만족도 함수를 이용한 평행류 열교환기 설계인자 최적화

오 석 진†
국방과학연구소 기술연구본부

Optimal Design Variables of a Parallel-Flow Heat Exchanger by Using a Desirability Function Approach

Seok-Jin Oh†
Tech. Research Center, Agency for Defence Development, Daejeon 305-600, Korea

(Received March 16, 2005; revision received April 25, 2005)

ABSTRACT: The heat and flow characteristics in a parallel-flow heat exchanger were examined numerically to obtain its optimal design variables. A desirability function approach was introduced to optimize its performance with respect to the design parameters over the design domain. By varying the importance of heat transfer and pressure drop which are output variables, the optimal values of the design parameters are examined. As a result, the usage of the desirability function is very effective for the optimization of the design variables in a heat exchanger since the changes of optimal values are physically appropriate by varying the importance of each output variable.

Key words: Desirability function(만족도 함수), Parallel-flow heat exchanger(평행류 열교환기), Response surface method(반응표면법), Optimal design(최적설계)

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]
$C_{1\sim2}$: 난류 실험상수
d : 만족도 함수
D : 총 만족도 함수
E : 무차원 난류에너지 소산율, $D_{in}\varepsilon/u_{in}^3$
h : 휜에서의 열전달계수 [W/m^2K]
h : 납작관 내부 열전달계수 [W/m^2K]
H_l : 무차원 하부헤더의 높이
H_u : 무차원 상부헤더의 높이
H_t : 무차원 관의 길이
JF : JF 지표, $(j/j_{base})/(f/f_{base})^{1/3}$
k : 작동유체의 열전도도 [W/mK]
k : 난류 운동에너지 [m^2/s^2]
K : 무차원 난류 운동에너지, k/u_{in}^2
L : 무차원 헤더의 길이
L_f : 무차원 휜의 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

† Corresponding author
Tel.: +82-42-821-4527; fax: +82-42-821-2392
E-mail address: seokjin5@empal.com

W_t : 무차원 관의 너비
X_j : 무차원 좌표, x_j/D_{in}

그리스 문자

ε : 난류에너지 소산율 [m^2/s^3]
θ : 무차원 온도, $(T-T_{air})/(T_{in}-T_{air})$
ν_t : 난류 동점성계수 [m^2/s]
ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

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

1. 서 론

차량용 공조기기는 설치공간과 연비문제로 소형화, 경량화, 고효율화가 절실히 요구된다. 이러한 요구조건에 따라 최근 주목을 받고 있는 평행류형 열교환기는 전열성능이 기존의 열교환기에 비해 동일체적에서 40% 이상 향상되었으며, 재질의 재활용성 또한 매우 뛰어나 친환경적인 열교환기로 평가받고 있다.[1] 그러나, 현재 평행류 열교환기에 대한 연구들이 활발하지 못하고, 기존의 연구들은 극히 제한된 형상에 대한 실험이나 열교환기의 일부분만을 해석하였기 때문에 형상변화에 따른 열유동 특성을 이해하는 데에는 상당한 어려움을 가지고 있다.

평행류 열교환기는 내부 형상의 유사성에 의해 분지문제로 접근할 수 있다. Nakamura et al.[2]은 다중유로를 갖는 충전기 내부 공기의 유량분포에 대한 연구를 수행하였고, 유량의 분포가 균일하게 되면 열전달 능력이 향상된다는 사실에 기초하여 유량의 분포가 균일하게 되는 충전기 내부 형상을 제안하였다. Choi et al.[3]은 전자장비의 액체 냉각모듈에서 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)이 줄어든다는 것을 보였다. 평행류형 열교환기에 관련된 연구들은 상당히 제한적이다. Trauger and Hughes[4]는 평행류 열교환기가 다른 형태의 열교환기에 비해 뛰어난 성능을 가지고 있음을 실험적으로 증명하였다. Lee and Oh[5,9]는 평행류 열교환기 헤더부 및 내부의 열유동 특성을 규명하고 설계인자를 최적화하였다. 그러나 이런 연구들은 최적화시 가장 중요한 목적함수를 설정하는 데 체계적이지 못했다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 만족도 함수가 효과적으로 사용될 수 있다. Derringer and Suich는 다변수 반응표면(multi-response surface)을 최적화하기 위해 만족도 함수기법을 적용하였고,[10] 다변수 반응표면을 출력변수의 중요도에 따라 최적화하기 위해 가중기하 평균 개념을 처음 적용하여 총 만족도 함수를 구하는 방법을 제안했다.[11] 이후 만족도 함수를 이용한 최적화 연구는 여러 분야에서 시도되고 있다.[12]

본 연구에서는 히터코어로 사용되는 평행류형 열교환기의 열전달 성능 및 압력강하 특성에 대해 설계인자들(작동유체의 유입/유출 각도, 입구 및 출구의 수평/수직 위치)이 성능에 미치는 영향 정도를 조사하여 인자들의 중요도를 파악하였다. 열교환기의 성능향상을 위해 반응표면을 생성한 후 만족도 함수기법을 도입해 열교환기의 설계인자 최적화를 수행하였다.

