

내부핀이 부착된 원형관 열교환기의 형상 최적화

이주희* · 이상환** · 박경우† · 최동훈***

Shape Optimization of a Heat Exchanger with Internally Finned Tube

Juhee Lee, Sanghwan Lee, Kyoungwoo Park and Dong-Hoon Choi

Key Words : Optimization(최적화), Heat Exchanger(열교환기), Internally Finned Tube(내부핀이 달린 원형관), Nusselt Number(누셀트 수), Friction Factor(마찰계수), Periodic Boundary Ccondition(주기적 경계조건), SQP(순차적 2 차 계획법)

Abstract

Optimization of a heat exchanger with internally finned circular tubes has been performed for three-dimensional periodically fully developed turbulent flow and heat transfer. The design variables of fin number N , fin width (d_1, d_2) and fin height (H), are numerically optimized for the limiting conditions of $N = 22 \sim 37$, $d_1 = 0.5 \sim 1.5$ mm, $d_2 = 0.5 \sim 1.5$ mm, $H = 0.1 \sim 1.5$. Due to the periodic boundary conditions along main flow direction, the three layers of meshes are considered. The CFD and the mathematical optimization are coupled to optimize the heat exchanger. The flow and thermal fields are predicted using the finite volume method and the optimization is carried out by using the sequential quadratic programming (SQP) method which is widely used in the constrained nonlinear optimization problem.

기호설명

A : 단면적
 A_1, A_2, B_1, B_2 : 경계
 d_1, d_2 : 핀의 상/하부 폭
 f : 마찰 계수
 H : 핀의 높이
 N : 핀의 수
 Nu : 누셀트 수
 P : 압력
 T : 온도
 u, v, w : 각 방향에 대한 속도 성분

Subscript

b : 혼합평균

† 한양대학교 최적설계신기술연구센터
 E-mail : kwoopark@hanyang.ac.kr
 TEL : (02)2290-1639 FAX : (02)2291-4070

* 한양대학교 대학원 기계공학과

** 한양대학교 기계공학부

*** 한양대학교 최적설계신기술연구센터

1. 서론

철강, 알루미늄 그리고 소각로 등 대부분의 산업용 공조기는 높은 에너지가 함유된 고온의 가스가 대기중으로 배출되고 있다. 이러한 낭비되는 열에너지의 회수율을 높이기 위해 이중관식 열교환기, 셸 튜브형 열교환기, 관형 열교환기, 환형 핀 부착 열교환기, 플레이트형 열교환기 등 다양한 형태의 열교환기가 사용된다. 또 열교환기 내부에 장착되는 관도 여러 형태의 단면 모양이 사용되고 있으며, 열전달율을 향상시키기 위해 관내부의 돌출물(핀)을 사용하기도 있다. 일반적으로 관내부에 핀을 부착하면 핀이 부착되지 않은 경우에 비하여 열전달 면적을 증가시키고 추가적인 열경계층을 생성함으로써 열전달율을 높일 수 있다. 핀의 존재로 인하여 2 차유동이 발생하게 되면 열전달이 크게 향상되고, 또한 수력학 및 열역학적인 입구의 길이도 변화하며 마찰계수도 매우 커지게 된다. 이때 관 내부의 마찰계수 증가는 팬동력의 증가를 초래한다. 양질의

핀이라는 함은 단순히 열전달을만을 높이는 것이 아니라 마찰에 의한 압력강하 감소를 동시에 고려되어야 됨을 의미한다.

지금까지 핀이 부착된 원형덕트의 유동해석은 몇가지 형상에 대해 실험 및 수치적인 방법으로 이루어졌다. Pak 등⁽¹⁾은 수치적인 방법을 이용해 입구영역을 포함한 원관핀의 열 및 유동특성을 규명하였다. Michael 등⁽²⁾은 실험적인 방법을 통해 현재 상용화 되고 있는 원형핀 관을 핀의 높이와 지름에 대한 비가 매우 작은 것과 큰 것으로 나누어, 이들에 대한 열적 특성과 마찰에 의한 압력강하 등을 연구하였다. Xiaoyue Liu 등⁽³⁾은 수치해석적인 방법으로 여러가지 핀의 형상, 즉 사각형, 원형 및 삼각형모양, 에 대해 관내 열특성을 연구하였다. 이들은 입구영역을 제외한 완전히 발달된 유동이라 가정하였으며, 유동방향으로 주기조건을 이용함으로 몇 개의 격자층 만을 사용하였다.

