

원형 단면관 내 미세 환의 형상 변화에 따른 열·유동 특성 및 최적 형상 개발에 관한 수치 해석

한 동 혁[†], 이 규 정
고려대학교 공학기술 연구소[†], 고려대학교 기계 공학과

Numerical Investigation of Thermal Characteristics and Geometrical Optimization in circular tubes with micro fins

Dong-Hyouck Han, Kyu-Jung Lee

[†]Research Institute of Engineering & Technology, Korea University, Seoul 136-701, Korea
Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

ABSTRACT: A numerical investigation of single phase heat and flow characteristics in circular tubes with a single set of spiral micro fins was performed with varying geometrical parameters like fin height, spiral angle, and number of fins. The properties of 40°C water was used as a working fluid to simulate a condenser and the RNG k-ε turbulence model was adopted. Calculation results were obtained in fully developed turbulent flow with constant surface heat flux boundary condition. Relative terms were introduced to investigate the substitution effect of conventional smooth tubes. The dimensionless terms were the heat transfer enhancement factor, the pressure drop penalty factor, and the efficiency index. Additionally, a numerical optimization was carried out to maximize thermal performance with the concept of the robust design. A statistical analysis showed that fin height interacts with number of fins and spiral angle.

Key words: Spiral micro-fins(나선형 미세 환), Geometrical factor(형상 인자), Numerical optimization(수치 최적화), 단상 유동(Single phase), 강건 설계(Robust design)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m²]
 D : 내경 [m]
 Eh : 열전달 향상 계수, $h_m A_m / h_s A_s$
 F_o : 오차 분산과의 비, V / V_e

h : 열전달 계수 [W/m²K]
 n : 실험 반복수
 P : 압력 [N/m²]
 PF : 압력 강하 손실 계수, $\Delta P_m / \Delta P_s$
 S : 요인별 변동
 T : 총합
 u : 유속 [m/s]
 u_τ : 마찰 유속, $\tau_w^{0.5} / \rho^{0.5}$ [m/s]
 V : 분산
 y : 벽면으로부터의 거리 [m]
 y^+ : 무차원 벽면에서의 거리, $u_\tau y / \nu$

[†]Corresponding author
Tel.: +82-2-3290-3756; fax: +82-2-928-9768
E-mail address: microfin@korea.ac.kr

z : 유동 거리 [m]

그리스 문자

- α : 통계 인자, 1-신뢰구간
- Δ : 차이
- ϕ : 자유도
- η : 효율 지수, Eh/Pf
- μ : 모평균
- ν : 동점도 계수 [m^2/s]
- τ_w : 벽면 전단 응력, $(D/4)(\Delta P/\Delta z)$

하첨자

- a, b, c : 인자
- e : 유효, 또는 오차
- m : 미세 현 관
- r : 반경 방향
- s : 평활관
- z : 유동 방향
- θ : 원주 방향

1. 서론

공조기기의 열교환기 소재로 이용되는 미세 현관은 4~20 mm의 원형 단면 관 내측에 50~70개의 현, 0.14~0.52 radian의 현 나선각, 0.1~0.2 mm의 현 높이(관경의 3% 이내)를 갖는데, 압력강하량의 증가에 비해 상대적으로 열전달 향상 정도가 뛰어난 것으로 알려져 있다. 현재까지 미세 현 관들에 대한 이상 유동 상황 하의 연구는 활발하게 이루어졌으나 응축기에서의 과냉 상태 혹은 증발기의 과열 상태 등 단상 유동에 관한 연구는 상대적으로 미미한 상황이다. Han and Lee⁽¹⁾와 Wang et al.⁽²⁾은 각각 다수의 나선형 미세 현을 갖는 관들에 관한 단상 유동 실험을 통해 열전달 및 마찰 계수 상관식을 보고 하였으나, 체계적인 형상 인자에 대한 고찰은 부족하였으며 Han and Lee⁽³⁾는 수치 해석을 통해 미세 현의 형상 변화에 따른 단상 유동 압력 강하 특성은 연구하였으나 열전달 특성은 고찰하지 않았다. Wang and Rose⁽⁴⁾는 미세 현 관에서의 단상 유동 상관식들을 수집 정리하여 실험값들과 비교