2. 이론해석

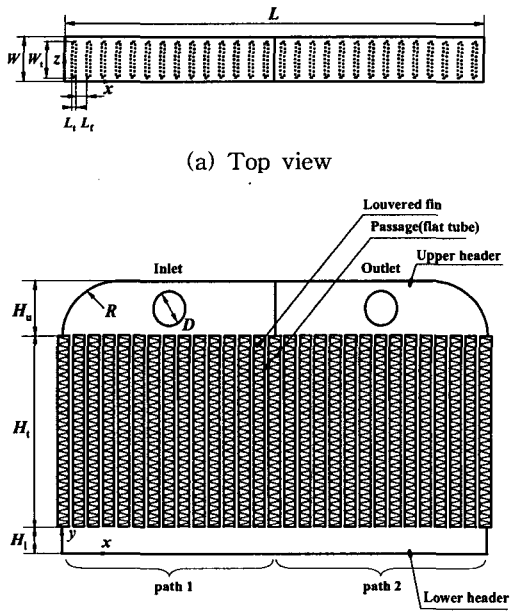
2.1 수치실험 모델

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_{in})이다. 평행류 열교환기는 작동유체를 분할하거나 모으는 헤더, 작동유체의 유로가 되는 납작관(flat tube)으로 구성된 분지시스템이다.

작동유체는 모델의 입구로 유입되어 1단의 상부 헤더를 통하여 각각의 납작관($L_t \times W_t$)으로 분할되어 하강한 후 1단 하부헤더에서 모아진다. 이후 작동유체는 2단 하부헤더로 이동되고 각각의 납작관으로 분배되어 2단 상부헤더로 상승하여 모아진 후 출구를 통해 나가게 된다. 이때 관

Table 1 Dimensionless geometric parameters of a base model

D	L	L_f	L_t	R	W	W_t	H_u	H_t	H_l
1.00	10.79	0.28	0.11	1.72	1.60	1.33	1.72	13.07	0.86



(a) Top view

(b) Front view

Fig. 1 Schematic of a parallel-flow heat exchanger.

외부에는 루버휜이 일정간격(L_f)으로 부착되어 공기와 열전달을 한다. 본 연구에서의 해석영역은 열교환기 내부이고, 휜 영역(공기측)은 경계조건으로 처리한다.

2.2 지배방정식 및 경계조건

해석모델 내의 열 및 유동 특성을 수치적으로 조사하기 위해 사용된 가정은 다음과 같다.

(1) 3차원 정상상태, 비압축성 난류 유동이다.

(2) 작동유체는 단상이고, 물성치는 분지시스템 내부를 이동하는 동안 일정하다.

(3) 납작관은 단일유로(내부 격벽이 없음)로 구성되며, 유로 내부 표면은 매끈하다.

위의 가정을 적용하여 평행류 열교환기의 내부 열유동에 대한 무차원 지배방정식을 나타내면 다음과 같다. 이때 길이와 속도는 각각 헤더의 입구지름(D_{in})과 유입속도(u_{in})로 무차원하였다.[9]

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

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

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

$$\frac{\partial E U_j}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j}\left\{\left(\frac{1}{\mathrm{Re}}+\frac{\nu_t^*}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial E}{\partial X_j}\right\} + \frac{E}{K}\{C_1 \nu_t^* S - C_2 E\} \tag{4}$$

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

수치계산에 사용된 경계조건은 Table 2에 요약되어 있다. 헤더부분은 공기와 직접적으로 열전달을 하지 않는 영역이므로 단열 경계조건을 부여하였고, 납작관 벽면의 온도는 루버휜과 납작관 사이의 열평형 관계에 의해 다음과 같이 계산하였다.

