

반응표면법을 이용한 평행류 열교환기의 형상 최적화

오 석 진* · 이 관 수*

(2003년 7월 24일 접수, 2004년 1월 30일 심사완료)

Optimal Shape of a Parallel-Flow Heat Exchanger by Using a Response Surface Method

Seok-Jin Oh and Kwan-Soo Lee

Key Words: Efficiency Index(효율지표), Parallel-Flow Heat Exchanger(평행류 열교환기), Response Surface Method(반응표면법), Optimal Shape(최적형상)

Abstract

The heat and flow characteristics in a single-phase parallel-flow heat exchanger was examined numerically to obtain its optimal shape. A response surface method was introduced to approximately predict its performance with respect to the design parameters over the design domain. The inflow/outflow angle of the working fluid, the location of inlet/outlet, the protruding height of flat tube and the height of header were chosen as a design parameter. The evaluation of the relative importance of the design parameters was performed based on a sensitivity analysis. An efficiency index was used as an evaluation characteristics value to simultaneously consider both the heat transfer and the pressure drop. The efficiency index of the optimum model, compared to that of the base model, was increased by 9.3%.

기호설명

C_{1-2}, C_p : 난류 실험상수
 D : 지름
 E : 무차원 난류에너지 소산율, $D_m \varepsilon / u_{in}^3$
 h : 튜브에서의 열전달계수, $[W/m^2K]$
 H_l : 무차원 하부헤더의 높이
 H_u : 무차원 상부헤더의 높이
 H_t : 무차원 관의 길이
 k : 작동유체의 열전도계수, $[W/mK]$
 k : 난류 운동에너지, $[m^2/s^2]$

K : 무차원 난류 운동에너지, k/u_{in}^2
 L : 무차원 헤더의 길이
 L_f : 무차원 튜브의 길이
 L_t : 무차원 관의 두께
 Nu : Nusselt 수, hD_{in}/k
 p : 압력, $[N/m^2]$
 P : 무차원 압력, $p/\rho u_{in}^2$
 Re : Reynolds 수, $u_{in} D_{in} / \nu$
 T : 온도, $[K]$
 u : 속도, $[m/s]$
 U_i : 무차원 속도, u_i / u_{in}
 W : 무차원 헤더의 너비
 W_t : 무차원 관의 너비
 X_j : 무차원 좌표, x_j / D_{in}
 \bar{y} : 실험 평균값
 \hat{y} : 근사식

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부
 E-mail : ksleehy@hanyang.ac.kr
 TEL : (02)2290-0426 FAX : (02)2295-9021
 * 한양대학교 대학원 기계공학과

그리스문자
 ε : 난류에너지 소산율, $[m^2/s^3]$

η	: 효율지표
θ	: 무차원 온도, $(T-T_{air})/(T_{in}-T_{air})$
v	: 층류 동점성계수, $[m^2/s]$
v_t	: 난류 동점성계수, $[m^2/s]$
ρ	: 밀도, $[kg/m^3]$

하첨자

base	: 기준모델
i, j, k	: 텐서 인덱스
in	: 입구
out	: 출구

1. 서론

차량용 공조기기는 운전자 및 승객에게 최대한의 편의공간을 제공하고 고유가 시대에 연비를 향상시키기 위하여 소형화, 경량화, 고효율화가 절실히 요구되고 있다. 이러한 요구에 따라 최근 각광을 받고 있는 평행류형 열교환기는 기존의 열교환기에 비하여 동일체적에서 40% 이상의 전열성능 증가를 가져왔으며, 재질의 재활용성 또한 매우 뛰어나 친환경적인 열교환기로 평가받고 있다.⁽¹⁾ 그러나 평행류 열교환기에 대한 연구는 열교환기의 일부분만을 해석하였거나, 전체영역을 2차원적으로 해석한 정도에 그치고 있기 때문에 실제 설계의 적용에는 아직 어려움이 많다.