이상에서 언급한 원형관 내부에 핀이 부착된 열교환기의 열적인 성능에 대한 연구는 제한된 핀의 높이와 폭, 그리고 핀의 수에 대해 각 형상들 간의 특성을 비교한 것이며, 매개변수 연구에 국한된 것이다. 그러나 열교환기에서 열전달의 향상은 필연적으로 압력강하의 상승이라는 바람직하지 않은 결과를 초래하게 되므로, 최적화(optimization)를 통해 내부핀의 형상을 최적화하여야 할 것이다. 따라서 이 연구에서는 전산유체역학 기법과 최적화 기법을 통합하여 핀의 높이, 핀의 폭, 그리고 핀의 수 등을 설계 변수로 선정하여 열전달율(또는 Nusselt 수)를 최대화 하면서 마찰에 의한 압력강하(또는 마찰계수)를 최소로 하는 최적의 형상을 얻고자 하였다.

2. CFD 유동해석 모델

2.1 계산영역의 기하학적 형상

해석을 위해 사용된 내부에 핀이 부착된 열교환기의 기본적인 형상을 Fig. 1 에 개략적으로 나타내었다. 원관의 내부에 튜니모양의 핀이 돌출되어 있고, 유동은 z -방향으로 흘러 가며 완전히 발달된 유동(fully developed flow)특성을 갖는다. 특히, 주-유동방향에 대해서 주기적인 열/유동특성을 갖는다. 또한 그림에서 보듯이, 내부 형상 역시 원주방향으로 주기적으로 반복되므로 단지 $\alpha = 2\pi/N$ (N 은 핀의 수)의 영역만을 해석모델로 선정하였다(Fig. 2 참조). 유동은 3 차원정상상태, 비압축성의 완전발달한 난류유동으로 체력과 부