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	$\int_{in} W dA = \int_{out} W dA,\ \frac{\partial K}{\partial n} = 0,\ \frac{\partial E}{\partial n} = 0,\ \frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$

$$\theta_{wall} = \frac{\theta_{nb}}{\mathrm{Nu}_{air}\Delta X + 1} \quad (6)$$

Nu_{air}은 A사에서 실험으로 구한 유로 외부 공기에서의 Nusselt 수이고, ΔX는 벽면과 벽면 바로 안쪽 격자 간의 거리이며, θ_{wall}, θ_{nb}는 각각 경계점과 바로 인접 경계 격자점에서의 온도이다.

2.3 수치해석

지배방정식을 이산화하기 위해 유한차분법을 사용하였다. 지배방정식의 대류항은 1계 상류도식으로 계산되며, 이때 발생하는 수치확산(numerical diffusion)을 상쇄시키기 위해 2계 중앙차분의 수정항을 더하였다. 또한 경계면에서의 속도를 계산하기 위해 압력수정방정식에 압력구배를 가중한 비선형 보간법을 사용하여 비엇갈림격자계(non-staggered grid system)에서 안정성을 확보하였다.[9] 확산항과 생성항에는 2계 중앙차분법이 사용되었다. 확산항들은 직교항과 비직교항으로 나눌 수 있으며 저장용량을 줄이기 위해 직교항은 음함수법(implicit method)으로 처리하고, 비직교항은 생성항에서 양함수법(explicit method)으로 처리하였다.

3. 최적화

3.1 최적화 과정

최적화 과정은 Fig. 2와 같이 요약할 수 있다. 우선 문제의 정의를 위해 설계인자(변수)와 각 설계인자의 범위를 결정하여야 한다. 각 설계인자의 범위는 기하학적 한계 및 제작 가능성을 고려하여 설정하였다. 그 후 실험계획법(design of experiments)을 통해 효율적으로 실험을 할 수 있는 실험점들을 택하였다. 이 실험점에서 앞에서 언급된 수치실험(CFD) 모델을 이용한 수치실험을 수행하였고, 이 해석결과를 이용하여 설계인자에 따른 반응표면(response surface)을 생성하였다. 얻어진 반응표면이 실험결과들을 제대로 모사하고 있는지 확인하기 위해 검증을 수행하였고, 이 반응표면을 사용하여 만족도 함수를 계산한 후 총 만족도 함수를 통해 설계인자들의 최적값을 얻게 된다.

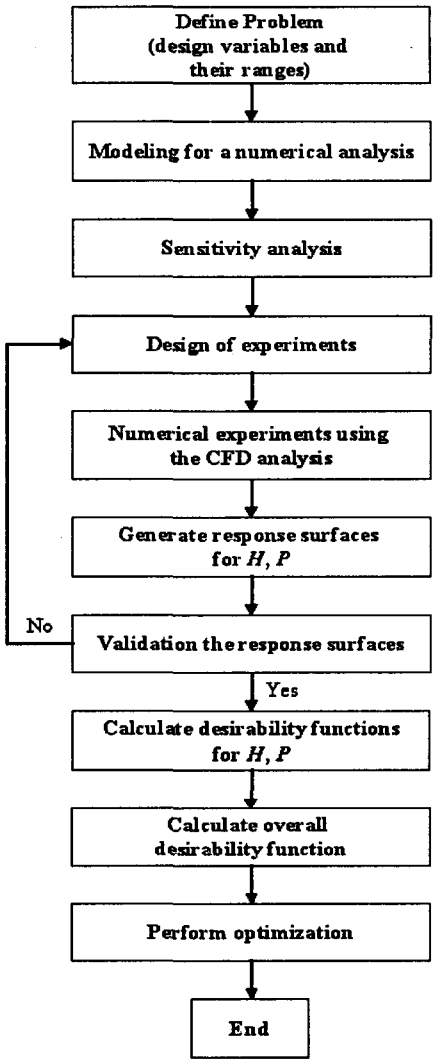
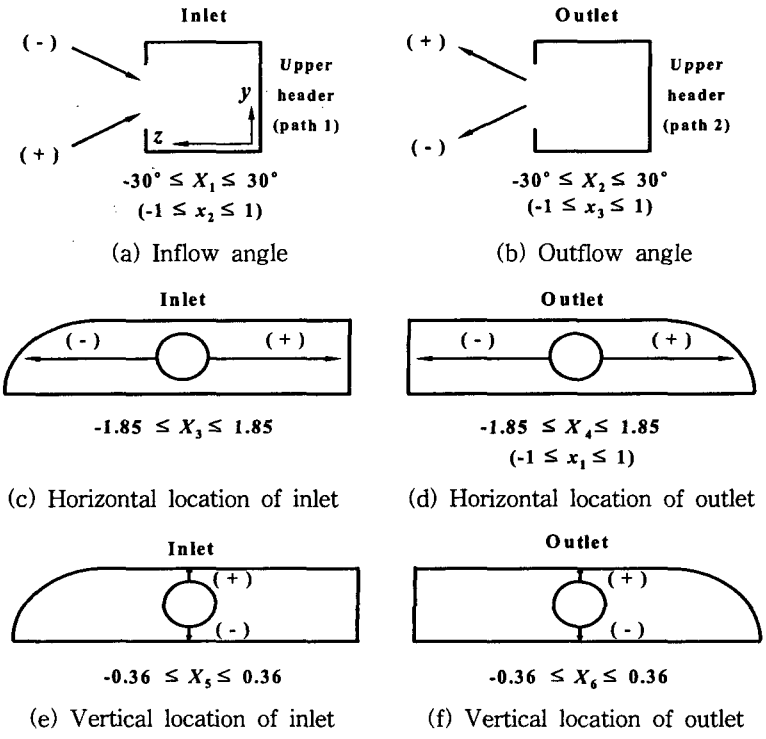


