입한 구조물의 영향으로 압력강하는 5.38~9.23배 증가하였지만, 열전달은 1.62~2.71 정도 증가하였을 뿐이라고 하였다.

라디에이터의 관 설계시 기본적으로 고려할 사항은 열전달 향상, 제작의 용이성, 그리고 냉각수 순환에 필요한 동력이 부리가 없는 압력강하의 최소화 등이다. 이러한 관점에서 최근에는 자동차용 라디에이터에 납작한 관이 주로 사용되고 있는데, 이는 원형 및 타원형관에 비하여 공기측 유동저항(또는 압력강하)이 적고 전열면적을 증가시킬 수 있을 뿐만 아니라, 관에 휨을 부착할 때 용착이 용이하기 때문이다. 납작관과 같이 단면이 복잡한 형상을 갖게 되면 일반곡선좌표계에 대한 열 및 유동해석이 수행되어야 한다. 지금까지 임의의 형상에 대한 비압축성 Navier-Stokes 방정식을 풀기 위해 여러 가지 방법이 제안되었으며,⁽⁶⁻⁸⁾ 이들 수치해석 기법은 격자계의 선정과 운동량방정식의 주 종속변수의 선택에 따라 달라진다. 그러나 이들 대부분의 방법은 운동량방정식에 나타나는 압력항을 SIMPLE-알고리즘을 사용하거나, 또는 이를 수정한 알고리즘을 사용하여 해결하고 있다.

이상에서 언급한 바와 같이 자동차용 라디에이터에서의 열·유동 현상에 대한 연구는 주로 휨의 최적화를 통한 열전달항상 관점에서 주로 이루어져 왔으며, 관의 형상변화 등이 열전달특성 및 압력강하 등에 미치는 영향에 대한 연구가 매우 미진한 상태이다.

따라서 이 연구에서는 라디에이터의 관(냉각수)측의 열·유동현상을 수치적으로 예측하고자 하였다. 이를 위하여 3차원 비정규형상에 대한 열·유체유동 해석용 프로그램을 개발함과 동시에 관내부의 열·유동해석을 통하여 라디에이터용 관의 최적형상을 제시함으로써 관 설계시 기초자료로 활용하고자 하였다.

2. 이론적 연구

2.1 해석모델 및 기본 가정

이 연구에서 해석하고자 하는 라디에이터용 납작관의 대표적인 형상 및 좌표계를 Fig. 2에 나타내었다. 엔진을 냉각시키면서 뜨거워진 냉각수(T_1)는 관의 입구에 완전발달한 상태로 유입된다. 또한 관내부로 유입된 냉각수는 관의 외부조건(자동차의 운전속도 등)에 영향을 받으므로 관 외벽에 대류경계조건을 적용하였다. Fig. 2에서 보는바와 같이 모든 물성치가 대칭면을 중심으로 동일하므로 해석의 간편성을 위하여 실제 형상의 1/2를 해석하였다. 운동량방정식의 밀도를 제외한 모든 물성치는 일정하며, Boussinesq 근사를 적용하였다. 이때, 작동유체는 물과 에틸렌글리콜의 혼합물로서 상변화는 발생하지 않는다.

2.2 수학적 모델링 및 수치해석

2.2.1 지배방정식

이상의 가정을 이용한 유체부분 해석영역에 대한 무차원 질량, 운동량 그리고 에너지보존 방정식을 텐서형태로 나타내면 다음과 같다.

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

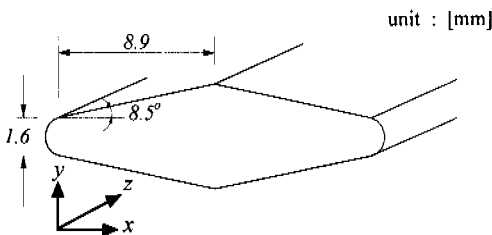


Fig. 2 Schematic diagram of flat tube (D-model)

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

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

그리고 고체부분(Fig. 4a의 J-모델)에 대한 열전도 방정식은 아래와 같다.

$$\frac{\partial}{\partial X_j} \left(-\frac{\partial \Theta}{\partial X_j} \right) = 0 \quad (4)$$

여기서 $X_1 = X$, $X_2 = Y$, 그리고 $X_3 = Z$ 를 의미하며, U_i 는 X_i -방향에 대한 속도이다.