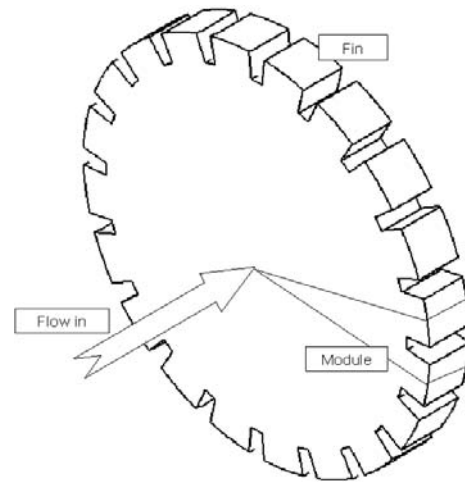


Fig. 1 Internally finned tube

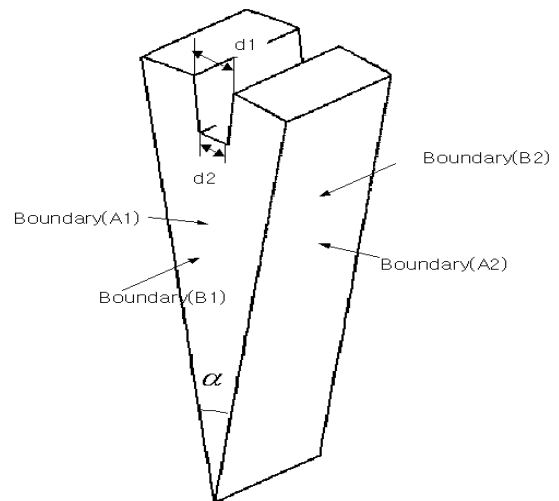


Fig. 2 Computational domain with periodic BCs

력항은 무시하였으며, 핀을 포함한 벽면의 온도는 일정하게 유지된다. 그리고 핀의 형상은 높이 (H)와 폭(d_1, d_2)로 구성된다. 격자의 수는 각 모델의 크기에 따라 자동으로 결정되도록 하였으며, 핀부위나 벽면 가까이 격자를 밀집시켜 유동이나 열경계층을 잘 모사하도록 하였다. 유동방향으로의 길이는 수치해석의 결과와 전혀 무관하며 본 수치해석범에서는 단지 3 층의 격자를 사용했으며 한 각 층은 두께는 단지 0.2mm 로 했다 유동해석은 STAR-CD⁽⁵⁾를 사용하였다.

2.2 경계조건

계산 영역의 특성상 2 개의 주기조건을 필요로 한다. Fig. 2 에 보는 것과 같이 유동에 수직인 단면에 존재하는 A1 과 A2 의 경우, 주유동 방향으

로의 속도 성분은 양쪽 면에서 서로 일치하며 그 외에 벡터 성분은 모두 주기만큼 회전하게 된다. 그리고 벡터 성분외의 스칼라 값(압력이나 난류 에너지나 난류소산)은 서로 일치해야 한다.

$$\begin{aligned} u_{A1} &= u_{A2} \cos \alpha - v_{A2} \sin \alpha \\ v_{A1} &= u_{A2} \sin \alpha + v_{A2} \cos \alpha \\ w_{A1} &= w_{A2} \\ P_{A1} &= P_{A2}, \phi_{A1} = \phi_{A2} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 하첨자는 경계를 나타내며, P 는 압력, ϕ 는 스칼라값을 의미한다. 식(1)은 단지 유동의 모든 조건들이 주어진 형상의 주기만큼 이동된 것을 의미한다.

유동방향으로의 주기조건은 식(1)과 비슷하나 압력과 온도에 관한 항만 다르다. 유동방향으로 유동이 발생하기 위해서는 압력의 구배가 있어야 하고, 이 구배는 일정한 비율로 하류를 따라 흘러가면서 줄어들게 된다. 즉 각 경계에서 압력 구배가 서로 일치해야 한다. 온도장 또한 그 값이 하류로 흘러감에 따라 점점 지수함수적으로 벽면의 값에 가까워지게 된다. 각 경계에서 값은 일치하지 않으나 무차원화된 온도의 구배가 서로 일치하게 된다.

$$\begin{aligned} u_{B2} &= u_{B1} \cos \beta - v_{B1} \sin \beta \\ v_{B2} &= u_{B1} \sin \beta + v_{B1} \cos \beta \\ w_{B2} &= w_{B1} \\ P_{B2} &= P_{B1} - \Delta Pz \\ \phi_{B2} &= \phi_{B1} \\ \theta(x, y)_{B2} &= \theta(x, y)_{B1} \end{aligned} \quad (2)$$

비틀린 각도가 없는 경우에는 $\beta=0$ 이다.

온도장이 충분히 발달된 영역의 경우 경계면에서의 온도는 계속적으로 벽면의 온도에 접근하게 된다. 온도 분포는 어떠한 경계면에서도 일치할 수 없다. 그러나 벽면온도의 차이와 혼합평균온도(bulk temperature)와 벽면온도의 차이의 비는 모든 경계면에서 일치하게 된다. 이러한 관계를 식(3)에 나타내었다.

$$\Delta P = \left(\frac{P_{B2} - P_{B1}}{L} \right), \quad \theta = \frac{T(x, y, z) - T_w}{T_{Bz} - T_w} \quad (3)$$

2.3 Low Reynolds number κ - ϵ model

고 레이놀즈 수의 κ - ϵ 모델은 완전난류영역에서만 적용이 가능하다. 열전달과 마찰력이 큰 벽면 영역에서는 점성에 의해 다른 길이 척도를 가지게 된다. 그러므로 유동영역을 완전난류영역과 벽면영역(near-wall region)으로 구분하여, 완전

난류영역은 고 레이놀즈수의 κ - ϵ 모델을, 벽 근방에서는 Norris 와 Reynold⁽⁴⁾에 의해 제안한 저 레이놀즈수 모델을 사용한다.