평행류 열교환기는 내부 형상의 유사성에 의해 분지문제로 접근할 수 있다. Nakamura 등⁽²⁾은 다중유로를 갖는 충전기 내부의 공기 유량의 분포에 대한 연구를 수행하였고, 유량의 분포가 균일하게 되면 열전달 능력이 향상된다는 사실에 기초하여 유량의 분포가 균일하게 되는 충전기 내부 형상을 제안하였다. Choi 등⁽³⁾은 전자장비의 액체 냉각 모듈에서 유량분포에 대한 입구비의 영향을 수치적으로 조사하였다. 그들은 여러 개의 칩(chip)들에 의해 구성된 다중유로에서 냉매 유동분포가 균일하게 될 때 냉각모듈에서 국소적인 열 고온점(local hot spot)의 발생을 줄일 수 있다는 것을 보였다. 평행류형 열교환기에 관련된 연구들은 상당히 제한적이다. Trauger와 Hughes⁽⁴⁾는 평행류 열교환기가 다른 형태의 열교환기에 비해 뛰어난 성능을 가지고 있음을 실험적으로 증명하였다. Chung 등⁽⁵⁾은 다단 평행류 열교환기에 대한 열유동 특성을 2차원으로 수치해석하고,

설계인자에 대한 최적화를 수행하였다. Lee와 Oh^(6,7,14)는 평행류 열교환기 헤더 내부의 열유동 특성을 규명하고 설계인자를 최적화 하였다. 최근 최적설계의 경향은 한마디로 다분야 통합 최적설계이다. 본 연구는 이러한 경향의 대표적인 방법들 중 하나인 실험계획법과 반응표면법을 이용한 근사최적설계 기법을 사용하였다. 반응표면법은 1951년 Box와 Wilson⁽⁸⁾에 의해 소개되어 통계학에서 활발히 연구되다가 최근 공학에 적용한 연구들^(9,10)이 속속 발표되고 있다.

본 연구에서는 히터코어로 사용되는 평행류형 열교환기의 전열성능 및 압력강하에 대한 설계인자들(작동유체의 유입 및 유출각도, 입구 및 출구의 위치, 상하부 헤더의 높이, 납작관의 돌출높이)의 영향을 조사하여 인자들의 중요도를 파악하였다. 그리고, 열교환기의 성능향상을 위해 실험계획법을 통하여 반응표면을 생성한 후 최적화 기법을 사용해 열교환기의 형상 최적화를 수행하였다.

2. 이론해석

2.1 수치실험 모델

본 연구에서 기준모델의 기하학적 형상 및 치수는 Fig. 1과 Table 1에 주어져 있다. 기준모델의 형상이나 치수는 현재 상용화된 히터코어를 대상으로 하였다. 1단(path 1)과 2단(path 2)은 대칭형상이며, 입구 및 출구 형상은 원형(지름, D)이다. 평행류 열교환기는 작동유체를 모으거나 분할하는 헤더, 작동유체의 유로가 되는 납작관(flat tube)으로 구성된 분지시스템이다.

작동유체는 해석모델의 입구로 유입되어 1단의 상부 헤더를 통하여 각각의 납작관($L_i \times W$)으로 분할되어 하강하여 1단 하부 헤더에서 모아진다. 이후 작동유체는 2단의 하부 헤더로 이동되고 각각의 납작관으로 분배되어 2단 상부 헤더로 상승하여 모아진 후 출구로 나가게 된다. 이 때 관 외부에는 루버권이 일정간격(L_f)으로 부착되어 공기와 열전달을 한다. 본 연구의 해석영역은 열교환기 내부이고 흰 영역(공기측)은 경계조건으로 처리한다.

2.2 지배방정식 및 경계조건

해석모델 내의 열 및 유동 특성을 수치적으로

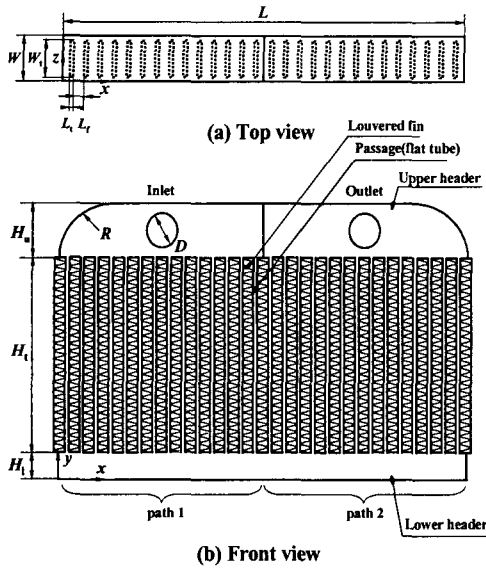


Fig. 1 Schematic of a parallel-flow heat exchanger

Table 1 Dimensionless geometric parameters of a base model

D	L	L _t	L _l	R
1.00	10.79	0.28	0.11	1.72
W	W _t	H _u	H _t	H _l
1.60	1.33	1.72	13.07	0.86

