

타원관형 핀-관 열교환기의 공기측 열유동특성에 대한 수치해석

김승택* · 최윤호** · 김형택***

*아주대학교 대학원 기계공학과, **아주대학교 기계 및 산업공학부

***아주대학교 에너지학과

Numerical Study for Air-Side Flow Characteristics of Fin-Tube Heat Exchangers with Oval-Tube

Seung-Tech Kim*, Yun-Ho Choi** and Hyung-Taek Kim***

Department of Mechanical and Industrial Engineering, Ajou University

Department of Energy, Ajou University

요 약

핀-관 열교환기의 효율을 증대시키기 위하여는 열저항을 결정하는 데 있어서 중요한 역할을 하는 공기측 열전달 특성의 향상이 필요하다. 본 연구에서는 슬릿핀과 같은 핀 형상의 개선으로 인한 높은 압력손실을 감소시키기 위하여 타원관형 열교환기를 고려하였으며 이를 자체 개발한 3차원 비압축성 Navier-Stokes 코드를 이용하여 공기측 성능을 해석하였다. 이 코드는 시간함에 스칼라 내재적 근사분해법(scalar implicit approximate factorization)절차, 공간함에 유한체적법과 2차의 풍상차분법을 사용한다. 핀 형상이 평판인 타원관에 대하여 세장비가 0.3, 0.5, 0.75인 경우와 핀 형상이 슬릿핀이고 세장비가 0.5인 타원관에 대하여 공기측 유동을 해석하였으며 이를 원관의 성능과 비교하였다. 평판핀의 경우, 압력강하량은 원관과 비교하여 세장비가 작아질수록 감소하는 것을 볼 수 있었으며, 열전달 계수는 고려한 유입속도 범위에서 원관을 기준으로 약 5% 이하의 변화로 거의 동일하게 유지되는 것을 볼 수 있었다. 슬릿핀의 경우 역시 문제되는 높은 압력강하량은 타원관을 도입함으로써 효과적으로 낮출 수 있음을 볼 수 있었다.

Abstract — In order to improve the efficiency of the fin-tube heat exchanger, the enhancement of air side heat transfer characteristics which play a major role in determining the thermal resistances is necessary. In the present study, a three dimensional incompressible Navier-Stokes code is used to analyze the air-side performance of oval-tube heat exchanger which expects to reduce the high pressure drop caused by the improvement of fin shape. The code employs scalar implicit approximate factorization in time, finite volume formulation and second order upwind differencing in space. The flow and heat transfer characteristics of oval-tube heat exchanger with plane fin and slit fin are investigated and results are compared with those of round tube heat exchanger. In the case of plain fin, the pressure drop decreases as the aspect ratio decreases and heat transfer coefficient remains nearly the same value within 5% of those of round tube for the velocity range considered. For the slit fin case, it can be seen that the use of oval tube decreases high pressure drop associated with slits effectively.

1. 서 론

기존의 핀-관 열교환기의 공기측 유동 및 열전달 특성에 관한 연구는 대부분 핀 형상의 변화에 관하여 이루어져 왔다. 이러한 핀 형상의 개선은 전열성능을 향상시킬 수는 있었지만 유동저항의 증가로 높은 압력손실이 발생

되고 이로 인하여 열교환기 구동에 있어서 더 많은 동력이 요구되며 소음이 커지는 단점을 나타내고 있다. 이러한 단점을 극복하기 위해서는 핀 형상의 개선과 더불어 관 형상 변화에 따르는 연구가 필요하며 이에 관하여 기존의 원관 대신 유동저항이 작은 타원관에 관한 연구가 현재 국내외에서 활발하게 진행되고 있다^{1)~3)}. 타원관 열

교환기의 장점은 일단 기존의 열교환기에서 관 제조공정만을 교체함으로써 초기 시설투자비가 작게 들며, 공기 유동로의 유선화를 통하여 가용 열전달 면적이 증가하고, 또한 사수영역이 감소함에 따라 압력손실이나 열전달 측면에서 향상된 성능을 나타낸다고 알려져 있다. 이러한 장점에도 불구하고 타원관은 고압내매 사용에 따라 관과 핀의 변형이 발생할 수 있으며 이를 해결하기 위한 연구도 현재 활발히 진행되고 있다¹¹⁾.

현재 이와 같은 고효율의 열교환기를 개발하는 노력은 대부분 예비설계 및 실험을 거쳐, 수정하는 과정을 되풀이하여 필요한 열교환기 성능을 구하는 데 소요되며, 이와 같은 방법은 시간 및 비용적 측면에서 많은 어려움을 내포하고 있다. 그러나 최근에는 컴퓨터 및 수치기법의 급속한 발달에 따라, 열교환기 설계에 수치모사를 이용하는 사례가 점점하고 있으며, 이는 많은 시간과 경비가 필요한 실험횟수를 감소시키며 또한 실험으로 얻기 어려운 국소적인 유동 및 열전달 현상을 제 공함으로써 열 교환기의 열유동 특성을 이해하는 데 큰 도움이 되고 있다.

본 연구에서는 본교에서 자체 개발한 핀-관 열교환기의 공기측 유동 및 열전달 특성을 예측할 수 있는 전산 프로그램¹²⁾을 이용하여 타원관 열교환기에 대하여 계산을 수행하고 이를 원관 열교환기의 성능과 비교하고자 한다. 본 프로그램은 지배방정식으로 가상압축성 방법을 이용한 3차원의 Navier-Stokes 지배방정식을 사용하고, 수치해석 방법으로는 시간항에는 Euler의 내재적 방법을 사용하여 수치 안정성을 높이고, 공간항에 대하여는 유한차분법과 풍상차분법(upwind differencing)을 사용한다. 또한 복잡한 형상에 따른 단일 격자계 생성의 문제점 및 경계조건 적용의 복잡성을 감안하여 다중 블록기법을 사용하였다. 이와 같은 코드를 이용하여 핀 형상이 평판핀인 타원관에 대하여 세장비가 0.3, 0.5, 0.75인 경우와 핀 형상이 슬릿핀이며 세장비가 0.5인 타원관에 대하여 공기측 유동을 해석하고 그 성능을 검토하였다.

