

원형 확장 환 열 교환기의 치수 강건최적설계

정 우 진[†] · 윤 지 원^{*} · 이 종 수^{**}

(2002년 7월 2일 접수, 2003년 7월 5일 심사완료)

Design of Annular Finned Heat Transfer Tube Using Robust Optimization

Woojin Jhong, Ji Won Yoon and Jongsoo Lee

Key Words : Annular Finned Heat Transfer Tube(확장 환 열 교환기), Robust Optimization Design(강건최적설계), Orthogonal Array(직교배열표), Analysis of Means(평균분석법)

Abstract

Most optimization problems do not consider tolerance of design variables and design parameters. Ignorance of these tolerances may not fit for the practical problems and can lead to an unexpected conclusion. That is why we suggest robust optimization considering tolerances in both design variables and problem parameters. Using robust optimization, we designed minimum weight annular finned heat transfer tube subject to constraints on limitation of pressure difference and minimum value of total heat transfer. Consequently, robust optimization satisfies tolerance considered practical problems.

기호설명

- k : 열전도율, W/mK
- T_m : 입구온도, K
- T_{out} : 출구온도, K
- ΔT : 온도 차 ($= T_{inlet} - T_o$), K
- H : 관의 높이, m
- \dot{m} : 질량유량, Kg/sec
- h : 열전도 계수, W/m²K
- t : 관의 두께, m
- r_i : 관의 내경, m
- L : 환의 길이, m
- N : 환의 개수, EA

1. 서론

지난 수 십 년간 우리는 급격한 산업발달과 생활수준의 향상을 경험해왔다. 생활수준향상의 일례라 할 수 있는 공기조화기의 수요는 해마다 증가하여 왔으며 이제는 모든 가정에서 하나쯤은 비치하고 있는 필수품으로 자리잡게 되었다. 하지만 그에 따른 여름철 전력부족으로 각 가전 제품들에는 에너지 효율등급제가 적용되고 있으며 더하여 소비자들은 냉동·공조기의 고성능화, 저소음화, 소형화 및 경량화 등을 모두 요구하고 있다.

과기에는 냉동·공조기의 성능향상을 위하여 소비전력의 80% 이상을 차지하는 압축기에 대한 개발 및 개량에 주력해 왔으나, 현재는 열을 이동시키는 열 교환기의 열전달 특성을 개선하는 방법이 주로 사용되고 있다. 열 교환기의 열전달 특성을 향상시키는 방법으로는 크게 확장표면을 사용한 전체 열전달 면적의 증가와 냉매와 공기 사이의 평균 온도차 확대 등이 있다. 이러한 방법들을 통해 냉매측과 공기측의 열전달 계수를 증가시켜 냉동·공조기의 에너지효율을 개선시키고, 열 교환기의 크기 역시 줄어들음으로써 소형화 구현과 공기 유속의 저속화에 따른 저소음화 효과도 가져온다. 이러한 이유들로 열 교환기 설계기술은 그 중요성

[†] 책임저자, 회원, 연세대학교 대학원 기계공학과

E-mail : comfjin@yonsei.ac.kr

TEL : (02)2123-4474 FAX : (02)362-2736

^{*} 회원, 연세대학교 대학원 기계공학과

^{**} 연세대학교 기계공학부

이 날이 갈수록 증가하고 있는 실정이다.⁽¹⁾

본 연구에서는 위의 조건들을 만족시킬 수 있는 열 교환기 구현을 위해 공차영역을 고려한 강건최적설계법(Robust optimization design)을 사용하여 필요한 성능 및 특성을 만족하면서도 최소중량을 갖는 원형 환 열 교환기를 제시하였다.

2. 강건최적설계법

2.1 강건최적설계의 정의

결정론적 방법(deterministic optimization)에 의해 구해진 최적 해는 설계변수, 물성치 그리고 하중 조건 등의 각종변화를 무시한다. 그러나 실제로 생산되는 제품들의 설계변수는 제작공차를 포함한다. 실 제품들의 물성치 및 하중 조건들 역시 일정한 변동량을 가지고 있으므로 이러한 경우, 기존의 결정론적 방법에 의해서 얻어진 최적 해는 쓸모 없는 해가 될 가능성이 높다.⁽²⁾ 따라서 이러한 공차 및 변동량까지 고려한 설계를 통해, 변동 범위에서도 항상 제한조건(constraint)을 만족할 수 있는 강건 최적 해를 구할 필요가 있다.