조사하기 위해 사용된 가정은 다음과 같다.
 ① 3차원 정상상태, 비압축성 난류 유동이다.
 ② 작동유체는 단상으로 물성치는 분지시스템 내부부를 이동하는 동안 일정하다.
 ③ 납작관은 단일 유로(내부격벽이 없음)로 구성되며 유로 내부의 표면은 매끈하다.
 위의 가정을 적용하여 평행류 열교환기의 내부 열유동에 대한 무차원 지배방정식을 나타내면 다음과 같다. 이 때 길이와 속도는 헤더의 입구 지름(D_{in})과 유입속도(u_{in})로 각각 무차원하였다.

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_j} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial U_j U_i}{\partial X_j} = -\frac{\partial}{\partial X_j} \left(P + \frac{2}{3} K \right) + \frac{\partial}{\partial X_j} \left\{ \left(\frac{1}{Re} + \nu_i^* \right) \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \right\} \tag{2}$$

$$\frac{\partial K U_i}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left\{ \left(\frac{1}{Re} + \frac{\nu_i^*}{\sigma_k} \right) \frac{\partial K}{\partial X_j} \right\} + \nu_i^* S - E \tag{3}$$

Table 2 Boundary conditions

Inlet	$W = W_{in}, K_{in} = 0.01, E_{in} = 0.018, \theta_{in} = 1$
Solid wall	$U = V = W = 0, \frac{\partial K}{\partial n} = 0, \frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$ (header)
Outlet	$\int_{in} W dA = \int_{out} W dA, \frac{\partial K}{\partial n} = 0, \frac{\partial E}{\partial n} = 0, \frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$

$$\frac{\partial E U_i}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left\{ \left(\frac{1}{Re} + \frac{\nu_i^*}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial E}{\partial X_j} \right\} + \frac{E}{K} \{ C_1 \nu_i^* S - C_2 E \} \tag{4}$$

$$\frac{\partial \theta U_i}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left\{ \left(\frac{1}{Pe} + \frac{\nu_i^*}{\sigma_\theta} \right) \frac{\partial \theta}{\partial X_j} \right\} \tag{5}$$

여기서,

$$S = \left\{ \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right\} \frac{\partial U_i}{\partial X_j}$$

$$\nu_i^* = C_\mu \frac{k^2}{D_{in} u_{in} \epsilon}$$

$$\sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3, \sigma_\theta = 0.9,$$

$$C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, C_\mu = 0.09$$

수치해석에 사용되는 경계조건은 Table 2에 요약하였다. 헤더 부분은 공기와 직접적으로 열전달을 하지 않는 영역이므로 단열 경계조건을 부여하고, 납작관 벽면의 온도는 루버핀과 납작관 사이의 열평형 관계에 의해 다음과 같이 계산한다.

$$\theta_{wall} = \frac{\theta_{nb}}{Nu_{out} \Delta X + 1} \tag{6}$$

Nu_{out}은 유로 외부 공기에서의 Nusselt 수이고, ΔX는 벽면과 벽면 바로 안쪽 격자간의 거리이며, θ_{wall}, θ_{nb}는 각각 경계점과 바로 인접 경계 격자점에서의 온도이다.