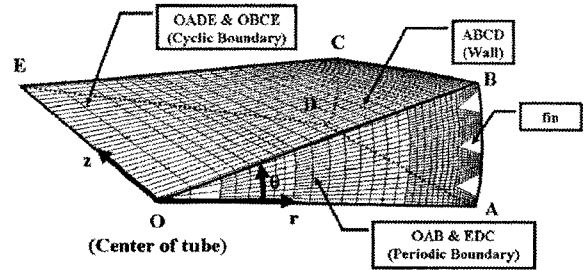


Fig. 1 Numerical structure

하였으며 개별 상관식들은 개발에 이용되지 않은 형상에 대해서는 적절치 못한 예측값을 산출한다고 보고하였다. 따라서 본 연구에서는 미세 현의 대표적인 형상 인자인 현 수, 현 나선각, 현 높이가 열전달 및 유동 특성에 미치는 영향을 평활관과 비교하여 나타내고, 강건 설계 기법을 이용하여 특정 유동 조건에서 최적 형상을 도출하였다.

2. 수치해석 절차 및 방법

형상 인자가 유동 특성에 미치는 영향을 고찰 하기에 앞서, 격자 의존성 평가 및 실험 결과와의 비교가 이루어졌다. 실험 결과와의 비교를 위해 Han and Lee⁽¹⁾의 실험값이 이용되었다. 비교된 관 형상은 관내 최대 반경 3.23 mm, 현 높이와 관내 최대 직경간 비 0.023, 현들의 나선각 0.314 radian, 현의 정점각 0.925 radian, 원주 방향 현의 수 60개이다.

그림 1에는 본 해석에 이용된 전형적인 해석 모형이 나타나있다. 수치 해석은 상용 CFD 프로그램인 STAR-CD가 사용되었으며, 벽면 부근의 최초 격자 위치는 해석과 격자 재구성을 반복하여 $y^+ \approx 1$ 인 곳에 위치 시켰다. 벽면에 위치된 최초 격자로부터 관내 중심부를 향해 격자 크기를 점차 1.1배씩 증가 시키면서 격자를 구성하였다. 형상 인자에 따라 동일한 Reynolds 수에서도 $y^+ \approx 1$ 인 곳의 위치는 다소 차이가 있으므로 유동 방향(z) 정면부의 전체 격자수는 차이가 있다. 내경 수 mm 이상의 관 내부에서 고속 유동이 존재할 경우 중력에 의한 효과는 무시될 수 있으므로 관 중심부에서 반경 방향 동일 거리에서의 유동 특성은 일정하게 된다. 따라서 주 유동 방향에 수직인 단면 중 일부분만이 해석을 위해 고려되었고 유동 방향의 양 측면은 순환 경계 조건(Cyclic boundary condition)을 부과 하였다. 완