2. 지배방정식

2-1. 3차원 Navier-Stokes 지배방정식

핀-관 열교환기 내부 유동해석을 위하여 지배방정식으로 가상압축성을 이용한 3차원 비압축성유동의 연속방정식, 운동량방정식과 에너지방정식을 고려한다. 지배방정식은 보존형을 사용하여, 다음과 같은 직교좌표계의 벡터식으로 표시할 수 있다¹³⁾.

$$\Gamma_v \frac{\partial U_v}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} + \frac{\partial H}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

여기서 독립변수 및 종속변수 벡터 U_v, F, G, H 와 예 조건화 행렬은 다음과 같다.

$$U_v = \begin{pmatrix} p \\ u \\ v \\ w \\ T \end{pmatrix} \quad F = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p - \tau_{11} \\ \rho uv - \tau_{21} \\ \rho uw - \tau_{31} \\ (E+p)u - q_1 - \tau_{11}u - \tau_{12}v - \tau_{13}w \end{pmatrix}$$

$$G = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho uv - \tau_{12} \\ \rho v^2 + p - \tau_{22} \\ \rho vw - \tau_{32} \\ (E+p)v - q_2 - \tau_{21}u - \tau_{22}v - \tau_{23}w \end{pmatrix}$$

$$H = \begin{pmatrix} \rho w \\ \rho uw - \tau_{13} \\ \rho vw - \tau_{23} \\ \rho w^2 + p - \tau_{33} \\ (E+p)w - q_3 - \tau_{31}u - \tau_{32}v - \tau_{33}w \end{pmatrix}$$

$$\Gamma_v = \begin{pmatrix} \beta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ u\beta & \rho & 0 & 0 & 0 \\ v\beta & 0 & \rho & 0 & 0 \\ w\beta & 0 & 0 & \rho & 0 \\ H_0\beta - I & \rho u & \rho v & \rho w & \rho c_p \end{pmatrix} \quad (2)$$

위 식에 나타나는 모든 변수는 밀도 ρ , 속도성분 u, v, w , 압력 p , 온도 T , 전엔탈피 H_0 그리고 단위 체적당 전에너지 E 를 포함하여 표준 기호로 정의되어 있다. 또한 전단응력 텐서 τ_{ij} 와 열속 성분 q_i 는 직교 텐서(cartesian tensor) 표기법으로 다음과 같이 정의된다.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \lambda \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$$

$$q_i = k \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3)$$

여기서 μ, λ 는 각각 점성 계수와 2차 점성계수이며, k 는 열전도계수이다. 2차 점성계수는 Stokes 가설에 의해 $\lambda = -2/3\mu$ 이다.

또한 식(2)의 예조건화 행렬에 나타나는 변수는 가상 압축성 변수이며, 이 변수는 수치기법의 수렴속도를 향상시키기 위하여 지배방정식의 고유값을 같은 크기로 조

절할 수 있게 하며 다음과 같다(자세한 유도과정은 참고문헌 4와 같다).

$$\beta = \frac{1}{V_i^2} \tag{4}$$

여기서 V_i 는 기준값으로서 입구 유동속도를 사용하였다.

2-2. 일반 곡선좌표계 변환

임의의 형상을 가진 물체에 대한 유동장 해석시, 좌표 변환 $(x, y, z) \leftrightarrow (\xi, \eta, \zeta)$ 를 이용한 일반 곡선좌표계를 도입하는 것이 편리하며, 식(1)은 다음과 같은 보존 법칙 형태의 벡터식으로 표시된다.

$$\Gamma_v \frac{\partial U_v}{\partial t} + J \left[\frac{\partial \bar{F}}{\partial \xi} + \frac{\partial \bar{G}}{\partial \eta} + \frac{\partial \bar{H}}{\partial \zeta} \right] = 0 \tag{5}$$

여기서 종속변수 벡터 \bar{F} , \bar{G} 와 \bar{H} 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \bar{F} &= (F\xi_x + G\xi_y + H\xi_z)J \\ \bar{G} &= (F\eta_x + G\eta_y + H\eta_z)J \\ \bar{H} &= (F\zeta_x + G\zeta_y + H\zeta_z)J \end{aligned} \tag{6}$$

여기서 J 는 직교좌표계와 곡선좌표계 사이의 변환 자코비안 $J = 1/\det [\partial(x, y, z)/\partial(\xi, \eta, \zeta)]$ 이다.

3. 수치해석 방법

본 연구에서는 수치해석 방법으로 내재적기법의 시간 전진법을 사용하며, 시간항에 스칼라 내재적 근사분해법 (scalar implicit approximate factorization)⁵⁾⁶⁾, 공간항에 2차의 풍상차분법을 이용한 유한체적법을 사용하였다. 스칼라 내재적 근사분해법 절차는 계산의 효율성을 위하여 ADI⁶⁾와 Pulliam과 Chaussee⁷⁾의 대각화 절차를 이용하여 일반적인 내재적 기법에 요구되는 내재변의 블록 행렬 계산을 피하고 스칼라 행렬로 변환하는 방법으로서 식(5)에 대하여 다음과 같은 3단계로 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} \left[I + J\delta t \left(\frac{\Lambda_\xi + |\Lambda_\xi| \partial^-}{2} \frac{\partial^-}{\partial \xi} + \frac{\Lambda_\xi - |\Lambda_\xi| \partial^+}{2} \frac{\partial^+}{\partial \xi} \right) \right] S_\xi \delta U^* &= S_\xi \Gamma^{-1} \Delta U \\ \left[I + J\delta t \left(\frac{\Lambda_\eta + |\Lambda_\eta| \partial^-}{2} \frac{\partial^-}{\partial \eta} + \frac{\Lambda_\eta - |\Lambda_\eta| \partial^+}{2} \frac{\partial^+}{\partial \eta} \right) \right] S_\eta \delta U^{**} &= S_\eta \delta U^* \tag{7} \\ \left[I + J\delta t \left(\frac{\Lambda_\zeta + |\Lambda_\zeta| \partial^-}{2} \frac{\partial^-}{\partial \zeta} + \frac{\Lambda_\zeta - |\Lambda_\zeta| \partial^+}{2} \frac{\partial^+}{\partial \zeta} \right) \right] S_\zeta \delta U &= S_\zeta \delta U^{**} \end{aligned}$$