2.3 수치해법

지배 방정식을 이산화하기 위해 유한 차분법을 사용하였다. 지배방정식의 대류항은 1계 상류도식으로 계산되며 이 때 발생하는 수치확산

3. 최적화 과정

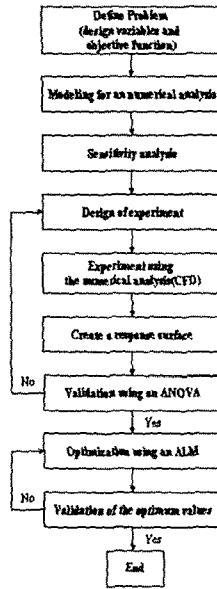


Fig. 2 Flow chart of the optimization process

(numerical diffusion)을 상쇄시키기 위해 2계 중앙차분의 수정항을 더한다. 또한 경계면에서의 속도를 계산하기 위하여, 압력 수정 방정식에 압력구배를 가중한 비선형 보간법을 사용하여 비엇갈림격자계(non-staggered grid system)에서 안정성을 확보한다. 확산항과 생성항은 2계 중앙차분법이 사용되었다. 확산항들은 직교항과 비직교항으로 나눌 수 있으며 저장용량을 줄이기 위해 직교항은 음해법(implicit method)으로 처리하고, 비직교항은 생성항으로 취급하여 양해법(explicit method)으로 처리하였다.

본 연구에서는 유로에서의 유량분배가 정확히 계산되어야 전열성능 및 압력강하 특성이 제대로 파악되므로, 격자의존성 조사를 통해 x, y, z방향으로 각각 284×80×25의 격자를, 각 유로(납작관)에서는 6×41×21개의 격자를 사용하였다. 수치해의 수렴여부는 속도에 의해 계산된 각 유로 유량오차들의 합이 10⁻³ 이하이고, 각 격자점에서 온도 오차들의 합이 10⁻⁵ 이하라는 조건에 의해 판정하였다.

최적화 과정은 Fig. 2와 같이 요약될 수 있다. 우선 문제의 정의를 위해 설계인자(변수)와 목적함수를 결정하여야 한다. 목적함수는 열전달과 압력강하를 동시에 고려할 수 있는 효율지표⁽¹⁴⁾로 설정하였다. 설계인자는 열교환기의 성능에 미치는 영향이 큰 설계인자들을 선정하였다. 각 설계인자의 범위는 기하학적 한계 및 제작 가능성을 고려하여 설정하였다. 그 후 실험계획법(design of experiment)을 통해 효율적으로 실험을 할 수 있는 실험점들을 선택하였다. 이 실험점에서 앞에서 언급된 해석모델을 이용한 수치실험(CFD)을 수행하고, 이 실험결과를 이용하여 설계인자에 따른 목적함수 값을 근사적으로 표현하는 반응표면(response surface)을 생성하였다. 얻어진 반응표면이 실험결과들을 제대로 묘사하고 있는지 확인하기 위해 분산분석(ANOVA)을 수행하였다. 마지막으로 주어진 반응표면에 의해 표현된 목적함수 식에서 최적값을 찾기 위해 증대 라그랑지법(ALM)을 이용하였다.

4. 최적화

설계인자로는 작동유체의 유입 및 유출각도, 입출구 상하 및 좌우 위치, 헤더의 높이, 납작관의 돌출높이 변화가 설정되었다. 열교환기의 경우 설치공간의 제한을 많이 받으므로 설계인자는 열교환기 전체 부피를 크게 변화시키지 않는 것으로 정하였다. 일반적으로 전열성능의 향상은 압력강하의 증가를 초래한다. 열교환기의 성능평가에서는 열전달 증가와 압력강하 증가사이에 균형을 잡아주는 고려가 필요하다. 그러나 망대특성(larger-the-better)인 열전달과 망소특성(smaller-the-better)인 압력강하를 동시에 만족시키기 어렵기 때문에 열교환기의 효과적인 인자연구를 위해 두 효과를 동시에 고려할 수 있는 평가특성값이 필요하다. 따라서 전열성능(입출구 온도차) 증가율이 분자, 압력강하(입출구 압력차) 증가율이 분모로 표현되는 효율지표(η)가 평가특성값으로 사용한다.^(11, 12, 14)

$$\eta = \frac{\text{heat transfer enhancement factor}}{\text{friction penalty factor}}$$

$$= \frac{\Delta \theta / \Delta \theta_{base}}{\Delta \dot{p} / \Delta \dot{p}_{base}} \quad (7)$$