강건최적화(robust optimization)란 생산품이나 생산과정에서 제거될 수 없는 변동으로 인해 발생하는 결과의 변화를 최소화하는 설계기법으로 정의할 수 있다.⁽³⁾

기존의 강건최적설계 방법은 크게 두 가지로 구분할 수 있다. 첫 번째 방법은 설계단계에서 제한함수(constraint functions)의 구배를 활용한 벌칙항(penalty term)을 추가하여 제한함수가 변화된 새로운 문제를 구성한 후 강건 해를 구하는 방법이다. 두 번째 방법은 결정론적 방법으로 구한 최적 해를 바탕으로 후처리 과정을 통하여 강건 해를 구하는 방법이다.⁽⁴⁾ 하지만, 이 방법에서는 파라미터의 변동을 고려하지 않는다.

본 연구에서는 여러 연구에서 범용 되고있는 최적설계프로그램인 ADS(Automated Design Synthesis)와 직교배열표(Tables of orthogonal arrays)를 사용하여 설계변수 및 파라미터의 변동을 동시에 고려한 강건설계를 실시하였다. 즉, 기존의 결정론적 설계기법에 의하여 ADS 로 최적 해를 구한 후, 직교배열표에 의한 평균분석법(ANOM: Analysis of means)을 사용하여 강건 최적 해를 얻는다.

2.2 강건최적설계 방법

일반적인 최적설계 문제들은 목적함수(object

function) $f(\mathbf{x}_i, \mathbf{p})$ 와 제한함수(constraint function) $g_j(\mathbf{x}_i, \mathbf{p}) \leq 0$, 설계변수의 영역(boundary)들로 구성되어 있다.

이를 식으로 표현하면 아래의 식 (1)과 같다.⁽⁴⁾

$$\begin{aligned} & \text{minimize} && f(\mathbf{x}_i, \mathbf{p}) && i = 1, 2, \dots, n \\ & \text{subject to} && g_j(\mathbf{x}_i, \mathbf{p}) \leq 0 && j = 1, 2, \dots, m \\ & && x_i' \leq x_i \leq x_i'' && \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 i 는 설계변수의 개수를 의미하며 j 는 제한조건의 개수를 나타낸다. x_i' 와 x_i'' 는 각각 설계변수의 하한 값(lower bound) 및 상한 값(upper bound)을 나타내고 \mathbf{p} 는 설계 파라미터(design parameter)를 말한다.

일반적인 최적화방법에 의해 식 (1)의 결과는 결정론적 최적해 \mathbf{x}_i^* 가 된다. 식 (1)을 제한함수 2 개와 설계변수 2 개로 구성된 임의의 함수라고 가정하면 그 목적함수, 제한함수, 가용영역(feasible region) 및 최적해(●) 그리고 강건해(○)를 도시화 한 것이 아래의 Fig. 1 이다.

강건성은 각각의 설계변수가 가진 공차범위의 최소 및 최대값을 적용하여 발생하는 경우들이 제한함수를 위배하는지 검토함으로써 판단할 수 있다. 위의 경우처럼 설계변수가 적은 경우에는 발생하는 경우들을 직접 실험해 봄으로써 판단이 가능하나, 설계변수가 그 이상 많아지는 경우에는 경우마다 실제로 실험을 한다는 것은 사실상 불가능하다.

이렇게 설계변수가 많은 경우에는 먼저, 직교배열표(orthogonal array table)를 사용하여 제한함수를 최대가 되게 하는 경우를 찾아 이 조건이 제한함수를 위배하는지의 여부를 판단한다. 그런 다음 평균분석법(ANOM : analysis of means)을 사용하여 각 설계변수의 최대 및 최소값들이 어떠한 조건일 때 결과값에 악영향을 미치는 가를 판단하여 제한함수를 최대로 하는 설계변수를 찾을 수 있다.⁽²⁾

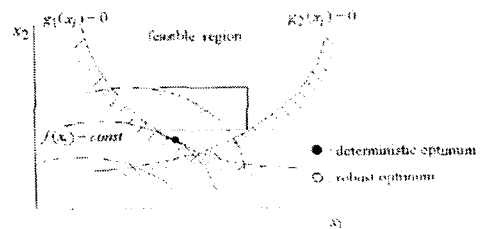


Fig. 1 Contour plot: robust optimum & tolerance region

결정론적 방법으로 구한 최적 해는 설계변수 및 파라미터의 공차범위 내에서 그 강건성을 만족하는 경우도 있지만 대부분의 경우는 위배한다. 이러한 경우 새로운 해(\mathbf{x}_i^{new})를 구하기 위한 식을 아래 식 (2)에 나타내었다.