여기서 S_ξ , S_η 와 S_ζ 는 역 예조진화 행렬 Γ^{-1} 와 비점성 플럭스벡터의 자코비안의 곱 행렬 $\Gamma^{-1}A$, $\Gamma^{-1}B$ 와 $\Gamma^{-1}C$ 의 고유벡터 행렬이며, Λ_n 는 이의 고유치 행렬이다(여기서 $A = J(\partial F / \partial U)$, $B = J(\partial G / \partial U)$, $C = J(\partial H / \partial U)$). 내재변에

나타나는 미분항의 상첨자(+, -)는 고유치의 부호에 따른 풍상차분의 방향을 표시하며, 이는 내재변이 스칼라 삼선대각 행렬 (scalar tridiagonal matrix)로 나타날 수 있도록 미분항에 대하여는 1차의 풍상차분을 적용하였다. 정상상태의 잔여항 ΔU 는 다음과 같이 표시된다.

$$\Delta U = -\delta t J \left(\frac{\partial \bar{F}}{\partial \xi} + \frac{\partial \bar{G}}{\partial \eta} + \frac{\partial \bar{H}}{\partial \zeta} \right) \tag{8}$$

식(8)의 잔여항을 계산하는 데 있어서는 비점성항에 대하여는 2차의 풍상차분법을 사용하며, 점성항에 대하여는 중심차분법을 적용한다. 비점성항은 Coakley의 특성 변수에 기초한 소산항을 이용한 2차의 풍상차분법을 사용한다⁸⁾.

4. 경계조건

본 연구에서 고려한 핀-관 열교환기의 기하학적 형상은 Fig. 1과 같으며 이는 열교환기의 공기측 유로를 단순화시킨 것으로서, 관배열은 엇갈린 2열관이다. 전체 유로의 길이는 L 이며 관경, 장축길이, 단축길이, 중간격, 횡간격, 핀간격 및 핀두께는 각각 D , E , B , S_L , S_T , F_p , F 로 표시하였다. 계산영역은 x 방향으로 관벽면의 영향을 배제하고 관 후류에서 발생하는 재순환영역을 적절히 포착하기 위하여 입구면은 1열관으로부터 약 5D 앞쪽에 위치하며, 출구면은 핀의 종류에 따라 2열관으로부터

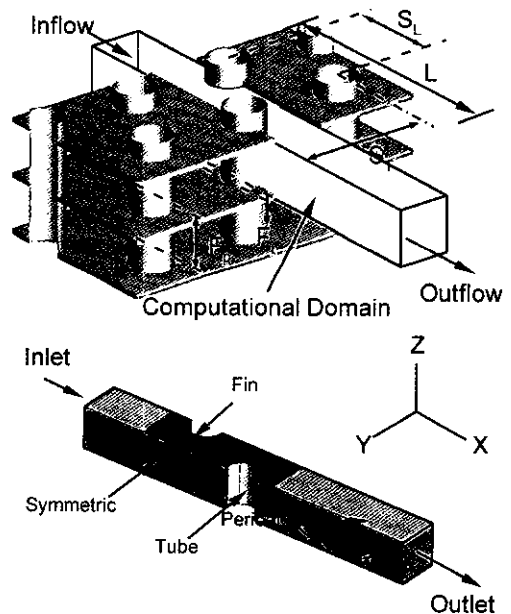


Fig. 1. Schematic of a fin-tube heat exchanger and boundary conditions.

터 10D와 35D 사이에 위치하도록 하였다. 입구면과 출구면의 경계조건은 특성곡선해법(method of characteristics)을 이용하여 입구면에는 정체압력, 일정온도, 유동각도(v/u) 조건을 사용하였고, 출구면에서는 일정압력 조건을 부과하였다. 핀-핀 방향의 상하부면은, 평판핀의 경우 핀과 핀 사이의 유동장이 대칭이 되므로 중간면에 대칭조건을 사용하였으며, 슬릿핀의 경우 핀과 핀 사이가 하나의 계산영역이 되므로 상하부면에 주기 조건을 적용하였다. 모든 관과 핀 벽면에서는 점착조건을 주었으며 일정온도를 유지하는 것으로 처리하였다. 이상의 경계조건은 다음과 같이 요약할 수 있다.

- 입구면 : 정체압력($p^0 = p_{in}^0$), 일정온도($T = T_{in}$), 유동각도($u = \text{const}$, $v = w = 0$)
Riemann Invariant Extrapolation
- 출구면 : 일정 압력($p = p_{exit} = 1 \text{ atm}$),
 u, v, T 외삽법
- 핀-핀 단면 : 평판핀(대칭면) - 대칭 조건
슬릿핀 - 주기 조건
- 관 및 핀 벽면 : 점착조건($u = v = w = 0$),
일정온도($T = T_{wall}$), $(\partial p / \partial n) = 0$

5. 결과 및 검토

본 연구에서는 엇갈린 2열관 형태의 타원관에 대하여 3차원 유동장 해석을 수행하였다. 타원관의 기하학적 형상의 기본 치수는 $S_L = 21.65 \text{ mm}$, $S_T = 25.0 \text{ mm}$, $F_p = 1.3 \text{ mm}$, $F_r = 0.11 \text{ mm}$ 이다. 타원관의 단면적은 관경 9.52 mm의 원관과 동일하게 설정하여 관내를 통과하는 유량이 같도록 하였다(Fig. 2(a) 참조). 계산에서 고려하는 핀 형상은 평판핀과 슬릿핀이며 관의 세장비가 0.3, 0.5, 0.75, 1.0 인 4가지 경우를 고려하였다. 세장비가 1.0인 경우

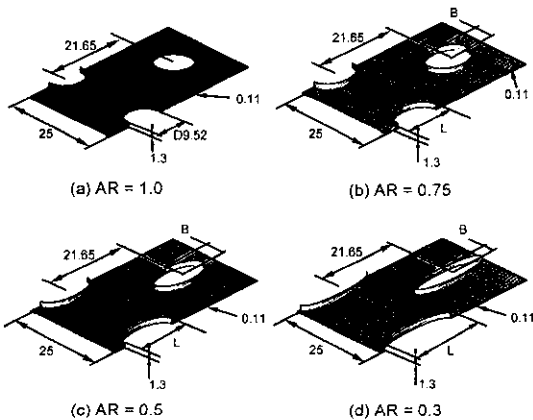


Fig. 2. Geometries for oval-tube with plane fins.

