

와류발생기가 부착된 열교환기 최적설계

박경우[†] · 최동훈*

Optimal Design of a Heat Exchanger with Vortex Generator

Kyoungwoo Park and Dong-Hoon Choi

Key Words : Design Optimization(최적설계), Plate-Fin Type Heat Exchanger(평판-휨형 열교환기), CFD(전산유체역학), Mathematical Optimization(수학적 최적화), Objective Function(목적함수), Pareto Solution(Pareto 해)

Abstract

In this study the optimization of plate-fin type heat sink with vortex generator for thermal stability is conducted numerically. To acquire the optimal design variables, the CFD and mathematical optimization are integrated. The flow and thermal fields are predicted using the finite volume method. The optimization is carried out by means of the sequential quadratic programming (SQP) method. The results show that when the temperature rise is less than 40 K, the optimal design variables are as follows; $B_1 = 2.584$ mm, $B_2 = 1.741$ mm, and $t = 7.914$ mm. Comparing with the initial design, the temperature rise is reduced by 4.2 K, while the pressure drop is increased by 9.43 Pa. The Pareto optimal solutions are also presented between the pressure drop and the temperature rise.

1. 서론

전자장비에서 흔히 접하는 열 문제는 열 교환기를 통해 효과적으로 해결 할 수 있는데, 이 때 주로 강제대류방식을 채택한다. 그러나 최근의 고성능화에 대한 요구는, 전자장비를 보다 소형화하였으며, 이로 인해 단위면적당 발생하는 열이 급격히 증가하고 있는 추세이다. 이러한 열 유속의 증가에 효과적으로 대응하기 위한 방법의 하나로써, 열 교환기 내부에 와류발생기(vortex generator)를 설치하는 것이 일반화되고 있다⁽¹⁻²⁾. 이는 열 교환기 내부의 열 경계층 발달을 억제하여 열전달을 향상시킴과 동시에 유동저항의 증가로 인해 팬의 부하를 가중시키는 등 상반된 영향을 미친다. 따라서 보통 전자장비 내부의 제한된 공간에 설치되는 열교환기는 최적화(optimization)기법을 이용

하여 열전달을 최대화 하려 하며 압력강하를 최소화하는 형상으로 설계되어야 할 것이다.

최근에 컴퓨터의 계산능력 향상과 해석 알고리즘에 대한 꾸준한 연구의 결과, 산업현장에서의 전산유체역학(CFD)의 이용이 급격히 증가하고 있으며, 그 적용범위도 점차 확대되고 있다. 또한 최적화를 위한 수치적 알고리즘 개발도 매우 활발히 진행되고 있다. 따라서 CFD와 수치최적화 기법의 통합이 최근에 매우 각광을 받고 있으며, 많은 연구가 이루어지고 있다⁽³⁻⁴⁾. 특히, Park 등⁽⁴⁾은 엇갈리게 핀(pin)이 배열된 평판 열교환기에서 핀의 형상 및 배열의 최적화에 대한 연구를 수행하였다. 이를 위해 이들은 CFD와 최적화 기법인 SLP(sequential linear programming)법을 결합함으로써 열교환기의 최적설계값을 제시하였다.

평판-휨(plate-fin)형 방열판(heat sink)의 성능해석 및 최적화에 대한 연구는 지난 수 십년동안 꾸준히 이루어져 왔다. 그러나 대부분의 방열판 최적화 연구는 수치적인 최적화 알고리즘을 사용하지 않고, 시스템 내의 열 및 유동특성에 대한 변수연구를 수행하여 설계변수들 간의 상호 관련식을 제

[†] 한양대학교 최적설계신기술연구센터

E-mail : kwoopark@hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-1639 FAX : (02)2291-4070

* 한양대학교 최적설계신기술연구센터

시한 수준에 머물러 있다⁽⁵⁻⁶⁾.

이상에서 언급한 연구들도 방열판 설계시 유용한 기초자료로 활용될 수 있을 것이지만, 엄밀한 의미에서 최적설계(optimal design)라 할 수 없을 것이다. 또한 최적화 기법을 사용하여 평판-휨형 방열판의 형상을 최적화한 연구는 거의 없는 실정이다. 따라서 이 연구에서는 삼각기둥의 와류발생기가 유동방향에 직각으로 부착된 평판-휨형 방열판의 최적 형상을 수치적으로 구하고자 하였다. 이를 위해서 전산유체역학에 최적화 알고리즘을 통합하여, 전 과정을 자동화하였다.