$$\mathbf{x}_i^{new} = \mathbf{x}_i^* + \alpha \cdot S \quad (2)$$

여기서 S 는 이동방향 (search direction), α 는 이동거리(step size)를 나타내며 이동방향과 이동거리를 구하는 식은 식 (3), (4)와 같다.

$$S = \mathbf{x}_i^* - \mathbf{x}_i^{worst} \quad (3)$$

$$\alpha = \min | \mathbf{x}_i^{worst} - g_j(\mathbf{x}_i) | \quad (4)$$

\mathbf{x}_i^{worst} 는 최적해 \mathbf{x}_i^* 의 공차범위 내에서 제한함수들이 가장 큰 값을 가질게 될 때의 설계변수 값이다. 즉, Fig. 2에서 공차영역을 나타내는 사각형의 왼쪽 하단 모서리 값을 의미한다.

다음은 최적해 \mathbf{x}_i^* 와 \mathbf{p} 의 최소 및 최대값을 구하는 식이다.

$$\mathbf{x}_i^k = \mathbf{x}_i^* + (-1)^k \Delta \mathbf{x}_i \quad k = 0, 1 \quad (5)$$

$$\mathbf{p}^q = \mathbf{p} + (-1)^q \Delta \mathbf{p} \quad q = 0, 1 \quad (6)$$

여기서 $\Delta \mathbf{x}_i$ 와 $\Delta \mathbf{p}$ 는 각각 최적해 \mathbf{x}_i^* 와 파라미터 \mathbf{p} 의 최대 공차량을 의미한다. 이들은 각각 k 와 q 가 0 일 때 양의 방향으로 최대값을 가지며 1 인 경우 음의 방향으로 최대값을 가지게 된다.

앞에서도 언급했듯이 강건성의 여부는 제한함수를 최대화하는 경우의 설계변수 및 파라미터를 판단함으로써 가능하다.

$$g_i(\mathbf{x}_i^{worst}, \mathbf{p}^{worst}) \leq 0 \quad (7)$$

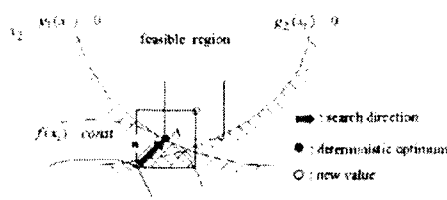


Fig. 2 Search direction

즉, 최적해가 존재 가능한 영역에서, 제한함수의 값을 최대화하는 설계변수 및 파라미터를 사용한 경우 제한함수 값이 0 보다 작다는 것은 공차영역이 제한조건을 만족하여 곧 강건성이 만족됨을 의미한다.⁽²⁾ 위 식 (7)이 만족하지 않는다면(i.e. 0 보다 크다면) 이는 최적 해의 일부 영역에서 제한조건을 위배하는 경우가 발생한 것을 말하는 것으로 강건성이 만족되지 못함을 의미한다.

식 (4)의 α 는 \mathbf{x}_i^{worst} 와 활성화 제한조건(active constraint)사이의 거리를 나타낸다. Fig. 3은 강건성을 최대로 위배하는 값을 이동거리만큼 이동시켜 활성화제한조건으로 전환함으로써 강건성 위배 경우를 단계적으로 줄여감을 나타낸다.

3. 실험계획법

실험계획법(design of experiments)이란 실험에 대한 계획방법을 의미하는 것으로, 해결하고자 하는 문제에 대하여 실험을 어떻게 행하고, 데이터를 어떻게 취하며, 어떠한 통계적 방법으로 데이터를 분석하면 최소의 실험횟수에서 최대의 정보를 얻을 수 있는가를 계획하는 것이라고 정의할 수 있다.⁽⁵⁾

본 논문에서는 실험계획법 중 하나인 직교배열표(orthogonal arrays)를 구성한 후 평균분석법(ANOM : analysis of means)을 사용함으로써 제한조건 위배여부를 평가하여 강건최적설계를 수행하였다.