는 원관이고 세장비가 1.0 미만인 경우는 타원관으로 분류할 수 있다. 공기의 유입속도는 0.7 m/s에서 2 m/s의 범위에서 4가지 유속(0.7, 1.0, 1.5, 2 m/s)을 고려하였으며, 유입되는 공기의 온도는 21°C, 벽면의 온도는 45°C이다. 본 연구에서 제시한 열전달 계수는 다음의 식을 이용하여 계산하였다.

$$h = \dot{m}C_p(T_2 - T_1) / A\Delta T_{AM} \tag{10}$$

여기서 \dot{m} 은 질량유량, A는 전열면적, T_1 은 입구온도, T_2 는 출구온도이며, ΔT_{AM} 은 벽면과 공기 사이의 산술평균 온도차이다.

본 연구에서 사용한 코드의 검증은 본 연구의 선행연구인 참고문헌¹³에서 원관 열교환기에 대하여 수치적 또는 실험적 결과와 비교하여 수행하였으므로 생략하며, 본 절에서는 다만 타원관 계산 결과만 제시하기로 한다. 먼저 핀형상이 평판핀인 다양한 타원관 형상에 대해서 계산을 수행하였으며, 그 기하학적 형상은 관의 세장비에 대해서 Fig. 2와 같다. 또한 계산에 사용된 격자계는 Fig. 3과 같으며 모든 경우에 대하여 19개의 다중 블록과 H형 격자계를 사용하였고 각 경우에 사용한 격자수는 그림과 같다.

Fig. 4와 Fig. 5는 공기 유입속도 1 m/s에서의 대칭면, 평판핀면과 대칭면의 중간면 그리고 평판핀면 부근에서의 속도분포와 유선분포를 보여준다. 모든 세장비에 대하여 대칭면 쪽으로 이동할수록 관 주위의 속도가 증가하는 것을 볼 수 있으며 이는 평판핀면에서 멀어질수록 핀에 의한 점성의 영향이 감소하기 때문이다. 세장비가 1.0인 경우, 즉 원관인 경우에는 2열관 후류에서 크기가 약 8D 정도인 비교적 큰 재순환 영역을 볼 수 있으나, 세장비가 작은 타원관인 경우에는 관 주위의 속도가 감

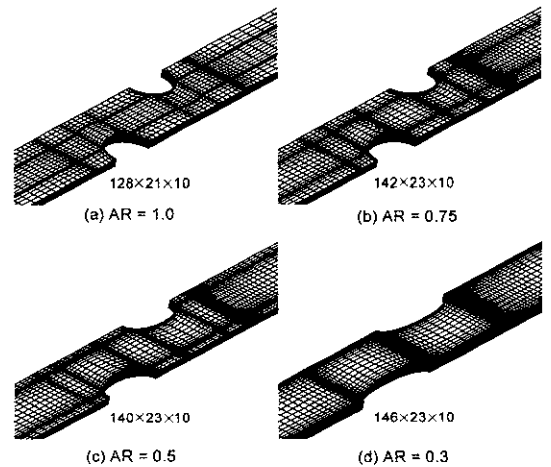


Fig. 3. Grid systems for oval-tube with plane fins.

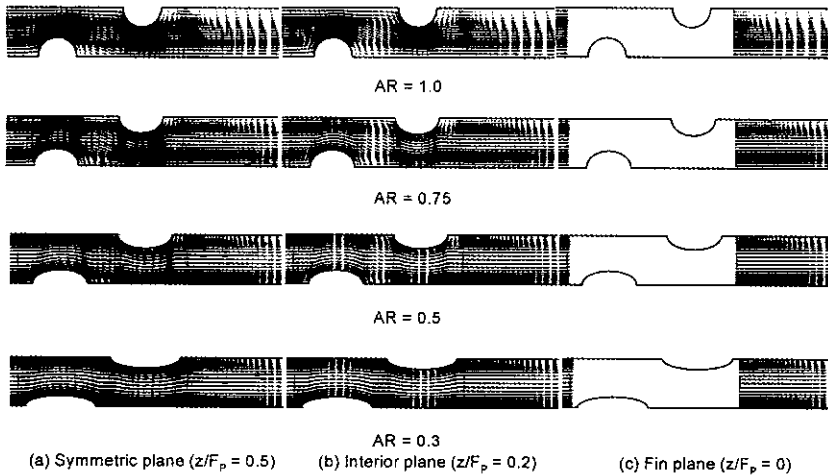


Fig. 4. Velocity vectors on symmetric, interior, and fin plate planes for the inlet velocity of 1 m/s (oval-tube with plane fin).