2. 문제 정의

2.1 물리적 모델

이 연구에서 고려한 열시스템은 덕트, 방열판, 그리고 반응부로 구성되어 있으며, 이를 Fig.1에 개략적으로 나타내었다. 축류팬(모델명: 3112KL-05W-B50, 크기: 32*80*80 mm)에 의하여 발생한 일정한 온도의 공기는 덕트를 지나 방열판의 휨에 의해 형성된 유로를 따라 흐른다. 방열판으로부터 열을 전달받은 고온의 공기는 반응부 상부면에 설치된 3개의 출구를 통해 대기로 유출된다.

이 연구는 팬-구동 방열판의 열성능을 최대화하기 위한 최적설계변수를 구하는 것이 목적이므로, 평판-휨형 방열판을 Fig.2에 자세히 나타내었다. 알루미늄으로 만들어진 방열판은, 휨(fin)은 용출(extrusion)형이다. 방열판의 전체 크기는 길이(L)가 430mm, 폭(W)이 188mm, 그리고 높이(H)가 60mm이며, 높이는 휨의 높이(h)와 기저부 두께(t)의 합이다. 방열판 상부면에 부착된 2개의 열원(Q₁, Q₂, 크기: 62*122mm)에서 전기적인 저항에 의해 일정한 열이 발생한다. 열전달 향상을 위해 방열판 하부면에 유동방향과 수직으로 삼각형모양의 와류발생기가 설치되어 있으며, 이는 두 개의 열원 사이에 존재한다. 열원 으로부터 발생된 열은 1차적으로 방열판 내부에서 전도에 의해서 전달되며, 휨(fin)의 단면을 통해 강제대류에 의해 방출된다. 따라서 이는 전도와 대류가 혼합된 복합(conjugated) 열전달 형태이다.

2.2 최적설계 정의

2.2.1 수학적 표현

일반적으로 최적화란 목적함수(objective function)을 최소화하는 설계변수를 수치적으로 구하는 것이다. 이때, 보통 설계변수들은 몇 가지 제약조건을 만족하여야 한다. 따라서, 비선형이며 제약조건을 갖는 최적화문제는 다음과 같이 수학적으로 표

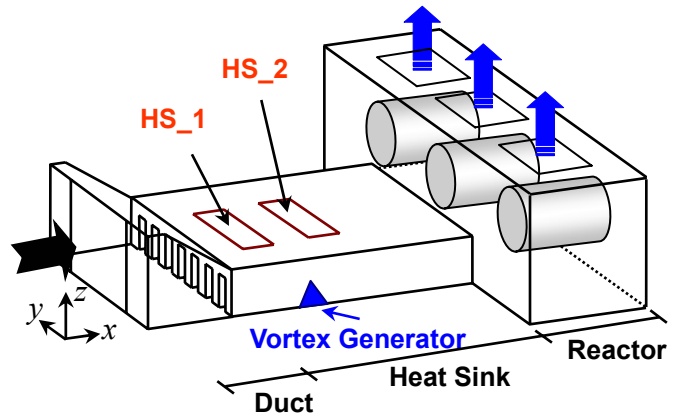


Fig. 1 Schematics of the thermal system

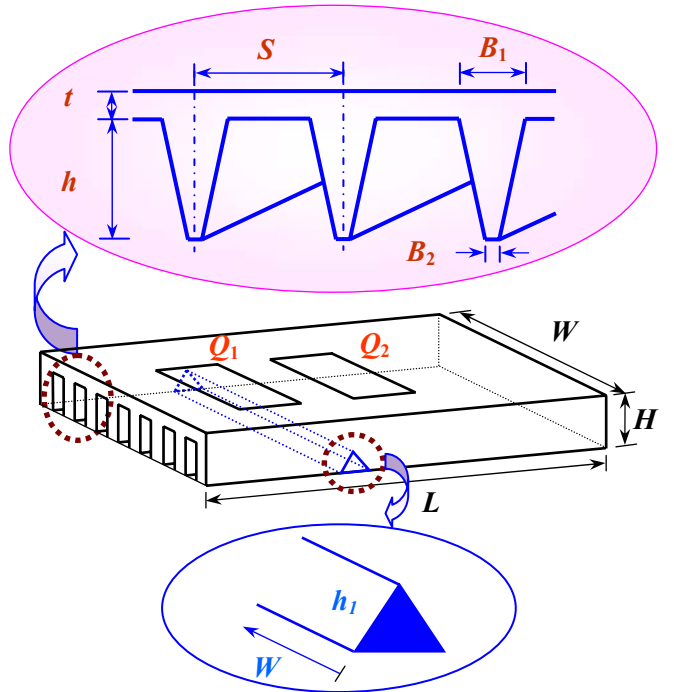


Fig. 2 Schematics of the heat sink with vortex generator

현할 수 있다.