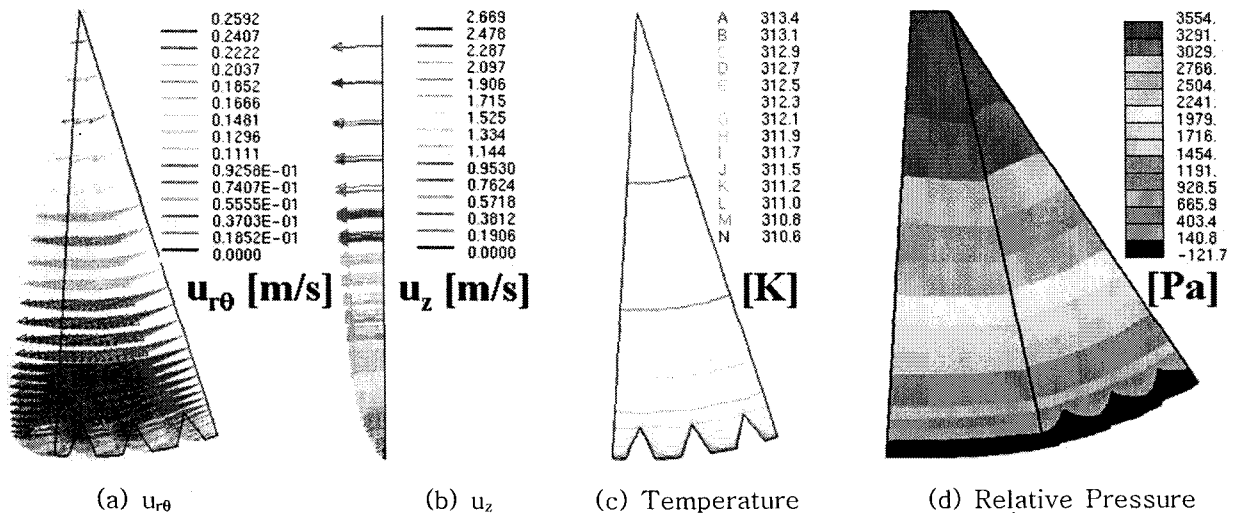


Fig.2 Typical velocity, temperature, and pressure drop contour

전 발달 상태의 유동 조건을 획득하기 위해서는 관의 길이가 지나치게 길어져 해석에 요하는 시간이 과도하게 요구되므로 입구와 출구에 주기 경계 조건(Periodic boundary condition)을 적용하였으며 해석 단계 간의 온도, 속도 등의 해석 대상의 상대 오차가 1×10^{-4} 보다 작을 경우 수렴하도록 하였다. STAR-CD는 유한 체적법(Finite Volume Method)을 사용하며 본 계산에서는 SIMPLE 알고리즘이 사용되었다. 3차원 원통 좌표계에서 내부 유동을 기술하기 위해 연속 방정식과 운동 방정식에 정상 상태(steady state), 비압축성 유동(incompressible flow), 뉴턴 유체(Newtonian fluid) 가정을 도입하였으며 점착 조건(non-slip condition)이 벽면에 적용되었다. 응축기를 모사하기 위하여 벽면에는 일정 열유속이 감해졌다. 또한 층류 저층이 완전히 파괴되기 이전 영역(Reynolds 수 10000 미만)에서는 $y^+ = 1$ 인 곳의 위치가 대부분의 영역에서 원의 크기를 상회하여 원의 영향을 파악할 수 없으므로 본 연구에서는 Reynolds 수 10000이 넘는 완전 난류 영역에서 수치 계산을 행하였다.

격자 의존성을 평가하기 위하여 반경 방향 및 주유동 방향으로 격자를 점차적으로 증가시키면서 관내 압력 강하량, 관내 온도, 유속 등의 해석 값이 비교되었으며 최종적으로 그림 1과 같은 형태가 채택되었다. 격자 수에 따른 압력 강하량의 상대 차는 1.5% 이하였고 온도 차는 없었다.

난류 모형은 이전의 연구⁽³⁾에서 우수한 예측 성능을 보인 RNG $k-\epsilon$ ⁽⁵⁾이 이용되었으며 실험값

과 비교하였을 때 열전달 계수는 9%, 압력 강하량은 15% 이내에서 일치하였다.

그림 2에는 40°C의 물이 관내를 흐르며 관 벽면에서 일정 열유속이 감해질 때의 전형적인 반경 및 원주 방향, 주 유동 방향 속도 분포, 온도 및 압력 구배가 나타나있다. 반경 및 원주 방향 속도는 원 주위에서 상대적으로 큰 비를 차지하며 이는 미세 원 관의 유동 특성에 영향을 미치게 됨을 파악할 수 있다. 모든 분포는 원 간 중간 지점을 경계로 대칭적인 분포를 보이고 있으며 이는 양 측면의 순환 경계 조건으로 인한 것이다.