직교배열표는 제어 가능한 인자(controllable factor)인 설계변수를 내측배열(inner array)에 위치시키고, 비제어 인자(uncontrollable factor)인 파라미터를 외측배열(outer array)에 위치시켜 구성한다. 설계변수 및 파라미터는 모두 2 수준으로 결정하고 이들의 수에 따라 사용할 직교배열표는 아래의 식 (8)에 의해 결정된다.

$$L_{2^m}(2^{2^m-1}) \quad (8)$$

여기서, m 은 2 이상의 정수, 2^m 은 실험의 크기, 2는 실험의 수준, 그리고 $2^m - 1$ 은 열의 수를 나타낸다.

설계변수 및 파라미터의 수준을 결정하는 방법은 아래 Table 1에 나와있다.

직교배열표를 사용함으로써 간과된 실험조건에서 제한조건이 최대가 되는 경우가 발생할 수도 있다. 이런 경우 평균분석법(ANOM)을 이용함으

로써 각 변수들이 결과값에 미치는 영향을 판단하여 인자의 수준변화가 결과에 어떤 영향을 미칠지를 예측 할 있다.⁽²⁾

4. 원형 확장 원 열 교환기의 최적설계

4.1 최적화 목적

본 논문에서는 앞에서 살펴본 강건최적설계법을 이용하여 원형 확장 원이 달린 튜브형 열교환기를 하중은 최소화하면서도 일정 수준 이상의 성능을 낼 수 있도록 치수 최적화(size optimization)를 구현해 보았다.

열 교환기의 열전달 특성을 개선하는 방법으로는 여러 가지가 있으나 그 중 하나가 확장 원을 사용, 전체 열전달 면적을 넓게 만들어 열전달 효율을 증가시키는 방법이다. 확장 원의 종류에는 그 단면모양에 따라 직선 원, 원형 원, 직사각형 원, 삼각형 원, 포물선 원 등이 있다.⁽⁶⁾ 그 중 원형 확장원이 부착된 열교환기의 개략적인 단면도를 Fig. 4에 나타내었다.

열 교환기에 원을 부착할 경우 열전달 면적이 증가함에 따라 열적 성능은 좋아지나 상대적으로 크기가 커져 자중(weight)이 증가하고 특히 냉동·공조기 내부용 부품으로 사용되는 열 교환기들은 냉동·공조기 본체와의 조립적인 측면에서 여러 가지 문제를 유발할 수 있다.

즉, 향상된 열전달 특성은 그대로 유지하면서 하중을 최소화하는 동시에 허용 가능한 범위 내로 크기를 제한 할 필요가 있다.

이를 위해 열 교환기의 자중의 최소화를 목적 함수로 두고 열 교환기 입구와 출구의 압력차 (ΔP)가 일정한 값(124.6Pa) 이하로 유지될 것과 열전달량(q_{total})을 일정수준(80.623W) 이상으로 유지해야 하는 것을 제한함수로 갖는 최적화문제를 구성해 보았다.

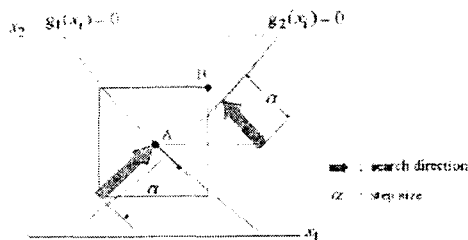


Fig. 3 Step size

4.2 최적화 문제

Minimize : Weight

$$W = [\pi H \{r_1^2 - (r_1 - t^*)^2\} + N\pi(r_2^2 - r_1^2)] \times \rho \tag{9}$$

Subject to :

$$g_1 = \frac{\Delta P}{124.6} - 1 \leq 0 \tag{10}$$

$$g_2 = 1 - \frac{q_{total}}{80.623} \leq 0 \tag{11}$$

where,

$$\Delta P = \frac{\dot{m} 8 \mu_{H_2O} H}{\pi (r_1 - t^*)^4 \rho_{H_2O}} \tag{12}$$

$$\begin{aligned} q_{total} &= q_{fm} + q_{tube} \\ &= 2\pi N \eta_f h \left\{ (r_1 + L + \frac{t}{2})^2 - r_1^2 \right\} (T_{tube} - T_o) \\ &\quad + 2\pi r_1 h (H - Nt) (T_{tube} - T_o) \end{aligned} \tag{13}$$

W 는 열 교환기의 중량을 나타내는 목적함수이며, g_1 은 입·출구의 압력차(= Δp)에 대한 첫번째 제한함수, g_2 는 열 교환기 몸통과 원형 확장 원