2.2.2 경계조건

모든 고체벽은 no-slip조건을, 관 입구에는 완전 발달한 상태의 고온 유체(물과 부동액의 혼합물, $k_f = 0.67W/m^{\circ}C$)가 유입된다고 하여 Poiseuille 유동에 대한 해석적인 속도분포식을 사용하였다. 출구에서는 유동방향으로 대류가 지배적이라는 가정을 통해 운동량과 에너지의 확산을 무시하였다. 또한 납작관의 외부 온도경계조건은 냉각수의 유량이 크고 관의 열저항이 매우 적기 때문에 등온조건을 사용할 수도 있으나, 관외부 온도가 자동차의 운행속도와 상관관계가 있으므로 대류경계조건을 부여하였다. 이상에서 언급한 경계조건을 다음과 같이 수식으로 나타내었다.

$$\text{입구 : } \Theta = 1, U = V = 0, W = \text{fully developed} \quad (5)$$

$$\text{출구 : } \frac{\partial \phi}{\partial Z} = 0 \quad (6)$$

$$\text{대칭면 : } \frac{\partial V}{\partial X} = \frac{\partial W}{\partial X} = \frac{\partial \Theta}{\partial X} = U = 0 \quad (7)$$

$$\text{측면 : } \frac{\partial \Theta}{\partial n} = \frac{h \cdot D_h}{k_f} \quad (8)$$

또한 J-모델인 경우, 고체와 유체의 접촉면에서의 온도경계조건은 다음과 같다.

$$\left(\frac{\partial \Theta}{\partial X} \right)_f = \frac{k_s}{k_f} \left(\frac{\partial \Theta}{\partial X} \right)_s \quad (9)$$

여기서 k_s 는 알루미늄의 열전도계수($237W/m^{\circ}C$)이다.

2.2.3 수치해석

이 연구에서 해석하고자 하는 라디에이터용 관은 납작관으로서 관의 단면이 비정규형상을 가지므로 직교좌표계를 사용할 경우 경계면에서의 격

자계 불일치로 인하여 그릇된 해를 얻게 될 수 있다. 따라서 이 연구에서는 좌표계가 물리적 영역의 경계와 일치되는 경계밀착좌표계법(BFCS)을 사용하였다. 이때 새로운 독립변수 ξ, η 및 ζ 를 도입하고, 변환관계식 $\xi = \xi(x, y, z), \eta = \eta(x, y, z)$ 그리고 $\zeta = \zeta(x, y, z)$ 를 이용하면 직교좌표계가 일반 곡선좌표계로 변환되며 이 변환된 좌표계에서 지배방정식을 풀어 열·유동해석을 수행하였다. 곡선좌표계로 변환된 연속방정식 및 보존형 지배방정식은 다음과 같다.

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

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

여기서, ξ^j 는 변환좌표계를 의미하며, 반변속도(contravariant)성분, \bar{U}_j 와 기하학적 계수, D_m^j 는 다음과 같이 정의된다.

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

윗 식에서 u_k 는 직교속도성분이며, b_k^j 는 아래의 식으로 정의되는 좌표변환 $x^i = x^i(\xi^j)$ 의 자코비안 행렬에서 $\partial x^i / \partial \xi^j$ 의 여인수(cofactor)를 나타낸다.

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

일반 곡선좌표계로 표현한 지배방정식을 유한체적법을 사용하여 검사체적에 대해 적분을 수행하여 이산화하면 다음과 같이 ϕ 에 대한 대수방정식을 얻을 수 있다.

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_U \phi_U + a_D \phi_D + b_{NO} + b^\phi \quad (14)$$

여기서 b_{NO} 와 b^ϕ 는 곡선좌표계로의 변환시 발생하는 비직교 질량생성항과 일반 생성항을 각각 의미한다. 식 (14)는 대류항은 역승도식을, 확산항은 2차오더의 중앙차분도식을 사용하여 구한 것이다. 해석영역을 유한한 개수의 검사체적으로 나누는데, 이때 대수적 방법을 사용하여 수치적적인 방법으로 격자계($N_x \times N_y \times N_z = 65 \times 35 \times 120$)를 구성하였으며 벽면근처에 격자를 밀집시켰다.