4.1 영향성 조사

Table 3은 연구에서 사용된 인자 및 각 인자의 조사영역, 효율지표의 최대값과 최소값의 차이 그리고 영향성의 순서를 나타낸 것이다. X_1 에서 X_8 은 각각 작동유체의 유입 및 유출각도, 입출구의 좌우 및 상하위치, 납작관의 돌출높이, 헤더의 높이변화를 나타낸다. 작동유체의 유입 및 유출각도는 $-30^\circ \sim 30^\circ$ 까지의 영역이 조사되었고, 0° 가 기준모델 상태이다. 입구에서 유입각도는 양(+)의 방향의 경우 위쪽 방향으로 들어오는 것을, 출구에서 유출각도는 양(+)의 방향의 경우 위쪽 방향으로 나가는 것을 의미한다. 입출구의 좌우 위치에서 0은 기준모델상태이고 음(-)의 값은 입구 및 출구를 좌측으로 양(+)의 값은 우측으로 이동시킨 것을 나타낸다. 입구 및 출구의 상하 위치에서도 좌우 위치에서와 마찬가지로 0은 기준모델 상태이고, 양(+)은 위쪽, 음(-)은 아래쪽으로 이동시켰음을 의미한다. 입구 및 출구의 위치 이동은 열교환기 헤더의 기하학적 한계까지 고려하여 좌우위치의 이동범위는 $-1.85 \sim 1.85$, 상하위치의 이동범위는 $-0.36 \sim 0.36$ 으로 하였다. 납작관이 헤더 내부로 돌출되는 높이는 제작 공정상에서 생길 수 있는 현상으로 $0.00 \sim 0.10$ 까지의 범위로 하였다. 유일하게 연속적인 데이터가 아닌 헤더의 높이변화는 base가 기준모델, uh는 상부헤더 높이증가, lh는 하부헤더 높이증가, bh는 상하부헤더 높이의 동시증가를 나타낸다. 헤더의 높이 변화에서 실제 열교환기가 차량에 들어갈 수 있는 부분 중 여유공간에 맞는 최대치(0.33)를 고려하였다. 각 인자의 중요도 순서를 정하기 위해 각 인자들($X_1 \sim X_7$)은 조사영역을 가장 작은 값(Level -1), 중간값(Level 0), 가장 큰 값(Level 1)으로 나누어 조사하였다. 효율지표의 차이는 각 3가지의 경우(X_8 의 경우 4가지)에서 효율지표의 최대값에서 최소값을 뺀 값을 나타낸다. 이 때 열교환기의 특성상 전열성능이 기준모델보다 떨어지면 곤란하기 때문에 효율지표의 최소값은 이러한 조건을 만족하는 값들 중 가장 작은 값이 이용되었다. 조사결과 각 인자의 중요도 순서는 $X_4 > X_1 > X_2 > X_8 > X_3 > X_6 > X_5 > X_7$ 으로 나타났다. 효율지표의 차이값에서 볼 수 있듯이 X_4, X_1, X_2, X_8, X_3 의

Table 3 Result of parametric studies

	Content	Level	Level	Level	Diff. of η	Order
		-1	0	1		
X_1	Inflow angle	-30°	0°	30°	0.037	2
X_2	Outflow angle	-30°	0°	30°	0.026	3
X_3	Horizontal location of inlet	-1.85	0	1.85	0.016	5
X_4	Horizontal location of outlet	-1.85	0	1.85	0.056	1
X_5	Vertical location of inlet	-0.36	0	0.36	0.001	7
X_6	Vertical location of outlet	-0.36	0	0.36	0.002	6
X_7	Protruding height of tube	N/A	0	0.10	0.000	8
X_8	Height of header	base, uh, lh, bh			0.019	4

경우 열교환기의 열유동 특성에 영향을 미치지만, 나머지 인자들은 거의 영향을 미치지 못하였다.

4.2 실험계획법

반응표면을 생성하기 위해 실험계획을 세우고 이에 따라 실험을 수행하여야 한다. 실험계획법에는 여러종류가 있으나 일반적으로 가장 많이 사용되고 통계학적으로 검증이 된 중심합성계획법(central composite designs)을 이용하였고, full quadratic 모델 추정을 위해 2차 다항식을 이용하였다. 3차 이상의 모델 추정을 하려면 실험횟수가 기하급수적으로 늘어나기 때문에 문제의 목적에 맞게 가능한 저차항 근사가 유리하다.