$$\text{Find } \mathbf{X} = \{x_1, x_2, \dots, x_N\}^T \quad (1)$$

$$\text{to minimize } F(\mathbf{X}) \quad (2)$$

subject to

$$g_j(\mathbf{X}) \leq 0 \text{ for } j=1, M \quad (3a)$$

$$h_i(\mathbf{X}) = 0 \text{ for } i=1, M \quad (3b)$$

$$\mathbf{X}_i^L \leq \mathbf{X}_i \leq \mathbf{X}_i^U \text{ for } i=1, N \quad (3c)$$

여기서 \mathbf{X} 는 설계변수 벡터이며, N 은 설계변수의 수이다. $F(\mathbf{X})$ 는 설계변수에 의해 결정되는 목적함수이며, $g(\mathbf{X})$ 와 $h(\mathbf{X})$ 는 각각 부등호 및 등호 제약

조건을 의미한다. 또한 설계변수의 상/하한값을 나타내는 \mathbf{x}_l 와 \mathbf{x}_u 는 최적화 과정에서 변수들의 탐색영역을 제한하는 역할을 한다.

2.2.2 목적함수 및 설계변수

팬의 작동조건이 일정한 경우, 열전달 증가를 통한 열 성능을 향상시키기 위해서는 필연적으로 방열판 내부의 압력강하량이 증가하게 된다. 따라서 크기가 일정하게 고정된 방열판인 경우, 열저항과 압력강하가 동시에 최소가 되는 방열판을 설계하고자 할 때 최소화할 목적함수로는 일반적으로 압력강하(ΔP)와 열저항(θ_j)을 선택한다.

$$\theta_j = \Delta T / Q = [T_j - T_\infty] / Q, \quad \Delta P = P_m - P_\infty \quad (4)$$

여기서 ΔT 는 온도상승(temperature rise)으로 방열판과 열원의 접촉면 온도(T_j)와 대기온도(T_∞)의 차이이며, Q 는 유입열량이다. 압력강하는 입구와 출구의 압력차로서 정의한다.

그러나, 실제 방열판 설계시 가장 중요하게 고려할 요소는 방열판 내 최대온도(T_j 또는 T_{max})가 시스템의 안정적 작동을 위한 일정 온도 이하로 유지 되어야 한다. 따라서, 이 연구에서는 식(4)에서 정의한 ΔT 를 하나의 제약조건으로 고려한다.

열저항과 압력강하에 직접적으로 영향을 미치는 기하학적인 변수를 설계변수로 선정하여야 한다. 따라서, Fig.2 에서 보듯이, 외부 크기가 일정한 방열판의 내부형상은 환의 피치(S), 환의 수(n), 기저부 두께(t), 환의 높이(h), 기저부 환두께(B_1), 그리고 하부 환 두께(B_2)에 의해 결정되어짐을 알 수 있다. 그러므로 이 연구에서는 방열판의 기저부 두께, 기저부 환두께, 그리고 하부 환 두께를 설계변수로 선정하였다. 즉, $x_1 = B_1$, $x_2 = B_2$, 그리고 $x_3 = t$ ($\mathbf{X} = [B_1, B_2, t]$)이다.

3. 이론 해석

3.1 열 및 유동장

방열판의 고성능화는 열 저항(또는 온도 상승)과 압력강하가 동시에 최소가 되는 설계변수를 얻음으로서 이루어진다. 따라서 이들 목적함수를 계산하기 위해서는 방열판을 포함한 열시스템내의 열 및 유동특성 규명이 선행되어야 한다.