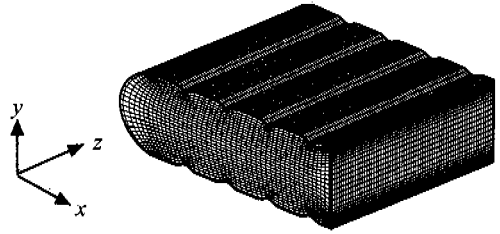


Fig. 3 Typical grid system for H-model

Fig. 3은 H-모델에 대한 격자계를 나타낸 것이다. 공간이산화율 위하여 모든 변수를 검사체적의중앙에 저장·계산하는 비엇갈린(non-staggered)격자계를 사용하였다. 비엇갈린격자계는 직교좌표계로 표현된 지배방정식을 일반좌표계로 변환시 엇갈린격자계에 비하여 지배방정식이 단순하게 표현되어 수치계산시에 메모리를 절약할 수 있으며 다양한 수치적 응용성을 갖고 있다. 비엇갈린격자계를 사용할 때에 나타날 수 있는 압력과 속도의 분리현상을 방지하기 위하여 Rhie와 Chow⁽⁹⁾가 제안한 운동량보간법을 사용하여 제어체적면에서의 유속을 구하였다. 운동량방정식의 주 종속변수는 직교직각좌표계의 속도성분을 사용하였는데, 다른 속도성분(공변 및 반변속도성분)에 비하여 지배방정식의 이산화시 곡률에 의한 복잡한 항이 나타나지 않기 때문에 프로그램 자체가 간단해지는 특징이 있다. 좌표계의 비직교성으로 인한 2차-확산항은 이전 반복계산 단계에서의 값을 사용하여 생성항으로 처리하였다. 운동량방정식에 나타나는 압력항은 SIMPLE-알고리즘⁽¹⁰⁾으로 이용하였다. 그리고 모든 경우의 수렴판정은 수치해석에 의하여 얻어진 해가 아래의 식 (15)를 동시에 만족할 때로 하였다.

$$R = \sum_{\text{domain}} | a_{nb} \phi_{nb} + b - a_P \phi_P | < 10^{-5} \quad (15a)$$

$$\left| \frac{\phi_{i+1} - \phi_i}{\phi_i} \right| < 10^{-6} \quad (15b)$$

여기서 R은 유수의 합(residual sum)을, ϕ 는 모든 종속변수를 의미한다. 그리고 첨자 i는 반복횟수를, nb는 주위 격자점을 각각 나타낸다.

이 연구에서 개발한 3차원 비정규형상 내부의 열·유동해석 프로그램은 참고문헌 [11,12]를 통해 이미 검증되었으므로 여기서는 생략하였다.

또한 Fig. 3에 도시한 H-모델을 기준으로 삼아 연구에서 채택한 격자계의 격자의존성을 체크하였다. 이를 위하여 4가지의 서로다른 격자계(즉, 40×20×100, 50×30×110, 65×35×120, 그리고 70×45×130)를 선정하여 평균 Nusselt 수를 비교하였다. 이때 모든 수치는 동일한 수렴조건을 만족할때의 결과이다. 4가지 격자계에 대한 평균 Nusselt 수의 차이는 3.2% 이하로 나타나 격자계의 선정이 해에 미치는 영향은 매우 미미함을 알 수 있었다(4가지 격자계에 대한 평균 Nusselt 수는 10.250, 10.434, 10.583, 그리고 10.589).

3. 결과 및 고찰

Fig. 2와 함께 Fig. 4에 해석을 위한 납작관의 형상을 나타내었다. Fig. 2는 국내 D-사의 제품이며, Fig. 4(a)는 관 중앙에 분리벽이 있는 일본 J-사의 관이다. 그리고 Fig. 4(b)는 관 내부에 덤플이 있는 국내 H-사에서 사용되는 모델이다(덤플 수는 상·하부에 각각 8개). 동일한 유동조건에서의 비교를 위하여 세가지관 단면이 동일한 수력 직경($D_h = 5.2\text{mm}$)을 갖도록 하였으며, 또한 축방향(z)길이는 유동이 완전 발달되었다고 판단되는 300 mm로 설정하였다. 라디에이터 내의 냉각수의 양(또는 Reynolds 수) 및 온도(또는 Grashof 수)는 배기량과 엔진의 회전수에 따라 결정된다.

unit : [mm]

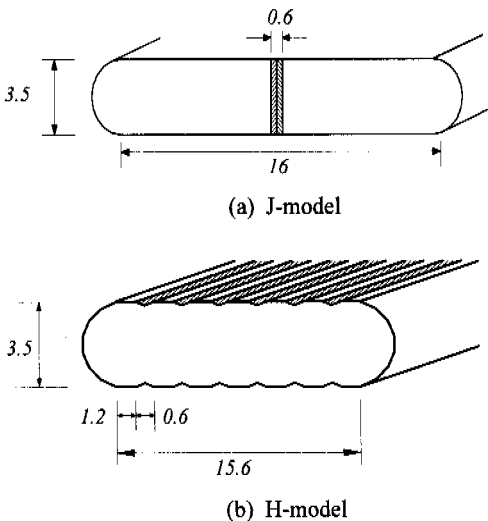


Fig. 4 Geometric configuration of various tubes

이 연구의 모델은 배기량 1,800cc인 승용차로서, 엔진이 1,000에서 4,500 RPM으로 회전할 때 냉각수량은 18~75 l/min 이다. 따라서 하나의 관에 대한 Reynolds 수는 50~300이 되며, 82.2℃의 냉각수 온도를 Grashof 수로 나타내면 약 10^5 이 된다. 따라서 이 연구에서는 대표적인 Re 와 Gr 를 각각 100 및 10^5 으로 선정하여 라디에이터용 관의 형상변화가 열 및 유동특성에 미치는 영향을 규명하고자 하였다.