4.1절의 결과에 의해 8개의 변수 중 그 영향이 네 번째로 큰 X_8 의 경우 그 독립변수 영역이 불연속이므로 가장 영향이 큰 세 변수 X_4, X_1, X_2 에 대해 반응표면을 이용한 최적설계를 수행하였다. 설계변수가 3개이므로 중심합성계획법을 이용한 2차 모델 추정을 위해서는 15번의 실험이 필요하다. Table 4에는 중심합성계획법에서 정해주는 15개의 실험점과 X_4, X_1, X_2 를 수치 크기에 대한 영향을 제거하기 위하여 각각을 단위 크기(Level -1~Level 1)로 환산해서 x_1, x_2, x_3 라는 변수로 나타냈다. 그 옆에는 각각의 경우 수치실험을 통한 결과인 효율지표가 역수로 나타나 있다. 이는 일반적인 최적화 문제가 최소값

Table 4 Design of experiment

Point	$x_1(X_4)$	$x_2(X_1)$	$x_3(X_2)$	$1/\eta$
1	-1	-1	-1	0.934
2	1	-1	-1	0.978
3	-1	1	-1	0.951
4	1	1	-1	1.000
5	-1	-1	1	0.955
6	1	-1	1	0.980
7	-1	1	1	0.963
8	1	1	1	1.021
9	-1	0	0	0.947
10	1	0	0	1.017
11	0	-1	0	0.964
12	0	1	0	1.005
13	0	0	-1	0.975
14	0	0	1	1.001
15	0	0	0	1.000

을 찾는 것이기 때문에 역수의 형태로 나타낸 것이다.

4.3 반응표면의 생성

4.2절의 중심합성계획법에 의한 실험점에서 실험을 수행하여 얻은 결과를 이용해 반응표면을 추정해야 한다. 2차 다항식의 계수 β 는 다음 식을 이용하여 구할 수 있다.

$$\beta = (X^T X)^{-1} X^T y \tag{8}$$

여기서

$$X = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & x_{21} & x_{31} & x_{11}^2 & x_{21}^2 & x_{31}^2 & x_{11}x_{21} & x_{11}x_{31} & x_{21}x_{31} \\ 1 & x_{12} & x_{22} & x_{32} & x_{12}^2 & x_{22}^2 & x_{32}^2 & x_{12}x_{22} & x_{12}x_{32} & x_{22}x_{32} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & x_{1n} & x_{2n} & x_{3n} & x_{1n}^2 & x_{2n}^2 & x_{3n}^2 & x_{1n}x_{2n} & x_{1n}x_{3n} & x_{2n}x_{3n} \end{bmatrix} \tag{9}$$

$$y = [0.934, 0.951, 0.955, 0.963, 0.978, 1.000, 0.980, 1.021, 0.964, 1.005, 0.975, 1.001, 0.947, 1.017, 1.000]^T \tag{10}$$

결과적으로 실험에 의하여 추정된 반응표면은 다음과 같다.

$$f(x_1, x_2, x_3) = 1/\eta = 0.994 + 0.025x_1 + 0.013x_2 + 0.008x_3 - 0.010x_1^2 - 0.007x_2^2 - 0.004x_3^2 + 0.005x_1x_2 - 0.001x_1x_3 + 0.001x_2x_3 \tag{11}$$

4.4 ANOVA를 이용한 검증

4.3절에서 추정된 반응표면의 신뢰성을 검증하기 위하여 분산분석을 이용한다. 분산분석표를 작성하기 위해 총편차를 두 편차의 합으로 나타내는 과정이 필요하다. 각 항들을 제공하고 모든 i 에 대하여 합하면 다음과 같이 표현된다.

$$\sum (y_i - \bar{y})^2 = \sum (y_i - \hat{y})^2 + \sum (\hat{y} - \bar{y})^2 \tag{12}$$

위 식에서 좌변항을 총변동, SST(total sum of squares)라 한다. 우변에서 첫 번째항은 잔차제곱합, SSE(residual sum of squares)로 회귀함수에 의해 설명이 안되는 변동을 의미하며, 두 번째항은 회귀제곱합, SSR(regression sum of squares)이라 하고 회귀함수의 의해 설명되는 변동을 나타낸다. N을 실험점의 수, P를 근사항의 수라고 할 때 ANOVA는 Table 5와 같이 나타내어진다. F-분포표에서 $F(=0.025)$ 값보다 F_0 값이 크기 때문에 식 (11)은 2.5% 미만의 오차를 갖는 신뢰성을 가진다.^(9,13)

Fig. 3은 식 (11)에 의한 반응표면 모델에서 얻어진 $1/\eta$ 값과 수치실험에 의한 값의 비교를 나타낸다. 그림에서 볼 수 있듯이 수치실험(CFD)에 의해 얻어진 결과와 반응표면모델(RS)에서 얻어진 결과가 비교적 잘 일치함을 확인할 수 있다. 이 두 경우의 값들 중 가장 큰 차이는 9번 실험점에서 나타났으며, 그 차이는 1.24% 이었다.