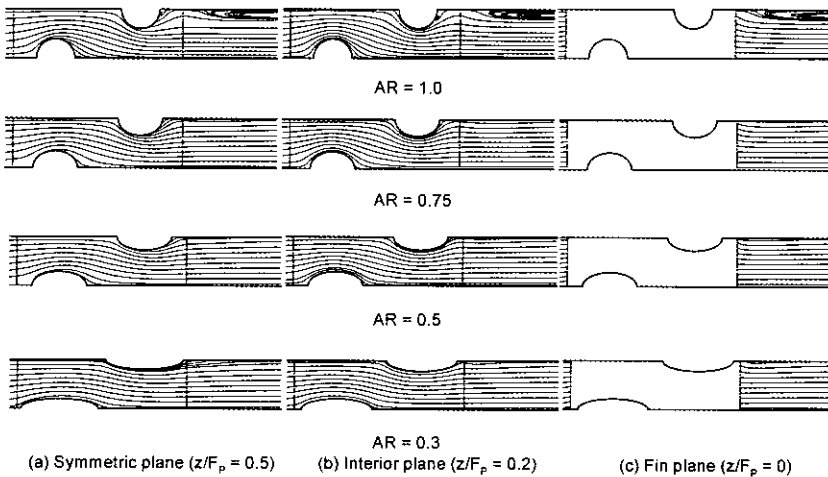


Fig. 5. Streamline contours on symmetric, interior, and fin plate planes for the inlet velocity of 1 m/s (oval-tube with plane fin).

소하고, 2열관 후류의 재순환 영역이 없어지는 것을 볼 수 있다. 이는 관과 관사이의 공기 유로의 유선화를 통하여 유동저항이 감소되어 유동이 안정화되기 때문으로 생각되어지며 이는 또한 전체 압력저항을 감소시킨다.

Fig. 6은 공기 유입속도 1 m/s의 경우 각 단면에서의 세장비에 따른 온도분포를 보여준다. 모든 세장비에 대하여 대칭면에 다가갈수록 강제대류의 영향이 증가하여 1열, 2열관 사이에서 찬 공기의 분포가 증가함을 볼 수 있다. 타원관인 경우에는 세장비의 감소에 따라 유동장의 온도가 빨리 상승하는 것을 볼 수 있으며, 이는 세장비의 감소에 따라 유동로가 넓어짐에 따라 유속이 작아짐에 기인한다. 그러나 세장비 변화에 따른 온도 차

이는 비교적 작은 것을 볼 수 있다.

Fig. 7은 대칭면에서 공기의 유입속도 변화에 따른 유선분포를 보여준다. 유선분포에서는 1 m/s의 저속의 경우 타원관에서 형성되지 않았던 재순환 영역이 2 m/s의 고속으로 속도가 증가됨에 따라 2열관 후류에 형성되는 것을 볼 수 있다. Fig. 7(b)의 2 m/s의 속도의 경우, 세장비가 0.75인 경우에는 1열관 후류에도 작은 재순환 영역이 형성되는 것을 볼 수 있으나 세장비가 감소하면서 이 재순환 영역은 없어지는 것을 볼 수 있다. 같은 경우에 2열관 후류에서는 상당히 큰 재순환 영역이 형성되고, 이는 평판핀 모서리의 영향으로 인하여 2개 와류로 분리되는 것을 볼 수 있다. 이 재순환 영역 역시 세

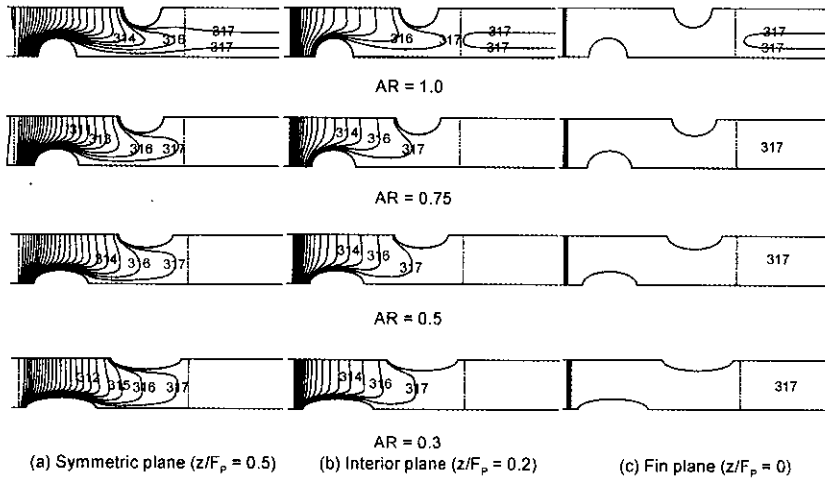


Fig. 6. Temperature contours on symmetric, interior, and fin plate planes for the inlet velocity of 1 m/s (oval-tube with plane fin).

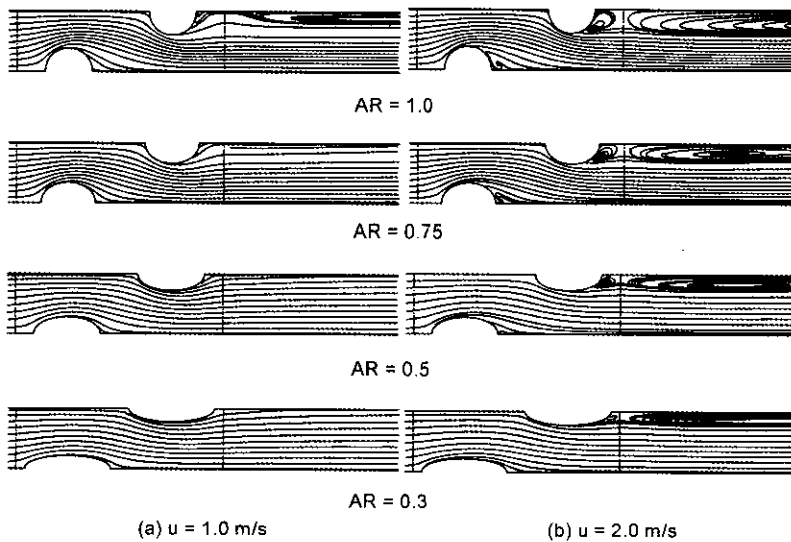


Fig. 7. Streamline contours for various inlet velocities on symmetric plane (oval-tube with plane fin).

장비의 감소에 따라 그 크기가 상당히 작아지는 것을 볼 수 있다. Fig. 8은 공기의 유입속도 변화와 세장비 변화에 따른 대칭면의 온도분포를 보여준다. 속도가 증가함에 따라 강제대류의 영향이 커지게 되어 하류 쪽의 온도가 낮아지는 것을 볼 수 있으나, 세장비가 감소함에 따라서는 그 영향이 감소하여 하류의 온도가 상승하는 것을 볼 수 있다.