난류운동에너지(k)의 보존은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho u_i k}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = P_k - \rho \epsilon \quad (4)$$

여기서, 난류운동에너지의 소산율(ϵ)은

$$\epsilon = \frac{k^{3/2}}{l_\epsilon} \left(1 + \frac{C_\epsilon}{\text{Re}_y} \right) \quad (5)$$

이다. 여기서 ϵ 에 대한 특성길이 l_ϵ 는

$$l_\epsilon = C_\mu^{-3/4} \kappa Y \quad (7)$$

이며, 난류점성계수, μ_t 는

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

여기서 실험함수, f_μ 는 다음과 같이 정의한다.

$$f_\mu = 1 - \exp \left(- \frac{\text{Re}_y}{A_\mu} \right) \quad (8)$$

또한 이 연구에서 사용된 κ - ϵ 난류모델의 실험 상수값들은 다음과 같다⁽⁴⁻⁵⁾.

$$\sigma_k = 1.0; C_\epsilon = 5.3; C_\mu = 0.09; \kappa = 0.42; A_\mu = 50.5 \quad (9)$$

3. 최적화 모델

3.1 최적화 알고리즘

제약조건(constraint)을 갖는 비선형 문제를 수치적으로 해석하는 최적 설계문제는 다음과 같이 수학적으로 표현된다.

$$\text{Find} \quad \mathbf{X} = \{X_1, X_2, \dots, X_N\}^T \quad (10)$$

$$\text{To minimize} \quad F(\mathbf{X}) \quad (11)$$

$$\text{Subject to} \quad g_j(\mathbf{X}) \leq 0 \text{ for } j=1, M \quad (12)$$

$$\mathbf{X}_i^L \leq \mathbf{X}_i \leq \mathbf{X}_i^U \text{ for } i=1, N \quad (13)$$

여기서 \mathbf{X} 은 벡터형의 설계변수를, $F(\mathbf{X})$ 는 목적함수를, 그리고 $g_j(\mathbf{X})$ 는 부등호제약조건을 의미한다, \mathbf{X}_i^L 및 \mathbf{X}_i^U 는 설계변수에 대한 하한 및 상한치로서, 설계변수의 범위를 제한한다.

3.2 순차적 2차 계획법(SQP)

여러 가지 제약조건을 만족하면서 목적함수를 최소화하는 설계변수는 다음과 같이 정의되는 식을 이용하여 매 반복 시 수정된다.

$$\mathbf{X}_{k+1} = \mathbf{X}_k + \alpha_k \cdot \mathbf{S}_k \quad (14)$$

식 (14)에 보는 바와 같이, 최적 설계변수를 구하기 탐색방향(search direction), \mathbf{S}_k 과 목적 함수를 최소화하는 이동길이(step length), α_k 가 결정되어야 한다. 대부분의 최적화 기법은 구배(gradient)를 이용하여 탐색방향을 결정한 다음 선택된 방향에 대해 설계변수를 향상시키기 위한 1 차원 탐색을 수행한다. 그러나 1 차원 선택을 위한 초기값 α_k 는 임의의 값으로 주어지기 때문에 수렴된 해를 얻기 위해서는 이의 선택이 매우 중요하다.

따라서 이 연구에서는 탐색방향을 구하기 위해 2 차 목적함수 및 선형화된 제약조건으로 구성된 부-프로그램을 계산하는 순차적 2 차 계획법(SQP)⁽¹¹⁾를 사용한다. SQP-법은 먼저 1 차 Taylor 급수 근사를 이용하여 다음과 같이 목적함수와 제약조건을 선형화한다.