3.1 열전달 특성

Fig. 5는 $Re = 100$, $Gr = 10^5$ 그리고 대류열전달 계수(h)가 $50 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ 인 경우에 3가지 형상의 단면에 대한 국소 Nusselt 수를 각 단면의 중심 위치에서 주-유동 방향에 따라 나타낸 그림이다. 관의 모든 벽면에서 발생하는 열전달 현상은 Nusselt 수를 이용하여 정량적으로 설명할 수 있으므로, 이 연구에서는 다음과 같이 정의되는 국소 및 평균 Nusselt 수(Nu , \overline{Nu})를 사용하였다.

$$Nu = \frac{q \cdot D_h}{k(T_h - T_c)}, \quad \overline{Nu} = \frac{1}{\int dA} \int Nu \, dA \quad (16)$$

여기서 $q = -k(\partial T / \partial n)_{wall}$ 는 국소열전달량이다. Fig. 5에서 나타난 바와 같이 모든 형상에서의 열전달은 입구영역($x < 20\text{mm}$)에서 가장 활발히 이루어지고 있음을 알 수 있다. 이는 관 입구에서 뜨거운 유체가 상대적으로 차가운 벽을 지나면서 급격한 온도차로 인하여 열전달이 매우 활발히 이루어지기 때문이다. 즉, 입구영역에서 유동 및 열경계층이 급격히 발달하며, 열경계층 내부에서는 대류보다는 전도가 보다 지배적인 열전달 형태가 되기 때문에 경계층두께가 증가할수록 온도구배($\partial \theta / \partial n$)는 감소하는 것이다. 그러나 입구영역을 지나서는 거의 일정하게 열이 전달되는데, 이는 유동 및 열경계층이 이미 완전히 발달하여 온도구배의 차가 거의 나타나지 않기 때문이다. 이러한 열전달 분포는 H-모델에서 보다 확연히 드러난다. 좌측면(Fig. (5b))을 제외한 상·하면(Fig. 5(a),(c))에서 H-모델(-○-)이 다른 두 형상, D-모델(-◆-) 및 J-모델(-△-)에 비해 보다 활발히 열이 전달되고 있음을 알 수 있다. 이는 H-모델의 상·하부면에 덤플이 설치됨으로서 벽면 근처의 유체 유동이 보다 활발히 이루어지기 때문이다(Fig. 8

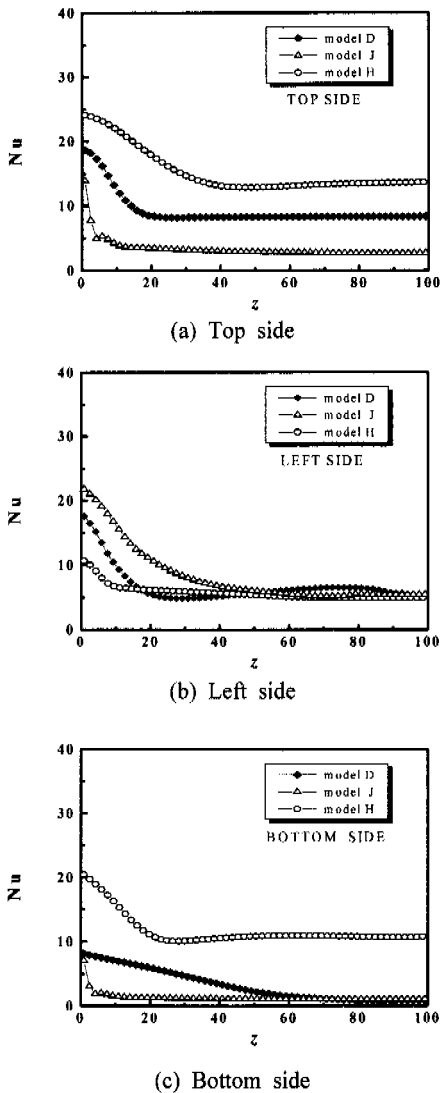


Fig. 5 Local Nusselt numbers for various tube specifications at three walls

참조). 따라서 덩풀이 관 벽 주위에서 열전달을 향상시키는 역할을 함을 알 수 있다. 이러한 현상은 H-모델과 다른 두 모델과의 열전달 차이가 덩풀이 설치된 상·하부면(Fig. 5(a) 및 Fig. 5(c))에서 더 크게 나타남으로서 설명되어 진다. 또한 Fig. 5(a)에서 보듯이, 다른 면에 비하여 상부면에서 열전달이 보다 활발히 이루어지기 때문에, 원을 관에 부착할 경우에 상부면에 이를 부착함이 보다 바람직 하다고 여겨진다. 이러한 결과는 모