Fig. 2 Flow chart of the optimization process.

3.2 영향성 조사

본 연구에서는 설계인자(작동유체의 유입 및 유출 각도, 입구 및 출구의 수평 및 수직 위치)의 변화에 따라 수치실험을 수행하였다. 열교환기의 경우 설치공간의 제한을 많이 받으므로 설계인자는 열교환기 전체 부피를 변화시키지 않는 것으로 설정하였다. Fig. 3에는 각 설계인자들의 설정범위를 도식적으로 나타내었다. 작동유체의 유입각도인 X_1의 경우 실제 제작이 가능한 $-30°$에서 $30°$까지의 영역이 조사되었으며, (+)방향은 작동유체가 위쪽으로, (−)방향은 아래쪽으로 유



(a) Inflow angle (b) Outflow angle

(c) Horizontal location of inlet (d) Horizontal location of outlet

(e) Vertical location of inlet (f) Vertical location of outlet

Fig. 3 A detail of design parameters in this study.

입되는 것을 나타낸다. 마찬가지로 작동유체의 유출각도인 X_2이 경우 유입각도와 동일한 영역에서 영향이 조사되었고, (+)는 위쪽으로 유출, (−)는 아래쪽으로 유출됨을 의미한다. 입구 및 출구 수평위치인 X_3, X_4 인자는 기하학적인 한계범위인 −1.85에서 1.85까지의 영역에서 그 변화에 따른 영향이 조사되었으며, (+)는 우측으로 (−)는 좌측으로의 이동을 나타낸다. 입구 및 출구 수직위치를 나타내는 X_5, X_6의 경우 마찬가지로 기하학적 한계범위인 −0.36에서 0.36까지의 영역이 조사영역으로 설정되었다. 기준모델의 경우 X_1~X_6의 값은 모두 0이다.

설계변수 6개를 모두 선택하여 최적화를 진행할 경우 반응표면을 생성하기 위한 실험회수가 과도하게 많아(중심합성계획법 사용시 77회) 매우 많은 시간이 소비된다. 따라서 최적화시 이용할 중요인자를 선택하기 위하여 각 설계인자들의 영향성 조사(sensitivity analysis)가 수행되었다. Table 3은 조사된 인자 및 각 인자의 조사영역, *JF* 지표[7,8]의 최대 및 최소값, 최대 최소값의 차

Table 3 Sensitivity analysis

	Content	Range	*JF* factor		Difference	Order
			Max	Min		
X_1	Inflow angle	−30°~30°	1.011	0.974	0.037	2
X_2	Outflow angle	−30°~30°	1.014	0.979	0.035	3
X_3	Horizontal location of inlet	−1.85~1.85	1.000	0.991	0.009	4
X_4	Horizontal location of outlet	−1.85~1.85	1.044	0.989	0.055	1
X_5	Vertical location of inlet	−0.36~0.36	1.002	0.999	0.003	6
X_6	Vertical location of outlet	−0.36~0.36	1.002	0.997	0.005	5

이, 그리고 영향성 순서를 보여준다. 조사결과 각 인자의 중요도 순서는 $X_4 > X_1 > X_2 \gg X_3 > X_6 > X_5$으로 나타났다. Table 3의 차이값에서 볼 수 있듯이 X_4, X_1, X_2가 열교환기의 열유동 특성에 큰 영향을 미치는 것으로 조사되었다.