$$\text{Minimize } F(\mathbf{X}_{k+1}) = F(\mathbf{X}_k) + \nabla F(\mathbf{X}_k)^T \mathbf{S}_k \quad (15)$$

$$\text{subject to } g_j(\mathbf{X}_{k+1}) = g_j(\mathbf{X}_k) + \nabla g_j(\mathbf{X}_k)^T \mathbf{S}_k \leq 0 \quad (16)$$

$$h_i(\mathbf{X}_{k+1}) = h_i(\mathbf{X}_k) + \nabla h_i(\mathbf{X}_k)^T \mathbf{S}_k = 0 \quad (17)$$

여기서 $\mathbf{s} = \mathbf{X}_{k+1} - \mathbf{X}_k$ 이다. 다음, 2 차 근사목적함수를 도입하여 탐색방향을 결정한다.

$$\text{Minimize } Q(\mathbf{S}_{k+1}) = F(\mathbf{X}_k) + \nabla F(\mathbf{X}_k)^T \mathbf{S}_k + \frac{1}{2}(\mathbf{S}_k)^T \mathbf{B} \mathbf{S}_k \quad (18)$$

식(15)-(17)의 선형화된 목적함수, 제약조건 그리고 2 차 근사 목적함수들은 MMFD (modified method of feasible directions)를 이용하여 계산한다. 초기에 단위행렬인 행렬 \mathbf{B} 는 양의 행렬로서 매 반복시 라그랑지 함수의 헤시안(Hessian)에 근사시킴으로서 수정되는데, 이 연구에서는 BFGS 식을 이용한다. 이러한 일련의 최적화 과정은 연속되는 목적함수에 대한 변화율이 10^{-5} 이 될때까지 반복된다

4. 해석절차

내부편을 가진 원형관의 형상을 최적화 하기위해서는 우선 목적함수를 계산하는 해석기(analyzer)와 비선형 최적화 문제를 해석하는 최적화기(optimizer) 그리고 여러가지 배열과 변수 정의 및 두 프로그램을 제어하는 주 프로그램 등을 사용한다. 이들의 상호 관련성은 Fig. 3 에 나타내었다. Fig. 3 에서 보는바와 같이, 일단 열 및 유동장 해석의 결과로 목적함수가 계산되면, 주-프로그램은 최적화를 수행하기 위해 최적화기를 이용한다.

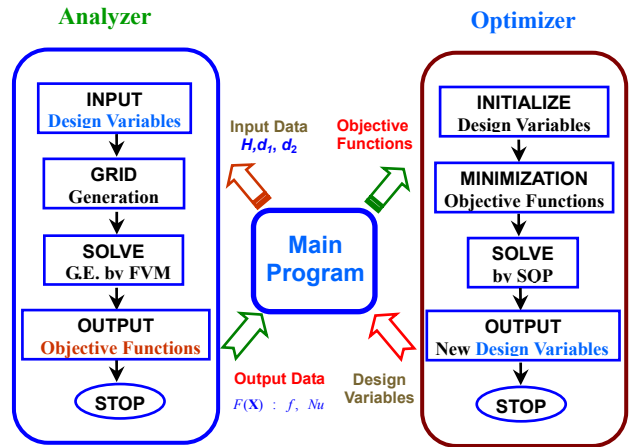


Fig. 3 Numerical methodology for optimization

이 때, 최적화기는 설계변수를 수정할 수 있으며, 수정된 설계변수로 인해 새로운 목적함수들을 필요로 하게 될 때, 주-프로그램으로 돌아가서 해석기를 이용하여 이들을 계산하게 된다. 이 때, 최적화기가 새로운 설계변수를 제안하기 때문에 해석기는 새로운 격자를 생성하여야 한다. 이러한 과정은 최적화의 수렴조건을 만족할 때까지 반복적으로 수행된다.