3. 해석결과 및 고찰

3.1 형상 인자의 영향

형상 인자의 영향을 파악하기 위하여 최대 직경 6.46 mm인 관내에서 Reynolds 수 및 원 첨각(apex angle)을 각각 20,000 및 53°로 고정하고 원 높이(상대 조도 1.5~3.1%), 나선각(0.087~0.524 radian), 원 수(50~70개)를 체계적으로 변화시키며 압력 강하량 및 열전달 계수를 수치 해석을 통해 획득하였다. 기본 형상은 나선각 0.314 radian, 상대 조도 2.3%, 원 수는 60개이다. 평활관의 대체 효과를 가늠하기 위하여 열전달 향상 계수(Eh , heat transfer enhancement factor), 압력강하 손실 계수(PF , pressure drop penalty factor), 효율지수(η , efficiency index)가 다음과

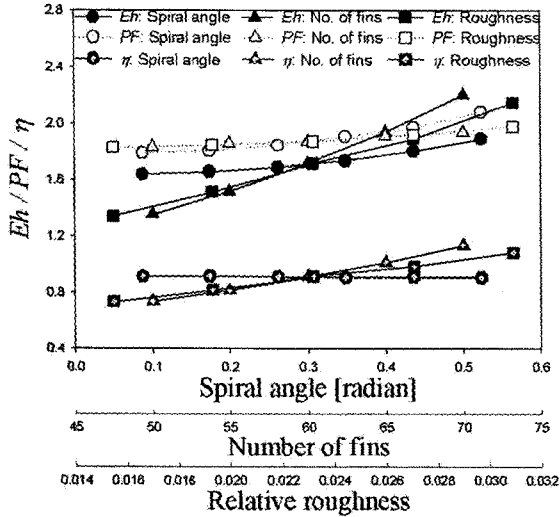


Fig. 3 Geometrical effect on parameters

같이 정의되어 이용되었다. 각 인자는 미세 환관을 평활관으로 대체 하였을 때의 상대적 성능비로, 열전달 향상 계수는 전열 면적 향상을 포함한 실제 전열량의 증가를 의미하며, 압력 강하 손실 계수는 압력 강하량의 증가량, 효율 지수는 열전달 향상 계수와 압력 강하 손실 계수간의 비로 실제 평활관을 미세 환관으로 대체 시 성능 평가에 가장 중요하게 고려되어야 할 인자이다.

$$Eh = A_m h_m / A_s h_s \quad (1)$$

$$PF = \Delta P_m / \Delta P_s \quad (2)$$

$$\eta = Eh / PF \quad (3)$$

그림 3에는 형상 인자의 영향이 나타나 있다. 열전달 향상 계수 및 압력 강하 손실 계수는 환수, 환 높이, 나선각의 증가와 함께 커졌다. 압력 강하 손실 계수 및 열전달 향상 계수는 각각 나선각 및 환수에 가장 민감하게 변화하였다. 나선각이 압력 강하 손실 계수에 미치는 영향은 나선각 15° 이상에서 뚜렷하게 나타났으며 그 이하에서는 큰 차이를 보이지 않았다. 열전달 향상 계수의 차이는 전열면적의 증가와 연관 된다. 본 해석 범위에서 나선각이 5°에서 30°로 증가함에 따라 향상되는 전열면적은 8% 정도에 불과하나 환수가 50에서 70개로 증가되면 상응하는 전열면적은 19%, 상대 조도가 1.5에서 3.1%로 증가하는 경우에는 전열면적이 약 38% 증가하는 효과가 있다. 실제 전열면적 증가 효과를 제외한 열

Table 1 Orthogonal arrays

no.	a	b	ab	c	ac	bc	e
1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	2	2	2	2
3	1	2	2	1	1	2	2
4	1	2	2	2	2	1	1
5	2	1	2	1	2	1	2
6	2	1	2	2	1	2	1
7	2	2	1	1	2	2	1
8	2	2	1	2	1	1	2