4.5 결과 및 검토

반응표면의 신뢰성이 4.4절에서 확인되었으므로 생성된 반응표면 모델을 최적화하기 위해 다음과 같이 문제를 정의하였다.

$$\begin{aligned} &\text{Minimize } f(x_1, x_2, x_3) \\ &\text{Subject to } -1 \leq x_i \leq 1 \end{aligned} \tag{13}$$

최적값의 계산은 ALM(Augmented Lagrangian Method)⁽⁵⁾을 이용하였다. 초기치에 따라 결과가 국소 최소값에 수렴하는 것을 방지하기 위해 목

Table 5 Analysis of variance

	DF	Sum of Squares	Mean Squares	F ₀	F (0.025)
Regression	9 (P-1)	0.009663 (SSR)	0.001074 (MSR)	8.66	6.68
Residual	5 (N-P)	0.000622 (SSE)	0.000124 (MSE)		
Total	14 (N-1)	0.010285 (SST)			

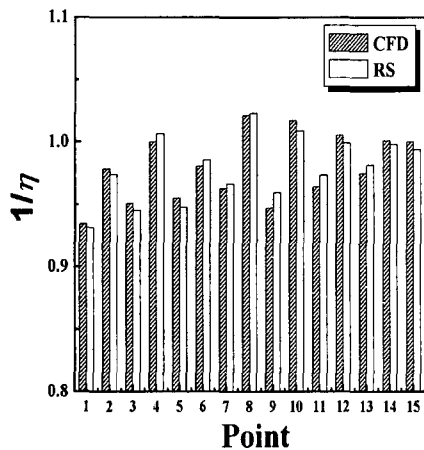


Fig. 3 Comparison between the efficiency index of CFD and that of RS

적합수에 대한 반응표면을 그려서 얻어진 최적값이 전역 최소값임을 확인하였다. 그 결과 다음과 같은 값들을 얻었다.

$$x_1 = -1.000, x_2 = -1.000, x_3 = -1.000 \quad (14)$$

이 값들을 식 (11)에 대입한 결과 반응표면 값 ($1/\eta$)은 0.931이었다. 반응표면이 수치실험 결과와 일치하는지 확인하기 위해 식 (14)의 값들을 수치실험에 사용하여 계산한 결과, $1/\eta$ 값은 0.933이었다. 두 값의 차이가 크지 않음을 확인할 수 있고, 수치실험에 의한 값(0.933)에 역수를 취하면 효율지표(η)는 1.072가 된다. 이는 인자의 중요도가 가장 큰 세 인자를 고려한 개선모델이 기준모델에 비해 7.2% 향상된 성능을 가지는 것을 나타낸다. 여기서 선택된 3개의 변수를 제외한 X_8, X_3

도 그 영향성을 무시할 수 없다고 판단하여 2개의 변수에 대해서도 최적화를 수행하였다. X_8 의 경우 그 독립변수 영역이 불연속이므로 X_4, X_1, X_2 를 식 (14)의 상태로 고정한 후 4가지 (base, uh, lh, bh)의 경우에 대해 영향성을 조사하였다. 그 결과 아래쪽 헤더만 늘린 lh모델이 가장 효율지표를 가졌다. X_4, X_1, X_2 를 식 (14)의 값으로, X_8 을 lh로 고정한 상태에서 X_3 에 대한 영향조사를 수행하였다. 그 결과 $X_3=1.85$ 에서 효율지표(η)는 1.093으로 최대값을 나타냈다. X_8, X_3 의 두 인자에 대해 최적화 순서에 따른 영향을 조사하였다. 각 인자들의 최적값은 최적화 순서에 무관하게 동일한 값($X_8 : lh, X_3=1.85$)을 나타냈다.