Table 1 Average Nusselt number for three models

	D-model	J-model	H-model
\overline{Nu}	8.707	8.917	10.584

든 형상에서 동일하게 나타났다. 그리고 좌측면(Fig. 5(b))의 경우 모든 관 형상에서 국소 Nusselt 수의 차가 그다지 크지 않은데, 이는 좌측면이 곡면부로서 상대적으로 유동의 변화가 거의 발생하지 않기 때문이다. 또한 다른 면과는 달리 좌측면에서 J-모델의 Nusselt 수가 가장 크게 나타나는데, 이는 다른 두 모델(D- 및 H-모델)에 비해 우측면이 고체벽면으로서 하나의 밀폐공간을 형성함으로써 좌측면을 따라 흐르는 유체의 유속이 더 빨라 경계층두께가 작기 때문이다.

Table 1은 Fig. 5와 동일한 조건($Re = 100$, $Gr = 10^5$, $h = 50 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$)에서 평균 Nusselt 수(\overline{Nu})를 세 가지 기본형상에 대하여 나타낸 것이다. 3가지 모델에 대한 평균 열전달량은 H-모델, J-모델 그리고 D-모델의 순서임을 알 수 있다. 예상한 바와같이, 평균 열전달량의 결과는 이미 국소 Nusselt 수의 분포(Fig. 5)로부터 쉽게 예측할 수 있었다. 이는 앞에서 언급한 열·유체유동 특성뿐만 아니라 동일한 수력직경인 경우에 H-모델이 유동단면적이 가장 작아 동일한 입구 유속일 때 유속이 증가하기 때문이기도 하다.(참고로, D, J, 그리고 H-모델의 유동단면적은 각각 31.76, 31.65, 그리고 31.48mm^2 이다). Fig. 5와 Table 1의 임의의 z-위치에서 단면의 온도분포로부터 쉽게 설명되어질 수 있다.

벽면에서의 열전달량은 벽면 근처의 온도분포를 통해서 정성적으로 예측이 가능하다. 이를 위하여 Fig. 6에 3가지 기본형상에 대해 $z = 13.5\text{cm}$ 위치에서 x-y단면에서의 등온선을 나타내었다. 이때의 유동조건은 Fig. 5와 동일하다. Fig. 6에서 보는 바와 같이 관내를 지나온 냉각수의 온도는 전체적으로 거의 비슷하게 분포한다. 즉, 고온의 냉각수가 관 내부를 지나므로 관 중심부에 고온의 냉각수가, 관 벽 근처에는 상대적으로 저온의 냉각수가 밀집되어 있음을 알 수 있다. 그림에서 보는 바와같이 전반적으로 H-모델의 경우가 D-모델과 J-모델에 비하여 온도구배가 벽면 근처에서 더 크게 나타남을 알 수 있으며, 특히 상·하벽면이 좌측면에 비하여 등온선이 보다 밀집되어