Table 1 Decision of levels

	Level - 0	Level - 1
Variable	Initial - Tolerance	Initial + Tolerance

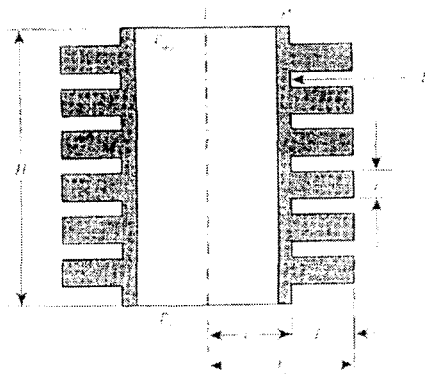


Fig. 4 Annular finned heat transfer tube

에서 발생하는 전체 열전달량(= q_{total})에 대한 두 번째 제한함수이다.

현재 양산되고 있는 원형 확장 흰 열 교환기의 설계 사양에 의해, 위 제한함수 내 포함되어 있는 설계 파라미터들 압력차(= ΔP) 124.6Pa 은 Hagen-poiseuille 유량방정식⁽⁶⁾에서 유도하였으며, 흰 효율(= η_i)은 99%,⁽⁷⁾ 열 전달계수(= h)는 $36.11 \text{ W/m}^2\text{K}$ ^(8,9)로 주어진다. 마지막으로, 열 교환기 몸통과 주변 실내온도와의 온도차(= $T_{tube} - T_a$)는 LMTD 법⁽⁶⁾에 의해 30K 으로 구해진다.

이 외에 문제에 사용된 각종 파라미터의 값들과 설계변수의 상한 값 및 하한 값은 다음과 Table 2 와 같다.

4.3 ADS 를 이용한 결정론적 최적 해

공차를 고려한 강건 최적 해를 구하기 위해선 가장 먼저 결정론적 방법을 통한 최적 해를 구하여야 한다. 본 논문에서는 결정론적 최적 해를 얻기 위해 상용 프로그램인 ADS 사용하였다.

Table 3 과 Table 4 는 ADS 를 이용한 결정론적 최적해와 그 비교대상인 설계 제품 사양에 따른 결과값들이다.

Table 3 에서 나타나듯이 거의 모든 설계변수의 최적 해들이 시제품의 사양에 의한 값들과 대동소이한 차이를 보이지만 흰 두께(= t)만은 설계변수의 하한 값에 걸렸다. 이러 결과에서, 설계변수들 중 열 교환기의 전체하중 변화에 가장 영향을 많이 미치는 것이 흰 두께라는 해석이 가능하다.

Table 4 를 살펴보면 결정론적 최적 해로 구해진

열 교환기의 중량은 기존의 시제품 중량에 비하여 약 27%(0.140kg)의 감소를 보였고, 제한함수 1 의 위배 정도는 더 나빠졌으며 제한함수 2 의 위배 정도는 큰 차이가 없었다.

정리하면, 입·출구에서의 압력차를 제한하는 측면에서는 기존 시제품이 더 유리하지만 열효율 성능을 높이고 중량을 최소화함에 있어선 결정론적 최적 해로 얻어진 결과값을 따르는 열 교환기가 더 유리할 것이다 예측할 수 있다.

4.4 실험계획법에 의한 강건 최적 해

다음으로 결정론적 최적 해를 이용한 강건설계를 구현해 보았다. 앞에서 이미 언급한 직교배열표를 작성하기 위하여 각 설계변수 및 파라미터의 공차를 구한 후 이를 이용하여 각 설계변수 및 파라미터들의 수준을 결정한다. 공차의 크기는 시제품의 경우 설계변수 및 파라미터 별로 약간의 차이가 있으나 제한조건이 위배됨을 명확히 관찰하기 위하여 공차를 모두 자기 자신의 $\pm 10\%$ 로 가정하였으며 값들을 다음 Table 5 에 나타내었다.

내측배열 값은 제어 가능한 내부반경, 흰 두께, 그리고 흰 길이이며 외부배열 값은 제어가 불가능한 열 교환기 길이와 벽 두께이다. 이를 근거로 작성한 직교배열 표가 Table 6 이며 Fig. 5 은 Table 6 에 의거하여 평균분석법을 실시한 후 얻어진 각 설계변수 및 파라미터들의 제한함수들의 위배 정도(DOV : Degree of violation)을 도시화 한 것이다.