전달 향상 계수는 본 질에 이용된 형상들에서는 최대 1.32 정도에 불과하다. 즉 미세 환관의 열전달 향상 정도는 전열면적 증가와 밀접한 관계가 존재함을 알 수 있다. 반면 효율 지수는 환수에 가장 민감하였으며 이는 환수의 변화에 따른 압력 강하 증가량이 열전달 향상 정도에 비해 상대적으로 작았기 때문이다. 반면 효율 지수는 나선각의 변화에 따라 큰 차이를 보이지 않았다. 본 결과는 해석에 이용된 형상, 열 경계 조건, 유동 조건에 국한된다.

3.2 최적 형상의 도출

형상 인자의 영향이 체계적으로 연구되었다 하더라도 인자 간의 교호 작용이 존재하거나 기본 형상 구조, Reynolds 수, 용도(응축기 또는 증발기) 등의 변화에 따라 상이한 특성이 나타날 수 있다. 따라서 본 질에서는 내경 7 mm 관에서 Reynolds 수를 20000, 열유속을 30 kW/m², 환첨각을 0.8727 radian으로 고정한 상태에서 환수, 나선각, 환 높이를 형상 인자로 고려하여 최적 형상을 도출하였다. 최적 형상은 최대 효율 지수를 갖는 형상이다. 응축기를 모사하기 위해 작동 유체로는 40°C의 물이 이용되었다. 환첨각의 변화에 따라 전열면적의 변화가 발생하여 열전달 향상 계수 및 효율 지수에 영향을 미칠 것으로 예측되나 미세한 환들의 첨각을 균일하게 가공하는 것이 어려움으로 본 해석에서는 균일한 환첨각을 갖는 것으로 단순화하였다. 최적화 형상의 도출을 위하여 강건 설계 기법⁽⁶⁾(robust design 혹은 Taguchi method)을 이용 하였다. 강건 설계 기법은 복잡한 최적화 기법을 이용하지 않고도 실험 혹은 해석 횟수를 감소시키는 장점이 있다. 본 연구에서는 2수준(level), 3인자(환

Table 2 ANOVA

factor	S	ϕ	V	F_0	F(0.1)
a	0.014786	1	0.014786	809.1	39.9
b	0.028977	1	0.028978	1586	39.9
ab	4.119E-5	1	4.119E-5	2.3	39.9
c	0.000389	1	0.000389	21.3	39.9
ac	0.008896	1	0.008896	486.8	39.9
bc	0.005218	1	0.005218	285.6	39.9
e	1.827E-5	1	1.827E-5		
T	0.058326	7			

수, 흰 높이, 나선각) 배치를 위한 $L_8(2^7)$ 직교배열표가 이용되었다. 흰 수, 나선각, 흰 높이를 각각 a, b, c로 표시하고, 하첨자를 이용하여 수준을 표시하였다. 또한 교호작용을 파악하기 위하여 표 1과 같이 해석 경우를 배치하였다. 즉 a 및 b 인자의 교호 작용 효과는 ab 열에 나타나게 된다. a, b, c 인자가 모두 교호 작용이 나타나는 열은 7열이지만 이러한 경우는 극히 희박하므로 8열에는 오차 인자를 배치하였다. 즉, e는 오차 인자이다. 첫 번째 수준은 $(a_1, a_2), (b_1, b_2), (c_1, c_2)$ 에 대해 각각 (50개, 70개), $(5^\circ, 30^\circ), (0.1 \text{ mm}, 0.25 \text{ mm})$ 로 하였다. 이 경우 총 8개의 형상이 제작되어 해석에 이용되며 각 경우의 해석 결과를 토대로 작성한 분산분석표(ANOVA, Analysis of variance between groups)는 표 2와 같다. 여기서 ϕ 는 자유도(degree of freedom), S는 요인별 변동, V는 분산, F_0 는 각 인자의 오차 분산과의 비, $F(0.1)$ 은 F 분포표로부터 인자 및 오차의 자유도를 이용해 얻어진 값이다. 인자 ab 및 c의 F_0 가 상대적으로 작으므로 이를 오차에 풀링(pooling)시켜 분산분석표를 다시 작성하면 표 3과 같다. 수준 영역에서 a, b, ac, bc 인자는 유의 수준 10% 및 5%에서 모두 유의하다. 즉 흰높이 자체는 본 해석 조건에서 효율 지수에 큰 영향을 미치지 못하나, 나선각 및 흰 수와 교호작용을 통해 영향을 미침을 알 수 있다. 본 첫 번째 시도에서의 최적 조건은 $a_2b_2c_1$ 이다. 앞 절의 형상 인자 변화에 따른 경향과 달리 나선각이 큰 경우 (30°) 에는 흰 높이가 증가해도 효율 지수는 감소하였는데, 이는 압력 강하량 증가 정도가 열전달 향상 정도를 상회하였기 때문이다.