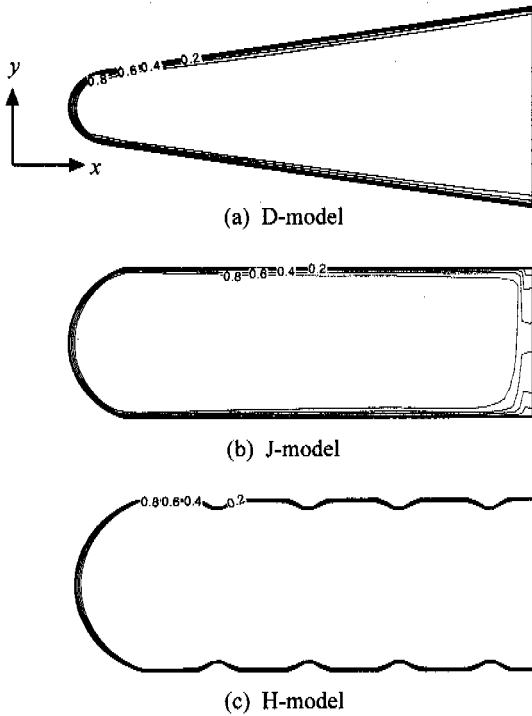


Fig. 6 Isotherms for various tubes at $z=13.5\text{cm}$

있는데, 이로부터 상·하벽면에서 열전달이 보다 활발히 이루어지고 있다는 것을 정성적으로 예측할 수 있다. 특히, 구배의 크기는 그림의 scale을 크게 할 경우 보다 확실히 관찰되며 H-모델의 상부면의 덩플 주위에서 가장 크게 나타남을 알 수 있다. 이는 관 내부의 부력에 의해 발생하는 2차 유동이 덩플주위를 흐를 때 보다 활발해져 다른 위치에 비하여 열경계층의 발달이 지연되기 때문이다. 또한 3가지 모델의 기하학적 형상이 비슷한 좌측면에서는 온도분포가 거의 비슷하게 나타나고 있는데, 이는 Fig. 5에서 언급한 국소 Nusselt 수의 차이가 비교적 적은 이유이다. 그리고 J-모델의 경우 우측면(고체부분)을 제외한 나머지 3면의 온도구배가 D-모델에 비하여 더 크게 나타나지만 전체적인 평균 열전달량이 0.2 정도 밖에 향상되지 않았다(Table 1). 이러한 이유는 J-모델의 경우 우측면이 분리막으로 제작되어, 고체면에서 전도에 의한 열전달이 발생하기 때문이다. Fig. 6에서 보듯이 H-모델의 관 상·하부면에 부착된 덩플로 인하여 다른 두 형상에 비하여 열전달이 크게 증가됨을 알 수 있다.

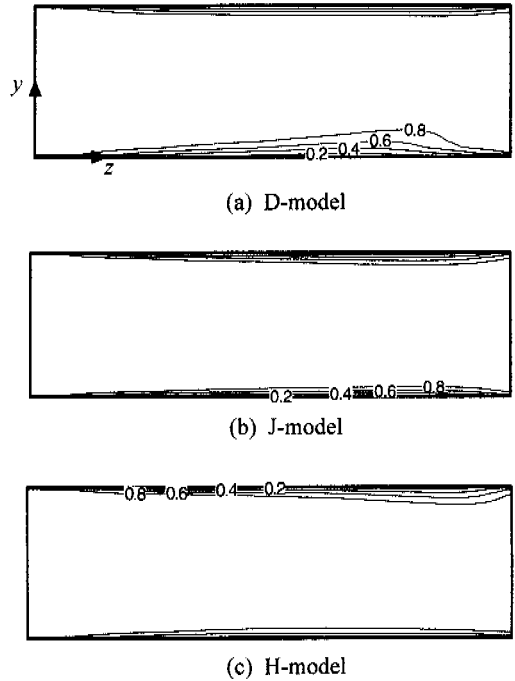


Fig. 7 Isotherms for various tubes at $x=0.35\text{cm}$

주유동방향의 온도분포로부터, Fig. 5에서 언급한 국소 Nusselt 수의 분포가 보다 확실히 설명되어진다. Fig. 7은 $x=0.35\text{cm}$ 위치에서 y - z 단면에 대한 온도분포를 나타낸 그림이다. 이 연구에서 실제 해석한 영역은 수력직경의 40배로서 전 영역을 나타내기가 곤란하므로 Fig. 7은 설명의 편의를 위하여 z -방향을 축소하여 나타낸 그림이다. Fig. 7에서 보는바와 같이 H-모델(Fig. 7(c))이 다른 두 모델에 비하여 온도분포가 다르게 나타난다. D-모델과 J-모델의 하부면을 따르는 온도분포를 보면, 고온의 냉각수가 관의 입구에서 출구부분으로 흘러나가면서 점차 온도구배가 감소하고 있음을 잘 보여주고 있다. 특히 D-모델의 상·하부면에서 이러한 현상이 더욱 두드러진다. D-모델의 이러한 온도분포는 관 단면에 오직 하나의 큰 유동장이 형성되어 관벽 주위를 따라 유체가 순회하기 때문이다. 또한 분리벽이 설치된 J-모델인 경우, Fig. 7(b), 유동 단면적이 타 모델에 비하여 적지만, 대칭면인 고체면(우측면)에서 상·하부측면으로 전달되는 전도의 영향으로 관내부의 열경계층 두께를 증가시키기 때문이다. 그러

나 출구부분에 이르러서 열경계층이 점차 감소하는데, 이는 출구부분의 경계조건에 의한 영향으로 사료된다. 이상의 3가지 형상에 대한 Nusselt 수의 비교로부터 H-모델이 열전달 측면에서 가장 우수하여 라디에이터 관에서의 냉각이 가장 효과적으로 이루어 질 수 있는 형상임을 알 수 있다.