5. 결과 및 고찰

5.1 설계변수와 목적 함수 선정

핀이 달린 원관은 매끈한 원관에 대해서 상대적으로 열전달 면적이 넓어 지며, 이로 인해 많은 양의 열에너지가 핀 면을 통해 전달된다. 그러나 유체 유동면적의 감소로 마찰계수는 증가하게 된다. 이러한 두 가지 상반된 특성은 열교환기의 설계에서 가장 중요한 설계요소라고 할 수 있다. 이 연구에서는 열전달과 압력강하량의 특성을 정량적으로 나타내는 무차원 수인 마찰 계수(f)와 Nusselt 수(Nu)를 최적설계를 위한 목적함수로 선정하였으며, 이를 다음과 같이 정의한다.

$$f = \left(\frac{\partial P}{\partial z} l_c \right) / \left(\frac{1}{2} \rho V_c^2 \right) \quad (19)$$

여기서 l_c 는 특성길이로 다음과 같다.

$$\frac{l_c}{d_i} = \frac{A_{core}}{A_{xs}} (1-H) + \frac{A_{fin}}{A_{xs}} \left[\frac{\pi}{N} \left(1 - \frac{H}{2} \right) - \frac{(d_1 + d_2)}{2d_i} \right] \quad (20)$$

또한 벽면에서의 온도가 일정한 경우 Nu 는

$$Nu = \frac{hd_i}{k} \quad (21)$$

이다. 식(21)에서 평균 열전달계수 h 는 다음의 식을 이용하여 구한다.

$$h = \frac{Q}{A \cdot LMTD} \quad (22)$$

$$Q = \rho C_p V_c A [T_{b,in} - T_{b,out}] \quad (23)$$

$$LMTD = \frac{(T_w - T_{b,out}) - (T_w - T_{b,in})}{\ln[(T_w - T_{b,out}) / (T_w - T_{b,in})]} \quad (24)$$

여기서 A 는 열전달면적, Q 는 열전달율을 나타내며, $LMTD$ 는 대수평균온도차를 의미한다. 또 혼합온도(T_b)는 다음과 같이 구해진다.

$$T_b = \int_A T | \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} | / \int_A | \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} | \quad (25)$$

내부핀의 형상은 핀의 수가 일정한 경우($N = 30$), 핀의 높이(H), 핀의 상/하부 두께(d_1 과 d_2)에 의해 결정되며, 이들 변수가 관 내부의 열 및 유동특성에 미치는 영향이 매우 크기 때문에 이 연구에서는 이들을 설계변수로 사용하였다.

5.2 최적설계

최적화를 위해 사용되는 기준모델(baseline)은 $H = 1.0$, $d_1 = 1.0$, 그리고 $d_2 = 1.0$ mm 이다. 설계변수의 범위는 핀의 형상이 너무 커져 유동공간이 막히지 않는 최대 크기를 사용하였다. 이 연구에서 사용된 목적함수, 설계변수, 제약조건, 그리고 설계변수의 상/하한값 등을 Table 1 에 나타내었다.

이 연구에서는 목적함수가 2 개(Nusselt 수와 마찰계수)인 다-목적(multi-objective)함수 문제이므로, 이들을 대수적으로 조합하는 가중합수법(weighting method)을 이용한다. 특히, 열전달률은 최대, 그리고 마찰계수는 최소화하여야 하므로 원래의 가중합수법을 수정한 아래의 식으로 목적함수를 정의하였다. 특히, 두 목적함수 값의 크기가 많은 차이가 날 경우에는, 기준모델의 목적함수값을 이용하여 정규화하여야 한다.

Table 1 Objective functions, design variables, constraints, and side constraints

Objective function, $F(\mathbf{X})$	f, Nu
Design variable, \mathbf{X}_i	H, d_1, d_2
Constraints, $g_1(\mathbf{X}), g_2(\mathbf{X})$	$d_1 \geq d_2$
Side constraint, $\mathbf{X}_i^L \leq \mathbf{X}_i \leq \mathbf{X}_i^U$, [mm]	$0.1 \leq H \leq 1.5$ $0.5 \leq d_1 \leq 1.5$ $0.5 \leq d_2 \leq 1.5$

$$F(\mathbf{X}) = wf \cdot \frac{f}{f^o} - (1 - wf) \cdot \frac{Nu}{Nu^o} \quad (26)$$

여기서 wf 는 가중계수(weighting coefficient)로서, 두 개의 목적함수에 대한 중요도를 나타내는 척도이다. 예를 들면 식(26)에서와 같이 $wf = 1.0$ 을 사용한다는 의미는, 마찰계수는 최소화하지만 열전달은 전혀 고려하지 않는다는 것이다. 상첨자 o 는 기준모델에 대한 목적함수로 이 연구의 경우에 $f^o = 3.40$, $Nu^o = 32.22$ 이다.