3.3 실험계획법

반응표면을 생성하기 위해 실험계획을 세우고 이에 따라 실험(CFD)을 수행하여야 한다. 실험계획법(design of experiments)에는 여러 종류가 있으나 일반적으로 가장 많이 사용되고 통계학적으로 검증이 된 중심합성계획법(central composite design)을 이용하였다. 영향이 큰 세 변수 X_4, X_1, X_2에 대해 반응표면을 이용하여 근사회귀모델을 얻었다. 설계변수가 3개이므로 중심합성계획법을 이용한 2차모델 추정을 위해서는 15번의 실험이 필요하다. Table 4에는 중심합성계획법에서 정해 주는 15개의 실험점과 X_4, X_1, X_2를 수치크기에 대한 영향을 제거하기 위하여 각각을 단위크기로 환산해서 x_1, x_2, x_3라는 입력변수로 나타냈다. 이때 중간값인 0은 기준모델상태를 의미한다. Table 4의 우측 끝열에는 각각의 경우 수치실험을 통해 얻어진 열전달($\hat{H}$)과 압력강하($\hat{P}$)값이 나타나 있다.

Table 4 Design of experiments

Point	Natural units			Coded units			Response	
	X_4	X_1	X_2	x_1	x_2	x_3	$\hat{H}$	$\hat{P}$
1	−1.85	−30°	−30°	−1	−1	−1	1.040	0.996
2	1.85	−30°	−30°	1	−1	−1	0.972	0.969
3	−1.85	30°	−30°	−1	1	−1	1.043	1.024
4	1.85	30°	−30°	1	1	−1	0.987	1.022
5	−1.85	−30°	30°	−1	−1	1	1.031	0.992
6	1.85	−30°	30°	1	−1	1	0.963	0.971
7	−1.85	30°	30°	−1	1	1	1.041	1.018
8	1.85	30°	30°	1	1	1	0.942	1.009
9	−1.85	0°	0°	−1	0	0	1.046	1.005
10	1.85	0°	0°	1	0	0	0.990	0.999
11	0	−30°	0°	0	−1	0	0.981	0.970
12	0	30°	0°	0	1	0	0.995	1.023
13	0	0°	−30°	0	0	−1	1.012	1.019
14	0	0°	30°	0	0	1	0.979	0.995
15	0	0°	0°	0	0	0	1.000	1.000

3.4 반응표면 생성

중심합성계획법에 의한 실험점에서 실험을 수행하여 반응표면(response surface)을 추정하였다. 2차 다항식의 계수 β는 다음 식을 이용하여 구할 수 있다.

$$\beta = (X^T X)^{-1} X^T Y \tag{7}$$

여기서

$$X = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & x_{21} & x_{31} & x_{11}^2 & x_{21}^2 & x_{31}^2 & x_{11}x_{21} & x_{11}x_{31} & x_{21}x_{31} \\ 1 & x_{12} & x_{22} & x_{32} & x_{12}^2 & x_{22}^2 & x_{32}^2 & x_{12}x_{22} & x_{12}x_{32} & x_{22}x_{32} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & x_{1n} & x_{2n} & x_{3n} & x_{1n}^2 & x_{2n}^2 & x_{3n}^2 & x_{1n}x_{2n} & x_{1n}x_{3n} & x_{2n}x_{3n} \end{bmatrix} \tag{8}$$

다음 식들은 각각 열전달과 압력강하에 대한 Y값을 나타낸다.

$$Y_H = [1.040,\ 0.972,\ 1.043,\ 0.987,\ 1.031,\ 0.963,\ 1.041,\ 0.942,\ 1.046,\ 0.990,\ 0.981,\ 0.995,\ 1.012,\ 0.979,\ 1.000]^T \tag{9}$$

$$Y_P = [0.996,\ 0.969,\ 1.024,\ 1.022,\ 0.992,\ 0.971,\ 1.018,\ 1.009,\ 1.005,\ 0.999,\ 0.970,\ 1.023,\ 1.019,\ 0.995,\ 1.000]^T \tag{10}$$

결과적으로 추정된 반응표면은 다음과 같다.