3.2 유동특성

관내 유동현상으로부터 열전달이 이루어지는 메커니즘을 설명하기 위하여 Fig. 7과 동일한 유동조건 및 위치에서의 속도벡터를 Fig. 8에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 전체적인 관내 유동형태는 D-모델이 J-모델과 H-모델에 비하여 가장 단순한 양상을 보임을 알 수 있다. D-모델인 경우 단면에서의 유동형태(Fig. 8(a))는 반시계방향으로 하나의 2차유동(와동)이 형성되어 관중앙부분의 뜨거운 유체가 차가운 관 벽을 따라 흐르고 있음을 보여주고 있다. 즉, 관 중앙부의 고온의 냉각수는, 부력의 영향으로 관의 대칭면을 따라 상승하며, 관의 상부면에 외부 공기에 의해 차가워진 유체가 밀도의 증가로 관벽을 따라 반시계방향으로 흐르면서 연속적으로 좌측면과 하부면에서 냉각이 이루어지는 것이다. 유체보다 상대적으로 차가운 관벽과의 접촉으로 인한 냉각 효과는 J-모델의 속도장, Fig. 8(b), 을 통하여 보다 명확해질 수 있다. 이 모델은 전열면적을 확장시키기 위해 관중앙부에 분리벽을 설치한 경우이다. J-모델은 관 좌측면에서의 유체는 냉각효과에 의한 부력감소로 하부면으로 하강한다. 그러나 우측면면을 살펴보면 유체에 비해 상대적으로 차가운 온도인 분리벽으로 인하여 관내부의 작동 유체는 벽에 접한 부분에서 밀도가 증가하여 중심부와외의 밀도차로 인하여 유체는 아래로 하강하게 된다. 따라서 단면에서의 유동방향이 D-모델과는 반대로 나타나는 것이다. 또한 단면 전체의 유동순환은 D-모델이 하나로 구성되어 있음에 비하여 J-모델은 크게 두 부분의 대류영역으로 구성되어 있음을 알 수 있다. 결국 상대적으로 차가운 분리벽의 존재로 인해 발생하는 새로운 2차 유동은 관내의 유체사이에 열전달이 보다 활발하게 이루어지게 함을 알 수 있다. 실제로 H-모델의 유동장을 살펴보면 관내의 여러 와동영역으로 인하여 중심부의 뜨거운 유체가 관벽쪽으로 보다 활발하게 전달됨을 알 수 있다. 또한 그 전달 속

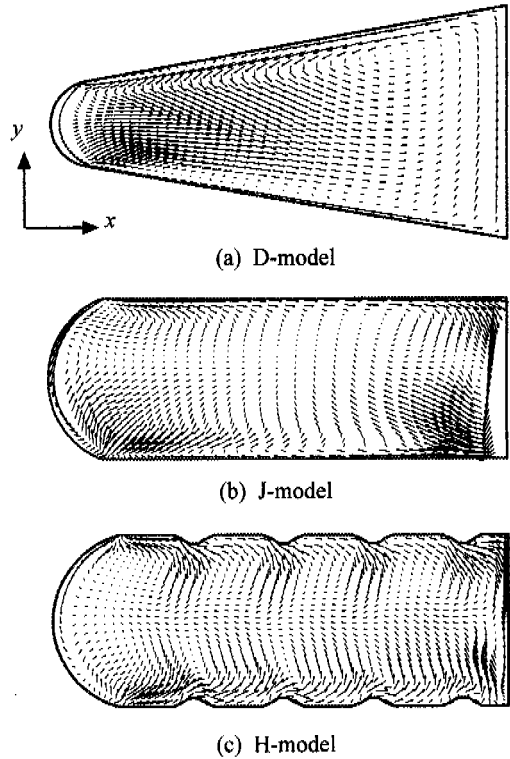


Fig. 8 Velocity profiles for three models at x - y plane ($z = 3.5\text{cm}$)

도는 D, J-모델에 비하여 빠름을 알 수 있다. 그리고 각 모델의 벽면 근처를 보면 H-모델이 유속의 증가로 다른 두 모델에 비하여 유동경계층의 발달이 매우 늦고, 이에 따라 경계층 두께가 상대적으로 작아진다. 이러한 유동경계층 두께의 감소는 열경계층과의 상호 연관성으로 인하여 열경계층의 두께도 동시에 감소시키기 때문에 열전달이 증가하는 것이다. 또한 H-모델의 내부유동장을 살펴보면(Fig. 8(c)), 관벽근처에서 속도가 증가하며 관내부에 국소적으로 여러개의 와류가 발생함을 알 수 있다. 이는 twisted tape 를 관내에 삽입하여 선회유동을 유발시킴으로 열전달을 증가시킨 효과와 매우 유사하다. 따라서 Table 1에서 설명한 바와 같이 D-와 J-모델에 비해 높은 평균 Nusselt 수를 보이는 것이다.