Fig. 4 는 설계변수 d_1 과 d_2 의 수렴 이력을 나타낸 그림으로, 이 때 가중합수(wf)는 0.3 이다. 가중합수 0.3 은 마찰계수를 최소화 하기 보다는 열전달의 최대화에 설계의 초점을 맞춘다는 의미이다. 그림에서 보는 바와 같이 $wf = 0.3$ 인 경우의 두 설계변수의 최적값은 각각 $d_1 = 1.232$ mm 와 $d_2 = 1.221$ mm 로 계산되었다. 여기서는 나타내지 않았지만 핀의 높이(H)에 대한 최적설계값은 이 연구에서 제시한 상한값인 1.5mm 였다. 이때 Nusselt 수와 마찰계수는 각각 38.12 와 2.968 이다. 또한 7 번째 반복시 최적해를 얻을 수 있음을 Fig. 4 는 보여주고 있다.

Table 2 는 $wf = 0.5$ 인 경우, 최적해 및 그 결과를 기준모델과 비교하여 나타낸 표이다. 표에서 보는

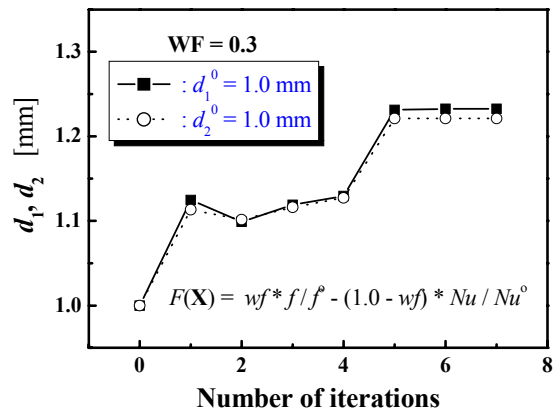


Fig. 4 Convergence histories for d_1 and d_2

Table 2 Initial and optimal designs for $wf = 0.5$

	Baseline	Optimum
H [mm]	1.000	1.500
d_1 [mm]	1.000	1.234
d_2 [mm]	1.000	1.224
Nusselt No. (Nu)	32.22	38.16
Friction factor (f)	3.40	2.975

바와 같이 최적해에 대한 열전달량은 38.16 으로 기준모델에 비하여 약 18.4% 증가하였으며, 마찰계수는 3.4 에서 2.98 로 감소하였음을 알 수 있다. 이러한 열전달의 증가와 마찰계수의 감소는 핀 형상의 변화에 의해 이루어 질 수 있는 것이다. 즉, Table 2 에 나타난 바와 같이 핀의 상/하부 두께는 약 22% 두꺼워 졌으며, 동시에 핀의 높이는 1.5 mm 로 증가하였다. 이러한 증가는 열전달면적을 증가시키는 역할을 하여 Nusselt 수가 증가하였으며, 세가지 설계변수의 조화에 의하여 마찰계수도 감소한 것이다. Fig.4($wf = 0.3$ 의 결과) 와 Table 2 ($wf = 0.5$ 의 결과)를 비교하여 보면, 최적해에 대한 설계변수의 변화가 매우 미미함을 알 수 있다. 이는 핀의 수가 30 개인 이 연구 범위내에서는 가중계수가 0.3 및 0.5 인 경우, 결과에 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