Fig. 5 에 나와 있는 결과를 통해서 어떠한 설계변수가 제한함수들의 값을 크게 하는데, 어느 정도의 영향을 미치는지를 파악 할 수 있다.

다시 말해, Fig. 5 에서 나타나 있듯이 0 수준의 r_1, t, L 과 1 수준의 H, t^* 를 사용하였을 때 언급되었던 \mathbf{x}_i^{worst} 의 값을 얻을 수 있다. 이렇게 구해진 \mathbf{x}_i^{worst} 의 값을 식 (3)과 (7)에 적용하여 이동방향 및 거리를 산출하고 활성화 제한조건으로 전환 해 줌으로써 제한함수의 위배경우를 줄여 나간다.

Table 2 Parameters & design variables

Parameter / Variable	Specified value / Range	Unit
k	332	W/mk
H	0.15	m
T_m	355.37	K
T_{out}	322	K
\dot{m}	0.52	kg/sec
ρ	8933	kg/m ³
r_1	0.006 ~ 0.008	m
t	0.001 ~ 0.002	m
L	0.007 ~ 0.011	m
N	40 ~ 50	EA

Table 3 Design variables

	Deterministic Optimum	Existing Design
r_1	0.008046 m	0.008 m
t	0.0010 m	0.0015 m
L	0.009112 m	0.009 m
N	45.0034 EA	45 EA

이 문제의 첫 번째 전환 결과 활성화 제한조건
의 r_1 은 0.009117 m, t 는 0.001089 m, L 은
0.009758m, 그리고 하중은 0.480kg 이라는 결과를
얻을 수 있었다.

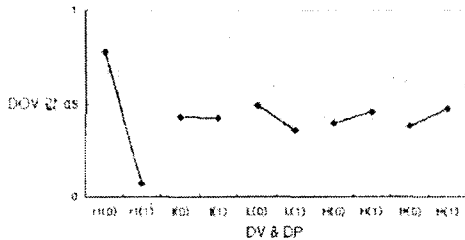


Fig. 5 First degree of violation

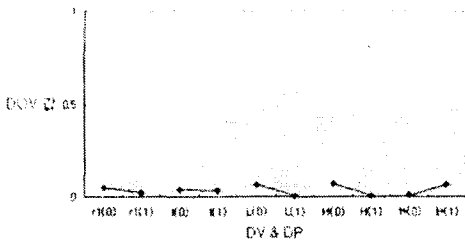


Fig. 6 Second degree of violation

Table 4 Constraints and Objective function

	Deterministic Optimum	Existing Design
Constraint 1	-0.02714	-0.667
Constraint 2	-0.0007	0.00051
Objective function	0.382 kg	0.518 kg

언어진 결과값들에 다시 동일한 비율(10%)의
공차영역을 적용하여 새로운 수준을 정한 후 적교
배열 표 및 ANOM 분석을 재 실시한 결과를 Fig. 6
에 나타내었다.

결과에서도 알 수 있듯이 전환 전의 값에 비하
여 제한 함수의 위배 정도는 감소했으나 목적함수
인 하중이 27%가량 증가하였다.

이러한 방법을 반복적으로 실시하여 최종적으로
각 제어가능 인자(controllable factors) 즉, 여기서는
설계변수들의 위배 정도 값이 0 이 되는 경우가
우리가 최종적으로 구하고자 하는 강건 최적 해라
고 할 수 있다.

본 논문에서는 3 회의 반복을 통하여 강건 최적
해를 구할 수 있었으며 그 결과로 r_1 은 0.00920
m, t 는 0.00100 m, L 은 0.00997 m, 그리고 하중은
0.463kg 의 값을 얻을 수 있었다.

Table 7 에서 Existing 값, 결정론적 최적해 그리
고 세 번의 공차영역 적용과 ANOM 분석을 통해
얻은 최종 강건 해의 결과들을 정리해 놓았다.