그러나 H-모델은 길이방향 덩플의 존재로 인하여 D-와 J-모델에 비하여 상대적으로 큰 압력강하가 발생하는데, 평균압력 강하량을 Table 2에 나타내었다. 이 연구에서는 평균압력강하를 유동

Table 2 Pressure drop for three models

	<i>D-model</i>	<i>J-model</i>	<i>H-model</i>
ΔP [Pa]	-3.08×10^{-4}	-3.12×10^{-4}	-3.98×10^{-4}

이 완전발달한 입구영역의 평균압력과 출구영역의 평균압력의 차로써 정의하였다. Table 2서 보는 바와 같이 *D*와 *J*-모델에 비하여 *H*-모델의 압력강하 폭이 상당히 크게 나타났다(즉, *D*-모델과 *J*-모델에 비해 약 29.22% 및 약 27.56% 각각 증가). 그러나 이러한 압력강하 증가폭은 Farrel과 Webb⁽⁵⁾의 결과에 비해서는 매우 작은 양임을 알 수 있다. 따라서 주-유동방향에 덤플을 설치한 *H*-모델인 경우, 압력강하 증가가 팬의 운전범위내에 포함된다면 다른 모델에 비하여 열전달이 매우 우수하기 때문에 라디에이터용 납작관으로 가장 적합하다고 할 수 있다.

4. 결 론

이 연구에서는 납작관을 사용한 자동차용 라디에이터의 열전달향상 방안 및 여러 가지 인자들이 관내부의 열·유동특성에 미치는 영향을 수치적으로 규명한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 동일한 수력직경($D_h = 5.216$ mm)을 갖는 3가지 기본형상(*D*, *J*, *H*-모델)에 대한 평균 Nusselt 수는 각각 8.71, 8.92, 그리고 10.58 으로서, *H*-모델이 *D*, *J*-모델에 비하여 각각 약 21.55% 및 18.69% 열전달량이 증가하였다.

(2) 동일한 납작관인 경우, 상부면에서의 선달 열량이 다른 면보다 가장 크기 때문에 관외부에 환을 부착하는 경우, 상부면에 부착하는 것이 라디에이터 성능향상에 보다 유리하다.

(3) 관내부에 덤플이 설치된 *H*-모델의 압력강하폭은 *D*, *J*-모델에 비하여 각각 약 29.22% 및 27.56% 크게 예측되었는데, 이는 팬의 유량손실 등을 고려한 운전범위내에 포함된다고 할 수 있다.

(4) 따라서 라디에이터용의 납작관의 열적 성능향상은 동일한 수력직경인 경우, 관의 단면형상에 따라 좌우되기 때문에 이의 선택이 매우 중요한 인자임을 알 수 있다.

(5) 향후, 덤플이 존재하는 동일한 형상인 경우, 덤플 수의 변화와 같은 기하학적인 형상 및 입구

유속, 냉각수 온도, 그리고 공기측 열전달계수 등과 같은 유동조건등이 납작관내의 열 및 유동특성에 미치는 영향을 열전달과 압력강하 관점에서 고찰할 필요가 있다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 특정기초 연구비(과제번호: 96-0200-10-01-3)의 지원으로 수행되었으며 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Davenport, C.J. 1983, "Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Heat Exchanger Surfaces," *Heat Exchangers : Theory and Practices*, Hemisphere Publishing.
- (2) 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.
- (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. and Wert, K. and Webb, R., 1989, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Turbulent Radiator Tubes," *SAE Technical Papers*.
- (6) Hsu, F. H., 1981, "A Curvilinear-Coordinate Method for Momentum, Heat and Mass Transfer in Domains of Irregular Geometry", Ph.D. thesis, University of Minnesota, Minneapolis.
- (7) 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.
- (8) 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.
- (9) 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.
- (10) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington, D. C.
- (11) Kyoung Woo Park and Hi Yong Pak, 2000, "Characteristics of Three-Dimensional Flow, Heat, and Mass Transfer in a Chemical Vapour Deposition Reactor, " *Numerical Heat Transfer*, Part A, Vol. 37, No. 4, pp. 407~423.
- (12) 오성진, 박 경우, 김기문, 박희용, 1998, "수평 CVD반응기에서의 3차원 혼합대류 열전달특성, " *대한기계학회논문집 B권*, 제22권, 제5호, pp. 672~684.