본 연구에서는 위 타원관의 열전달 특성을 더욱 향상시킬 목적으로 타원관에 슬릿핀을 적용한 계산을 추가로 수행하였다. 슬릿핀은 유동장 중에 단속적인 표면을

제공하여 경계층이 유동방향으로 발달하는 것을 단속하여 핀 표면에 전반적으로 얇은 경계층을 유지시킴으로써 높은 열전달계수를 얻을 수 있지만 이로 인한 유동저항의 증가로 압력 강하량이 비교적 크게 된다. 이러한 슬릿핀에 타원관을 적용하여 압력저항을 감소시키는 것은 매우 효과적인 것으로 생각되어 타원관에 맞도록 선행 연구에서 사용한 슬릿핀을^[3] 수정, 적용하여 계산을 수행하였으며, 이를 편의상 ES 핀(Elliptical tube-Slit fin)으로 명명한다.

본 연구에서는 슬릿핀에 세장비 0.5인 타원관을 적용

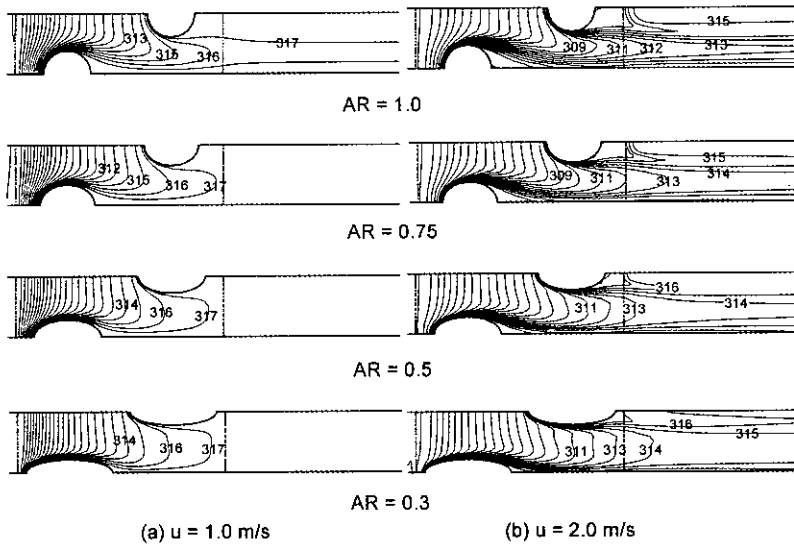


Fig. 8. Temperature contours for various inlet velocities on symmetric plane (oval-tube with plane fin).

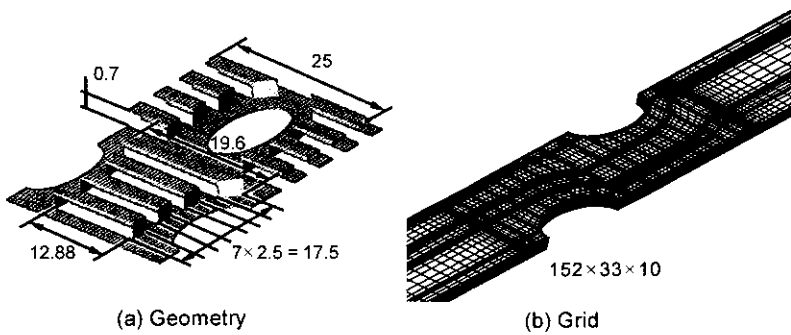


Fig. 9. Geometry and grid systems for oval-tube with slit fins.

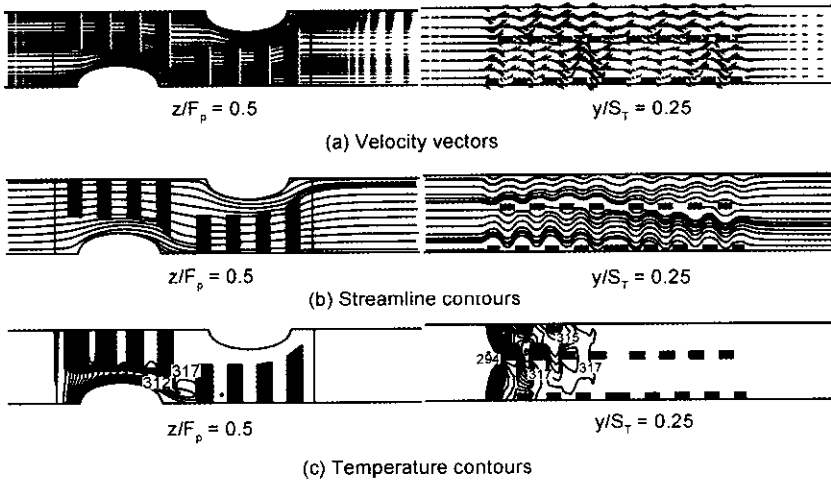


Fig. 10. Velocity vectors, streamline and temperature contours at $z/F_p = 0.5$ and $y/S_T = 0.25$ for the inlet velocity of 1 m/s (oval-tube with slit fin).

시켜 보았으며, 이에 대한 형상과 격자는 Fig. 9와 같다. 367개의 다중 블록을 사용하였으며, 사용한 격자계는 152×33×10의 H형 격자계이다. 그림과 같이 슬릿은 관과 일정거리를 유지하며 그 부착위치 및 형상 역시 적절한 유로를 형성할 수 있도록 관을 둘러싸고 있으며, 각 슬릿의 모양은 관 전후의 상이한 유동특성을 고려하여 필요 없는 유동저항을 줄이기 위해 관에 대하여 비대칭형이다.