그러나 가중계수가 0.1 및 0.9 인 경우의 최적설계값을 나타낸 Table 3 를 보면 다른 결과를 볼 수 있다. 즉, $wf = 0.1$ 인 경우의 최적해를 보면, 설계변수가 모두 상한값에 접근하였음을 알 수 있다. 여기서 가중계수 0.1 의 물리적인 의미는, 설계자가 열교환기를 설계함에 있어 마찰계수의 감소보다는 열전달 향상으로 설계 방향을 설정한 경우이므로 동일한 질량유량인 경우에 열전달 면적의 증가를 통해 열교환기의 성능을 향상시키는 설계값을 얻는 것이다. 그러나 $wf = 0.9$ 인 결과를 보면 $wf = 0.1$ 인 경우와 거의 상반된 결과를 얻음을 Table 3 은 잘 보여주고 있다. 또한 가중합수의 차이에 따라 수렴된 해를 얻기 위한 반복횟수가 달라짐을 알 수 있다. 이 연구를 통해 얻을 수 있는 매우 흥미로운 결과는 모든 가중계수에 대해 핀의 높이(H)에 대한 최적값이 H 에 대한 상한값인 1.5 mm 로 모두 동일하다는 것이다. 이는 내부핀이 부착된 열교환기의 성능은 핀 높이의 변화에 매우 민감하게 반응함을 의미한다고 할 수 있다.

Table 3 Optimal solutions for $wf = 0.1$ and 0.9

	Optimal solutions	
	$wf = 0.1$	$wf = 0.9$
H [mm]	1.500	1.500
d_1 [mm]	1.500	0.849
d_2 [mm]	1.442	0.848
Nusselt No. (Nu)	39.54	32.22
Friction factor (F)	3.21	2.38
No. of Iterations	4	13
No. of Function Calls	19	75

6. 결론

수치적 방법으로 내부에 핀을 가진 원형관의 열전달율을 최대화 하면서 마찰을 최소화하는 핀의 형상을 가지도록 최적화하였다. 핀의 길이가 관내 열 및 유동특성에 미치는 영향이 매우 컸으며, 길이가 길수록 열전달 및 마찰에 유리하였다. 가중계수 $wf = 0.3$ 인 경우에 최적값은 $H = 1.5$ mm, $d_1 = 1.234$ mm 그리고 $d_2 = 1.224$ mm 이다. 이때, 기준(초기)모델에 비해 Nu 와 마찰계수는 약 18.4% 증가 및 12.5% 감소함을 보였다. 특히, 핀의 폭을 나타내는 두 변수 d_1 과 d_2 보면 거의 같은 값을 가짐을 알 수 있다($wf = 0.3$ 과 0.5 인 경우). 그리고 다른 가중값을 사용한 경우에도 핀의 모양이 정사각형일 때 가장 최적의 값을 얻었음을 알 수 있었다. 이는 d_2 을 작게 하는 경우 얻어지는 마찰의 감소량보다 d_2 을 크게 함으로 얻어지는 열전달이 더 유리하다는 것을 나타낸다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 한양대학교 최적설계신기술연구센터(iDOT)와 CD-Adapco Korea 의 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Pak, Hi-Yong, Park, Kyoung-Woo and Choi, Moon-Suk, 1998, "Numerical Analysis of the Flow and Heat Transfer Characteristics for Forced Convection-Radiation in Entrance Region of an Internally Finned Tubes," *KSME Int. Journal*, Vol. 12 no. 2, pp.310-319
- (2) Jensen, M. K. and Vlakancic, A., 1999, "Experimental Investigation of Turbulent Heat Transfer and Fluid Flow in Internally Finned Tubes," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, vol. 42, pp.1343 - 1351.
- (3) Liu, X. and Jensen, M. K, 2001, "Geometry Effects on Turbulent Flow and Heat Transfer in Internally Finned Tubes," *ASME Journal of Heat Transfer*, vol.123, pp.1035-1044.
- (4) Norris, L.H., and Reynolds, W. C., 1975, "Turbulent Channel Flow with a Moving Wavy Boundary," Report. FM-10, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, CA
- (5) STAR-CD Manual, 2001, *Computational Dynamics*, Co., London. U. K.
- (6) Vanderplaats, G. N., 1984, *Numerical optimization techniques for engineering design with application*, Chap.2, McGraw-Hill, New York