5. 결 론

본 연구에서는 실험계획법을 통한 반응표면법을 도입하여 평행류 열교환기의 전열성능 향상과 압력강하의 저감을 위해 형상 최적화를 수행하였다. 설계변수로서 작동유체의 유입·유출각도, 입구 및 출구의 상하·좌우위치, 납작관의 돌출높이, 헤더의 높이가 설정되었다. 이 설계인자들 중 영향성 조사를 통하여 그 중요도가 큰 3인자(출구의 좌우위치, 유입각도, 유출각도)에 대하여 최적화를 수행하였다. 목적함수로는 전열성능과 압력강하 특성을 동시에 고려할 수 있는 효율지표(η)를 이용하였다. 생성된 반응표면 모델에서 ALM법을 이용, 최적화를 수행하여 효율지표(η)가 최대가 되는 값을 얻었다. 또한 영향성 조사에서 무시할 수 없다고 판단되는 2가지 인자를 추가적으로 고려해 최적화하였다. 그 결과 최적모델의 효율지표(η)는 기준모델에 비해 9.3% 증가하였다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 최적설계신기술 연구센터(iDOT)의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Marvillet, C., 1993, "Recent Developments in

- Heat Exchangers for Automotive Applications," *Recent Developments in Finned Tube Heat Exchangers Theoretical and Practical Aspects*, pp. 8~51.
- (2) Nakamura, Y., Jia, W., and Yasuhara, M., 1989, "Incompressible flow through multiple passages," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 16, pp. 451~465.
- (3) Choi, S. H., Shin, S., and Cho, Y. I., 1993, "The Effect of Area Ratio on the Flow Distribution in Liquid Cooling Module Manifolds for Electronic Packaging," *Int. Comm Heat Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 221~234.
- (4) Trauger, P. E. and Hughes, G. G., 1993, "Construction and performance characteristics of the PFETM evaporator," *SAE Technical Paper Series 930155*, pp. 171~177.
- (5) Chung, K., Lee, K-S. and Kim, W-S., 2002, "Optimization of the Design Factors for Thermal Performance of a Parallel-Flow Heat Exchanger," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol 45, No. 24, pp. 4773~4780.
- (6) Lee, K. S. and Oh, S. J., 2000, "Thermal and Flow Analysis Inside the Header of a Parallel Flow Heat Exchanger," *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 12, No. 9, pp. 802~809.
- (7) Lee, K. S. and Oh, S. J., 2004, "Optimal Shape of the Multi-Passage Branching System in a Single-Phase Parallel-Flow Heat Exchanger," *Int. J. Refrigeration*, Vol. 27, pp. 82~88.
- (8) Box, G. E. P. and Wilson, K. B., 1951, "On the Experimental Attainment of Optimum Conditions," *Journal of the Royal Statistical Society B*, Vol. 13, pp. 1~14.
- (9) Han, H. S., Kim, T. Y., and Park, T. W., 1999, "Optimal Design of a Washer Using a Response Surface Method," *The Korean Society of Mechanical Engineering(A)*, Vol. 23, No. 11, pp. 1871~1877.
- (10) Lee, T. H., Lee, K. K., and Koo, J., 2000, "Optimization of Chassis Frame by Using D-Optimal Response Surface Model," *The Korean Society of Mechanical Engineering(A)*, Vol. 24, No. 4, pp. 894~899.
- (11) Tsui, Y.-Y. and Leu, S.-W., 1999, "Heat Transfer Enhancement by a Multilobe Vortex Generator in Internally Finned Tybes," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 35, pp. 553~566.
- (12) Etemad, S. Gh. and Mujumdar, A. S., 1994, "The Effect of Area Ratio and Rounded Corners on the Laminar Forced Convection Heat Transfer of a Non Newtonian Fluid in the Entrance Region of a Rectangular Duct," *Int. Comm Heat Mass Transfer*, Vol. 21, pp. 283~296.
- (13) Khuri, A. I. and Cornell, J. A., 1987, "Response Surface Design and Analysis," *Marcel Dekker, Inc.*, pp. 29~31.
- (14) Oh, S. J., Chung, J., and Lee, K. S., 2003, "Heat and Flow Analysis Inside a Parallel-Flow Heat Exchanger," *The Korean Society of Mechanical Engineering(B)*, Vol. 27, No. 6, pp. 781~788.