최적 조건 도출을 위한 2차 시도를 위해서 이전 단계에서 이용된 수준 차를 황금 분할률(Golden section rule), 0.6183을 이용하여 최적

Table 3 ANOVA after pooling

factor	S	ϕ	V	F_0	F(0.1)	F(0.05)
a	0.014786	1	0.01479	98.97	5.54	10.1
b	0.028978	1	0.02898	194.0	5.54	10.1
ac	0.008896	1	0.00890	59.54	5.54	10.1
bc	0.005218	1	0.00522	34.93	5.54	10.1
e	0.000448	3	0.00015			
T	0.058326	7				

조건에 근접하게 내분하여 결정된 내분점과 이전 단계의 최적 조건을 새로운 수준으로 설정한다. 2차 시도를 위해 새로이 설정된 수준은 $(a_1, a_2), (b_1, b_2), (c_1, c_2)$ 에 대해 각각 (62개, 70개), $(20^\circ, 30^\circ), (0.1 \text{ mm}, 0.16 \text{ mm})$ 로 설정하였으며 표 2 및 3과 동일한 과정의 분산 분석을 하였다. 2차 시도를 통해 얻어진 최적 조건은 $a_2b_2c_2$ 이며 이를 토대로 3차 시도를 위해 새롭게 설정된 수준은 $(a_1, a_2), (b_1, b_2), (c_1, c_2)$ 에 대해 각각 (67개, 70개), $(26^\circ, 30^\circ), (0.14 \text{ mm}, 0.16 \text{ mm})$ 이다. 3차 시도를 통해 밝혀진 유의한 인자는 a와 b로 나타났으며 구간이 협소하며 인자에 따른 경향이 명확하므로 3차 시도로부터 도출된 흰 수 70개, 흰 높이 0.14 mm, 나선각 30° 가 최적 조건으로 채택되었다. 앞 절에서 시도된 형상 인자의 영향만을 개별적으로 고찰한 결과 만을 통해 최적 조건을 추측할 경우 흰 높이가 큰 형상이 채택될 것으로 예측되며 나선각은 큰 영향을 주지 못할 것으로 예상된다. 그러나 인자 간 교호 작용이 존재할 경우 이러한 예측은 어긋나게 될 수 있다.

최적 조건에서의 효율 지수의 모평균(μ) 및 95% 신뢰구간을 계산하면 다음과 같다.

$$\mu(a_2b_2) = (\bar{a}_2 - \bar{b}_2) - \bar{T} = 1.14098 \quad (4)$$

유효 반복수 (n_e)와 t 분포표를 이용하여 아래 식을 통해 신뢰구간은 (1.1516, 1.1304)로 얻어졌다.