$$\hat{H} = 0.9997 - 0.0347x_1 + 0.0021x_2 - 0.0098x_3 + 0.0183x_1^2 - 0.0116x_2^2 - 0.0041x_3^2 - 0.0024x_1x_2 - 0.0054x_1x_3 - 0.0036x_2x_3 \tag{11}$$

$$\hat{P} = 1.0019 - 0.0065x_1 + 0.0198x_2 - 0.0045x_3 - 0.0004x_1^2 - 0.0059x_2^2 + 0.0046x_3^2 + 0.0046x_1x_2 - 0.0001x_1x_3 - 0.0021x_2x_3 \tag{12}$$

3.5 반응표면 검증

얻어진 반응표면 모델의 타당성은 분산분석(analysis of variance)의 F-검정(F-test)과 결정

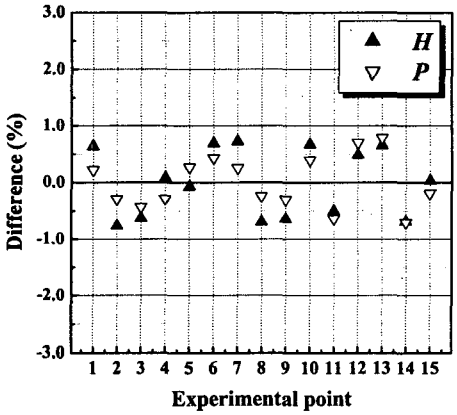


Fig. 4 Comparison of the H, P using RS with that using CFD.

계수(coefficient of multiple determination, R^2)를 이용하였다. 유의수준(level of significance, α)을 0.05로 선택하면 F-검정 기각치(critical value)는 $F(9,5 ; 0.05)=4.77$이 되고, 각 출력변수에 대한 F_0값은 열전달과 압력강하에 대해 각각 15.53, 8.73이므로 모든 회귀모델이 95% 이상의 신뢰도를 가진다고 할 수 있다.[6] 결정계수(R^2)는 각 모델의 입력변수를 이용하여 출력변수의 변동(variance)을 얼마만큼 표현할 수 있는지 그 정도를 나타내는 지표로, 회귀모델 식(11)과 (12)의 결정계수는 각각 0.965, 0.940이었다. Fig. 4에는 열전달과 압력강하에 대한 수치실험 결과와 반응표면 값의 상대오차를 나타내었다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 모든 실험점에서 상대오차는 1% 이내인 것으로 조사되었다. 각 회귀모델에 대한 분산분석, 결정계수, 그리고 Fig. 4의 결과로부터 얻어진 반응표면 모델은 열교환기 성능을 표현하는 데 문제가 없음을 확인할 수 있었다.

3.6 만족도 함수

만족도 함수(desirability function) 기법[10]은 다중출력을 동시에 최적화하는 입력변수(설계인자)들을 결정하는 데 매우 유용한 방법이다. 우선 각 출력변수에 대한 만족도 함수를 정의한다. 만족도 함수는 각 출력에 대한 성취의 정도를 나타내는 지표로 목표에 대한 성취 정도가 클수록 1에 접근하고 성취 정도가 작을수록 0이 되도록 고안되었다. 출력이 망대, 망소, 망목 특성 중 어떤 특성을 갖느냐에 따라 만족도 함수의 형태가 결정되는데 출력이 망소 특성을 갖는 경우 다음의 식과 같은 함수를 이용한다.

$$d_i(\tilde{y}_i(x)) = \begin{cases} 1 & \text{if } \tilde{y}_i \le A_i \\ \left(\dfrac{\tilde{y}_i - B_i}{A_i - B_i}\right) & \text{if } A_i \le \tilde{y}_i \le B_i \\ 0 & \text{if } \tilde{y}_i \ge B_i \end{cases} \quad (13)$$

여기서 A_i는 $\tilde{y}_i$의 최소 허용값, B_i는 $\tilde{y}_i$의 최대 허용값을 나타낸다.

반대로 출력이 망대특성을 갖는 경우는 다음 식과 같다.

$$d_i(\tilde{y}_i(x)) = \begin{cases} 0 & \text{if } \tilde{y}_i \le A_i \\ \left(\dfrac{\tilde{y}_i - A_i}{B_i - A_i}\right) & \text{if } A_i \le \tilde{y}_i \le B_i \\ 1 & \text{if } \tilde{y}_i \ge B_i \end{cases} \quad (14)$$

다음 과정으로, 각 만족도 함수를 하나로 만들어 주기 위해 각 만족도 함수의 기하평균으로 정의된 총 만족도 함수(overall desirability function)를 이용한다.[10]

$$D(x) = (d_1(\tilde{y}_1(x)) \cdot d_2(\tilde{y}_2(x)) \cdots d_m(\tilde{y}_m(x)))^{1/m} \quad (15)$$

여기서 D는 총 만족도 함수를, m은 출력의 개수를 의미한다.