Table 5 Decision of levels

	Variable	Initial Value	Level-0	Level-1
Inner Array	r_1	0.008046	0.007241	0.008851
	t	0.001000	0.001000	0.001100
	L	0.009112	0.008201	0.010023
Outer Array	H	0.150	0.135	0.165
	t^*	0.0015	0.00135	0.00165

Table 6 Orthogonal Array

험 횟수	Inner Arrays ($L_8(2^3)$)			Uncontrollable Factors	Outer Arrays ($L_4(2^2)$)			
	Controllable Factors				실험횟수			
	r_1	t	L	H	1	2	3	4
1	0.00724	0.00100	0.00820	T^*	0.13500	0.13500	0.16500	0.16500
2	0.00724	0.00100	0.01002		0.00135	0.00165	0.00135	0.00165
3	0.00724	0.00100	0.00820		0.66627	0.86466	0.96922	0.97722
4	0.00724	0.00100	0.01002		0.47955	0.68350	0.80883	0.80883
5	0.00885	0.00110	0.00820		0.66302	0.85826	0.97396	0.97396
6	0.00885	0.00110	0.01002		0.47955	0.67681	0.80883	0.80883
7	0.00885	0.00110	0.00820		0.06917	0.31119	0.04676	0.04676
8	0.00885	0.00110	0.01002		0.00000	0.11950	0.00000	0.00000
					0.06592	0.30458	0.04352	0.04352
					0.00000	0.11221	0.00000	0.00000

Table 7 Conclusion

	Existing Design	Deterministic Optimum	Robust Optimum
r_1	0.008	0.00802	0.00920
t	0.0015	0.00100	0.00100
L	0.009	0.00911	0.00997
N	45	45.0034	45
W	0.518	0.382	0.463

5. 결론

일반적인 결정론적 최적 해는 설계변수나 물성치 또는 하중조건 등의 공차범위를 무시한 상태로 구해지는 값이므로 비 가용영역에 존재하는 경우가 발생하여 무의미한 해가 될 수도 있다. 이런 경우를 방지하는 방법으로는 설계변수와 물성치의 공차영역을 고려하여 최적 해를 구하는 강건 최적화 방법이 있다.

설계변수가 적을 경우에는 모든 경우의 실험을 실시하여 해를 구할 수 있으나 변수가 많은 경우에는 실험을 통해 해를 구하는 것은 사실상 불가능하다.

그러므로 이런 경우에는 실험계획법 중 직교배열 표를 이용한 평균분석법을 사용함으로써 실험의 수를 줄이면서 원하는 해를 구할 수 있다.

본 연구에서는 이러한 강건 최적 설계 법을 사용하여 시중에서 이미 시판되고 있는 확장 핀 열 교환기를 모델 삼아 그 제품 치수의 최적화 정도를 판단해 보았다.

결과적으로 시제품의 외관적 규격에 약간의 변화를 주면 공차에 의한 불량을 제거하면서 동시에 열 전달 성능은 비슷한 수준으로 유지하고 하중도 일반(existing)제품보다 약 11% (0.050 kg)가량 감소시킬 수 있다는 결론을 얻었다.

참고문헌

- (1) Kim, C. D., 2002 "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Fin and Tube Heat Exchanger for Air Conditioner," Ph. D. Thesis, University of Yonsei, Seoul, Korea.
- (2) Ahn, B. C., 2002 "Robust Optimization Considering Tolerance Bands of Design Variables and Material Properties," Master Thesis, University of Yonsei, Seoul, Korea.
- (3) Fowlkes, William. Y., 1995. Engineering Methods for Robust Product Design, Addison-Wesley, New York, p. 403.
- (4) A. Parkinson, 1995, "Robust Mechanical Design in Using Engineering Models," *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME*, Vol. 117, pp. 47-53.
- (5) Park, S. H., 2002, *Design of Experiment*, Minyongsa.
- (6) Frank P. Incropera, David P. DeWitt, 1996, *Introduction to Heat Transfer*, WILEY.
- (7) Kern, D. Q., and Krau, A. D., 1972. *Extended Surface Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company, New York.
- (8) Briggs, D. E., and Young, E. H., Chem, Eng., 1963, "Heat transfer-Houston," Prog, Symp. Series No. 41, 59, 1.
- (9) Wolverine Tube Heat Transfer Data Book, pp. 209-242.
- (10) Lee, K. H., Park, G. J., 1997, "Robust Structural Optimization Considering the Tolerances of Design Variables," *Transactions of the KSME, A*, Vol. 21, No. 1, pp. 112-123.
- (11) Balling R. J., and Free J. C., Parkinson R., 1986, "Consideration of Worst-Case Manufacturing Tolerance in Design Optimization," *Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Transactions of the ASME*, Vol. 108, pp. 438-441.
- (12) Kim, S. K., 2000, "Design of Heat Transfer System and Thermodynamics Calculations," Singisul.