$$\frac{1}{n_e} = \frac{1}{n_a} + \frac{1}{n_b} \quad (5)$$

$$\mu(a_2b_2) \pm t(\phi_e; \alpha/2) \sqrt{\frac{V_e}{n_e}} \quad (6)$$

수치 해석을 통해 얻어진 최적 형상은 실제 시험편을 제작하여 실험을 통해 검증되어야 하며, Han and Lee⁽¹⁾의 실험 결과에서 나타나듯이 미세 원 관에서의 마찰 계수는 난류 영역에서도 형상과 Reynolds 수에 따라 변화하므로 특정 Reynolds 수에서 도출된 최적 형상은 유속과 물성치가 변화하게 되면 유효하지 않다. 또한 미세 원 관은 내부 나선각으로 인해 증발기 및 응축기에서 각기 다른 열적 특성을 나타낸다. 증발기에서는 관 중심부에서의 저온 고밀도 유체가 주 유동 방향에 대해 나선형으로 배열된 원들에 의해 유발된 2차 유동에 의해 관 벽면의 고온 저밀도 부로 이동하게 되어 열전달에 유리하지만, 응축기에서는 이러한 원심력이 온도차가 존재하는 성층류를 유지 하는 데 이용되므로 증발기에 비해 열 성능 특성이 저하하게 된다. 이러한 복잡한 열교환기 내 열 및 유동 특성 변화는 열교환기 최적화의 어려움을 유발한다.

4. 결 론

수치 해석을 통해 미세 원이 내부에 형성된 원형 단면관에서 형상 인자의 변화에 따른 열전달 및 압력 강하 특성이 평활관과 비교되어 고찰되었다. 형상 인자는 원 수, 나선각, 원 높이가 고려되었다. 응축기를 모사하기 위해 작동 유체로 40°C의 물이 이용되었으며 관 외벽에서는 감열이 이루어지도록 벽면 열 경계 조건이 부과되었다. 완전 발달 난류 유동 영역에서의 수치 해석을 위해 RNG k-ε 모형이 이용되었다. 평활관 대체 효과를 파악하기 위하여 열전달 향상 계수, 압력 강하 손실 계수, 효율 지수와 같은 평활관과의 상대 지수들이 정의되어 이용되었다.

해석에 이용된 특징 형상에서의 효율 지수는 원 높이 및 원 수에 따라 증가하였으며 이는 전열 면적의 증가와 밀접한 관계가 있다. 반면 나선각에 따른 효율 지수는 크게 변화하지 않았다.

최적 형상을 도출하기 위하여 강건 설계 기법이 이용되었으며 분산 분석을 통해 최적 형상이 도출되었다. 도출된 최적 형상이 적용될 경우 약 13내지 15%의 전열 성능 향상이 이루어질 것으로 예상된다. 원 높이는 원 수 및 나선각과 교호 작용이 있는 것으로 나타났다. 최적 형상은 유동 및 물성치의 변화, 가열 혹은 냉각 조건 등에 따

라 변화하므로 열기기의 작동 범위에 따라 적절하게 도출되어야 한다.

참고문헌

1. Han, D. and Lee, K., 2005, Single-phase heat transfer and flow characteristics of micro-fin tubes, Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 1657-1669.
2. Wang, C. C., Chiou, C. B. and Lu, D. C., 1996, Single phase heat transfer and flow friction correlations for microfin tubes, Int J. Heat and Fluid Flow, Vol. 17, pp. 500-508.
3. Han, D. and Lee, K., 2004, Numerical Investigation of the flow characteristics in circular tube with spiral micro-fins, Proceedings, SAREK Summer Conference, pp. 937-942.
4. Wang, H. S. and Rose, J. W., 2004, Prediction of effective friction factors for single-phase flow in horizontal microfin tubes, Int. J. Refrigeration, Vol. 27, pp. 904-913.
5. Yakhot, V. and Orszag, S. A., 1992, Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique, Phys. Fluids A, Vol. 4, No. 7, pp. 1510-1520.
6. Lee, S. B., 2000, Taguchi method, 1st Ed., Sangjo Publishing.