마지막 과정으로 정의된 총 만족도 함수에서 최적화를 통해 그 함수값(D)을 최대로 만들어 주는 입력 변수값들을 얻게 된다.

각 출력변수의 중요도가 다른 경우에도 가중기하평균 개념을 도입하여 총 만족도 함수를 구할 수 있다.[11]

$$D(x) = (d_1^{n_1}(\tilde{y}_1(x)) \cdot d_2^{n_2}(\tilde{y}_2(x)) \cdots d_m^{n_i}(\tilde{y}_m(x)))^{(1/\sum n_i)} \quad (16)$$

여기서 $n_1 \sim n_i$는 각 출력변수의 중요도를 나타내는 각 만족도 함수의 지수이다.

본 연구에서는 열교환기 성능에 관련된 두 출

력변수 즉 열전달과 압력강하에 대해 각각 열전달의 경우 망대특성에 적합한 식(13)을, 압력강하의 경우 망소특성에 적합한 식(14)를 이용하였다. 총 만족도 함수는 식(15)에 의해 다음과 같이 나타내어진다.

$$D(x) = (d_1(\hat{H}(x)) \cdot d_2(\hat{P}(x)))^{1/2} \quad (17)$$

열전달과 압력강하의 중요도 변화에 의해 설계인자들의 최적값이 어떻게 변하는지 조사하기 위해 열전달과 압력강하의 중요도를 3 대 1, 1 대 3으로 변화시켰다. 열전달 중요도가 압력강하 중요도의 3배일 경우 총 만족도 함수는 다음과 같이 표현된다.

$$D(x) = (d_1^3(\hat{H}(x)) \cdot d_2^1(\hat{P}(x)))^{1/4} \quad (18)$$

압력강하의 중요도가 열전달 중요도의 3배일 경우는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$D(x) = (d_1^1(\hat{H}(x)) \cdot d_2^3(\hat{P}(x)))^{1/4} \quad (19)$$

3.7 결과 및 토의

Table 5는 식(17)~(19)로 표현된 총 만족도 함수를 최적화한 결과 얻어진 입력변수, 출력변수, 각 출력변수의 만족도 함수값, 총 만족도 함수값을 나타낸다. 출력변수에서의 값들은 얻어진 입력변수값들을 반응표면 모델에 대입하여 얻은 값을, 괄호 안은 얻어진 최적 설계인자들을 이용하여 수치실험을 수행한 결과를 나타낸다. 출력변수의 중요도가 동일한 경우인 식(17)을 최적화한 결과 입력변수인 출구 좌우위치(X_4), 유입각도(X_1), 유출각도(X_2)는 각각 −1.85, −30.00°, 21.33°에서 총 만족도 함수가 최대값을 나타냈다. 이 최적 조건에서 수치실험을 수행한 결과 ($\hat{H}$, $\hat{P}$)=(1.035, 0.986)이었다. 총 만족도는 0.764로 열전달과 압력강하의 중요도를 동일하게 고려할 경우 열전달 최대 출력값과 압력강하 최소 출력값의 최대 76.4%까지 동시에 만족시킴을 의미한다.

열전달의 중요도가 압력강하 중요도의 3배일 경우인 식(18)에 대해 최적화를 수행한 결과 입력변수 X_4, X_1, X_2는 각각 −1.85, −30.00°, 21.23°에서 최적이었다. 이 최적조건에서 수치실험을 통해 얻어진 출력변수는 ($\hat{H}$, $\hat{P}$)=(1.036, 0.987)이었다. 결과에서 볼 수 있듯이 최적 입력값은 열전달과 압력강하의 중요도를 같게 한 경우와 큰 차이가 없는 것으로 조사되었다. 출구는 가장 좌측에 위치하고, 유입각도는 음(−)의 값을, 유출각도는 양(+)의 값을 갖는 경우 각 유로 유량분포의 균일 정도가 향상되면서 열전달 성능은 커지게 되는 것으로 나타났다.