Fig. 10은 입구속도 1 m/s에서 슬릿핀에 대하여 핀-핀 사이의 중간 단면과, 관-관 사이의 25% 단면에서의 속도분포, 유선 및 온도분포를 비교한 그림이다. Fig. 10(a)는 속도분포를 보여준다. 핀-핀 사이의 속도분포는 위 평판핀의 결과와 유사하나 슬릿핀의 경우 유동의 흐름이 전체적으로 슬릿의 배열을 따르는 것을 볼 수 있으며, 또한 관과 슬릿 사이의 유동은 슬릿의 모서리 형상을 따라 지나가는 것을 볼 수 있다. 관-관 사이의 유동에서는 슬릿의 존재로 인하여 유동이 크게 교란되며 따라서 상당한 유동의 혼합이 발생하는 것을 볼 수 있다. Fig. 10(b)의 유선에서는 관 후류에 재순환 영역이 나타나지 않는 것을 볼 수 있으며, 이는 슬릿의 부착된 모양이 관을 감싸는 형태로 설계되어 관주위에 유로를 형성하여 관의 후류 쪽에 강제대류의 영향이 증가되고 또한 관의 형상이 타원이므로 유선형 유로가 형성되기 때문인 것으로 보인다. Fig. 10(c)는 동일한 경우의 온도분포이다. 입구공기가 2열관 중간 부분을 통과하면 하류의 온도분포는 평판핀에 비하여 더욱 균일하게 나타나며 또한 상대적으로 높아 거의 관의 표면온도에 근접하는 것을 볼 수

있다(약 5D 후류에서 44.98°C로 나타난다). 이는 슬릿핀의 경우 평판핀 보다 효과적인 열전달이 이루어지고 있음을 보여준다.

Fig. 11은 핀-핀 사이 중간 단면에서 공기의 유입속도 변화에 따른 유동장의 변화를 보여준다. Fig. 11(a)는 유선 분포이며 입구공기의 속도가 증가하여도 1열과 2열관 후류에 재순환 영역이 형성되지 않음을 볼 수 있다. Fig. 11(b)는 동일한 경우의 온도분포로서 낮은 유입속도($u = 0.7$ m/s)에서는 하류의 온도가 거의 관벽의 온도와 같은 값을 가지며 입구속도의 증가에 따라 하류의 온도가 약간 감소함을 볼 수 있다. 핀 하류 5D에서의 평균온도는 속도 0.7 m/s에서의 45°C이며 속도 2 m/s에서는 44.7°C로 약 0.3°C가 감소된다.

Fig. 12는 공기의 유입속도 변화에 따라 평판핀과 슬릿핀을 부착한 원관과 타원관의 압력강하량과 열전달 계수를 비교한 그림이다. 이 그림에서 슬릿핀을 부착한 원관의 결과는 본 연구의 선행 연구 결과인 참고문헌⁽¹⁾을 사용하였다. 핀 형상이 평판핀인 경우, 압력강하량은 고려한 유입속도 범위에서 원관의 경우를 기준으로 세장비가 0.3인 경우는 약 0.77배~0.69배, 0.5인 경우는 약 0.83배~0.77배, 0.75인 경우는 약 0.87배~0.93배로 감소하였다. 즉 세장비가 작을수록 압력강하량이 감소하는 것을 볼 수 있다. 이에 반해 열전달 계수는 고려한 유입속도 범위에서 원관을 기준으로 약 5% 이하의 작은 범위에서 대부분의 영역에서 원관과 타원관이 거의 동일한 것을 볼 수 있다. 핀 형상이 슬릿핀인 경우, 압력강하량은 원관을 기준으로 타원관은 약 0.8배~0.9배의 감

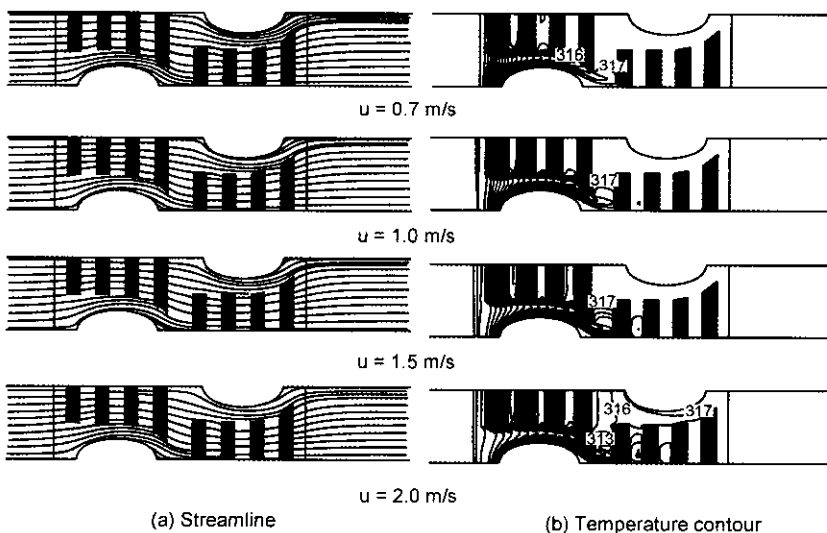


Fig. 11. Streamline and temperature contours for various inlet velocities on symmetric plane (oval-tube with slit fin).

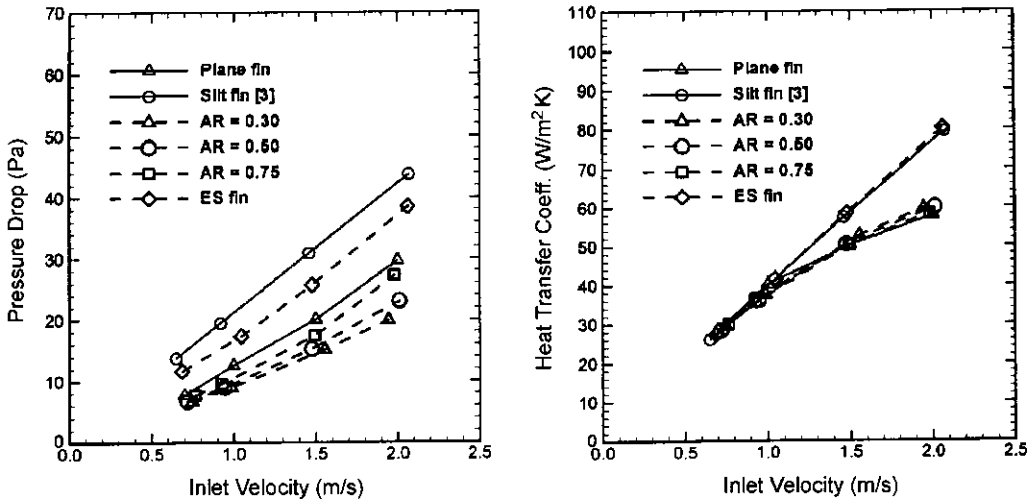


Fig. 12. Comparison of pressure drop and heat transfer coefficient for plane fin, slit fin and oval-tube with plane fin and slit fin.