압력강하의 중요도가 열전달 중요도의 3배인 경우를 나타내는 식(19)를 최적화한 결과 입력변수는 X_4, X_1, X_2는 각각 1.85, −29.29°, −18.91°로 나타났다. 이 최적조건에서 수치실험으로 얻어진 출력변수는 ($\hat{H}$, $\hat{P}$)=(0.980, 0.967)이었다. 최적 입력변수값들이 앞의 경우에서와 많이 다른데, 이는 압력강하에 중요도를 상대적으로 크게 설정하여 열전달보다 압력강하를 감소시키는 방향으로 최적값이 이동하였기 때문이다. 출구위치

Table 5 Desirability function

Heat vs. pressure	Optimization result		Desirability function	Overall desirability function
	Input variable	Output variable		
1 : 1	x_1=−0.999 (−1.85) x_2=−1.000 (−30.00°) x_3=0.711 (21.33°)	H=1.034 (1.035) P=0.988 (0.986)	0.885 0.660	0.764
3 : 1	x_1=−0.999 (−1.85) x_2=−1.000 (−30.00°) x_3=0.708 (21.23°)	H=1.034 (1.036) P=0.988 (0.987)	0.885 0.661	0.823
1 : 3	x_1=1.000 (1.85) x_2=−0.976 (−29.29°) x_3=−0.630 (−18.91°)	H=0.978 (0.980) P=0.969 (0.967)	0.349 1.000	0.769

가 우측 끝부분일 경우 작동유체의 이동경로가 최단거리가 되면서 유로 벽면에 의한 마찰손실(friction loss)이 최소화되고, 마찬가지로 유입각도도 음(−)의 큰 값을 갖는 경우 운동량 손실(momentum loss)이 감소하게 되는 현상이 잘 반영된 결과로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 다중출력 변수를 최적화할 경우 목적함수를 체계적이고 효율적으로 설정하기 위해 만족도 함수기법을 이용하였다. 반응표면법을 통한 만족도 함수를 이용하여 전열성능의 향상 및 압력강하를 저감을 할 수 있는 평행류 열교환기의 최적 설계인자값들을 얻을 수 있었다. 각 출력변수의 중요도가 동일한 경우 설계인자의 최적값 변화를 조사하였다. 그 결과 인자들의 영향성 조사를 통해 선택된 설계인자인 출구 좌우위치, 유입각도, 유출각도는 각각 −1.85, −30.00°, 21.33°에서 최적의 형상인 것으로 나타났다. 이때 열전달은 기준모델(상용화된 모델)에 비해 3.5% 향상되고, 압력강하는 1.4% 감소되는 것으로 조사되었다. 열전달 및 압력강하에 3 : 1의 중요도를 준 경우 출구는 가장 좌측으로 이동하고, 유입각도는 가장 음(−)의 방향으로 유입, 그리고 유출각도는 양(+)인 경우가 최적형상으로 나타나 두 출력변수의 중요도를 동일하게 설정한 경우와 큰 차이가 없는 것으로 나타났다. 압력강하의 중요도가 열전달 중요도의 3배인 중요도가 1 : 3일 경우 압력강하가 저감되는 방향으로 설계인자들의 최적값은 변화되었다. 출구는 가장 우측으로 이동하고, 유입각도와 유출각도는 모두 음(−)의 방향일 경우가 최적의 형상인 것으로 조사되었다. 이때 열전달은 기준모델에 비해 2.0% 떨어졌으나 압력강하는 조사된 모든 결과들 중 최대로 감소(3.3%)되는 결과를 얻을 수 있었다.

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, Part A, 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. 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.
6. Khuri, A. I. and Cornell, J. A., 1987, Response Surface Design and Analysis, Marcel Dekker, Inc., pp. 29-31.
7. Yun, J. Y. and Lee, K. S., 2000, Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of the heat exchanger with slit fins, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp. 2529-2539.
8. Webb, R. L., 1994, Principles of enhanced heat transfer, Wiley, New York, Chapter 3.
9. Oh, S. J. and Lee, K. S., 2004, Optimal shape of a parallel-flow heat exchanger by using a response surface method, The Korean Society of Mechanical Engineering(B), Vol. 28, No. 3, pp. 296-303.
10. Derringer, G. and Suich, R., 1980, Simultaneous optimization of several response variables, Journal of Quality Technology, Vol. 12, pp. 214-219.
11. Derringer, G., 1994, A balancing act: optimizing a product's properties, Journal of Quality Technology, pp. 51-58.
12. Paterakis, P. G., Korakianiti, E. S., Dallas, P. P. and Rekkas, D. M., 2002, Evaluation and simultaneous optimization of some pellets characteristics using 33 factorial design and the desirability function, International Journal of Pharmaceutics, Vol. 248, pp. 51-60.