소가 있으며 열전달계수는 약 1% 정도의 작은 차이로 거의 일치하는 것을 볼 수 있다. 즉 평판편의 경우, 타원관을로의 관 형상의 변화를 통해서 전열성능은 유지하면서 압력강하량을 감소시킬 수 있으며, 또한 평판편에 비해 상대적으로 전열성능이 뛰어난 슬릿핀의 경우에도, 문제되는 높은 압력강하량은 역시 타원관을 도입함으로써 효과적으로 낮출 수 있음을 기대할 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 가상압축성을 이용한 3차원 Navier-Stokes 코드를 이용하여 공조기기의 중요 구성요소인 핀-관 열교환기의 공기측 유동 및 전열특성에 대한 수치 해석을 수행하였다. 지배방정식으로는 층류의 3차원 비압축성 유동의 연속 방정식, 모멘텀 방정식과 에너지 방정식을 고려하였다. 수치해석 기법으로는 시간함에 Euler의 내재적 방법을 기본적인 적분방법으로 사용하고, 공간함에 대하여는 유한 체적법과 풍상차분법을 사용하였다. 이와 같은 코드를 사용하여 핀 형상이 평판편, 슬릿핀인 타원관에 대한 다양한 계산을 수행하고 그 성능을 비교하였으며, 본 연구에서는 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 공기의 유입속도 1 m/s인 저속의 경우, 핀 형상이 평판인 타원관에서는, 원관의 경우 관 후류에 나타나는 큰 재순환 영역이 소멸하는 것을 볼 수 있었다. 유입속도가 증가됨에 따라 관 후류에서 재순환 영역이 다시 생성되거나 세장비가 감소함에 따라 그 크기는 감소하는 것을 볼 수 있었다. 이는 관과 관사이의 공기 유로의 유

선화를 통하여 유동저항이 감소되어 유동이 안정화되기 때문으로 생각된다.

(2) 타원관의 열전달 특성을 향상시킬 목적으로 세장비가 0.5인 타원관에 슬릿핀을 적용시켜 보았다. 관 후류에서 재순환 영역이 거의 나타나지 않는 것을 볼 수 있었으며, 이는 슬릿의 부착된 모양에 의해서 관 주위로 유로가 형성되어 강제대류의 영향이 증가되고 관의 형상이 타원이기 때문으로 생각된다.

(3) 압력강하량은 원관과 비교하여 세장비가 작아질수록 감소하는 것을 볼 수 있었다. 반면 열전달 계수는 고려한 유입속도 범위에서 원관을 기준으로 약 5% 이하의 변화로 거의 동일하게 유지되는 것을 볼 수 있었다. 즉 관 형상의 변화를 통해서 전열성능을 유지하면서 압력강하량을 낮출 수 있다고 결론 지을 수 있다. 이러한 결론은 전열성능이 뛰어난 슬릿핀의 사용시 문제되었던 높은 압력강하량을 타원관을 도입함으로써 효과적으로 낮출 수 있을 것이라고 기대된다.

사용기호

- A : 전열 면적 [m²]
- AR : 세장비, AR = B/E
- B : 단축 길이 [mm]
- C_p : 정압 비열 [J/(kg · K)]
- D : 관경 [mm]
- E : 장축 길이 [mm]
- ES : 슬릿핀 타원관
- F_p : 핀간격 [mm]

F_i	: 핀두께 [mm]
h	: 대류 열전달계수 [$W/(m^2 \cdot K)$]
\dot{m}	: 공기의 질량유량 [kg/s]
p	: 압력 [$Kg/(m \cdot sec^2)$]
S_L	: 열간격 [mm]
S_T	: 단간격 [mm]
T	: 온도 [K]
ΔT_{AM}	: 산술평균 온도차 [K]
β	: 기상압축성 변수
τ_w	: 전단응력 [N/m^2]

참고문헌

1. 윤점열, 이관수: "차세대를 위한 신형상 열교환기 연구개발동향", 공기조화 냉동공학회 논문집, 제27권, 제3호, 253-263 (1998).
2. Jang, J.Y. and Yang, J.Y.: "Experimental and 3-D Numerical Analysis of the Thermal-Hydraulic Characteristics of Elliptic Finned-Tube Heat Exchangers", *Heat Transfer Engineering*, 19, 55-67 (1998).
3. 김승택, 최윤희: "공조용 핀-관 열교환기의 공기측 열유동특성에 대한 수치모사", 한국에너지공학회 논문집, 제9권, 제4호, 309-318 (2000).
4. Merkle, C.L.: "Preconditioning Methods for Viscous Flow Calculations", *Computational Fluid Dynamics Review*, M. Hafez and K. Oshima (eds.), John Wiley & Sons Ltd., Chichester, England, 419-436 (1995).
5. Coakley, T.J.: "Implicit Upwind Methods for the Compressible Navier-Stokes Equations", *AIAA Journal*, 23, 374-380 (1985).
6. Choi, D and Knight, C.J.: "Computation of Three Dimensional Viscous Linear Cascade Flows", *AIAA Journal*, 26, 1477-1482 (1988).
7. Pulliam, T.H. and Chaussee, D.S.: "A Diagonal Form of an Implicit Approximate Factorization Algorithm", *Journal of Computational Physics*, 39, 347-363 (1981).