3.1.1 평균유동 방정식

이 연구에서 고려된 물리적 현상은 정상상태, 비압축성유체의 3 차원 난류 혼합대류 열전달문제이다. 부력항을 제외한 모든 물성치는 일정하며 점성소산 및 복사열전달효과는 무시한다. 또한 형

상의 대칭성으로 인하여 전영역의 1/2 을 해석한다. 이상의 가정과 표준 $k-\epsilon$ 난류모델⁽⁹⁾에 기초한 시간-평균된 연속, 운동량, 에너지(유체 및 고체부분) 및 난류운동량(k)과 이의 소산율(ϵ)에 대한 지배방정식을 텐서형식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u'_i u'_j} \right] + \rho g_i \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_j T'} \right) + S_\phi \quad (7a)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \dot{q} = 0 \quad (7b)$$

$$\frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (8)$$

$$\frac{\partial(\rho u_j \epsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_1 \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_3 G_b) - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (9)$$

여기서 $\overline{\rho u'_i u'_j}$ 과 $\overline{\rho u'_j T'}$ 은 Reynolds 응력 및 난류 열유속을, μ_t 와 α_t 는 각각 와-점성계수와 와-확산계수를 의미한다. 또한 G_k, G_b 는 응력과 부력에 의한 난류생성항이다. 이 모델에 사용된 상수 및 함수는 참고문헌[7-8]에 잘 나타나 있다.

열/유동장 해석을 위한 경계조건은 다음과 같다. 덕트 입구에서는 팬의 특성곡선에 따라 1.27 m/s 의 공기가 318K 의 일정한 온도로 유입된다고 하였으며, 출구는 압력경계조건을 사용하였다. 방열판 상부의 두개의 발열체부분($Q_1=348W, Q_2=321W$)은 열유속조건을, 그 외 부분은 대류경계조건(이때 $h = 3 W/m^2K$)을 부여하였다. 또한 k 와 ϵ 에 대한 초기조건은 다음의 식으로 계산하여 부여하였다: $k_{in} = 0.5 I_0^2 u_{in}^2$, $\epsilon_{in} = k_{in}^2 / L_\epsilon$, 여기서 국소 난류강도 I_0 는 0.1 을, 소산율에 대한 길이척도인 L_ϵ 는 팬의 폭인 80mm 이다. 대칭면에 대해서는 대칭조건을 주었다. 열·유동장에 대한 수립된 해는 유수의 합과 연속된 종속변수들의 상대오차가 10^{-5} 이하를 동시에 만족하였을 때이다.

3.1.2 수치해석

3 차원 난류 혼합열전달 현상에 대한 모든 지배방정식은 유한체적법(FVM)에 기초한 범용 프로그

램인 FLUENT⁽⁹⁾를 이용하여 계산한다. 이는 최적화 과정 중, 매 반복시 새로운 설계변수가 제안되고, 새로운 형상에 대한 해석이 반복적으로 이루어져야 하므로 열/유동장 해석은 빠른 해석 시간 및 결과에 대한 신뢰성이 확보되어야 하기 때문이다. 해석영역을 비균일격자계(총 격자수는 약 130만개)로 나누며, 운동량 방정식에 나타난 압력수정식은 SIMPLE 알고리즘⁽¹⁰⁾을 적용하였으며, 대류와 확산항은 맥급수법을 이용하여 이산화한다.

3.2 수치 최적화(numerical optimization)

3.2.1 SQP-법

이 연구에서는 식(1)-(3)에 정의된 최적화 문제를 SQP 법⁽¹¹⁾을 이용하여 해결하였다. 구배 기반(gradient-based) 최적화 기법인 SQP-법은 이 연구에서와 같이 설계변수의 수가 적은 비선형/제약 문제에 가장 효율적인 방법으로 알려져 있다.

구배기반 최적화 알고리즘은 최적설계변수값을 얻을 때까지 반복적으로 설계변수를 찾게 되는데, 제약조건을 만족하면서 목적함수를 최소화하는 설계변수는 다음의 식으로 매 반복 시 수정된다.

$$\mathbf{X}_{k+1} = \mathbf{X}_k + \alpha_k \cdot \mathbf{S}_k \quad (10)$$

여기서 하첨자 k 는 반복횟수이다. 식 (12)에 보는 바와 같이, 최적 설계변수를 구하기 위해서는 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.

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

$$\text{Minimize } F(\mathbf{X}_{k+1}) = F(\mathbf{X}_k) + \nabla F(\mathbf{X}_k)^T \mathbf{S}_k \quad (11)$$

$$\text{subject to } g_j(\mathbf{X}_{k+1}) = g_j(\mathbf{X}_k) + \nabla g_j(\mathbf{X}_k)^T \mathbf{S}_k \leq 0 \quad (12a)$$

$$h_i(\mathbf{X}_{k+1}) = h_i(\mathbf{X}_k) + \nabla h_i(\mathbf{X}_k)^T \mathbf{S}_k = 0 \quad (12b)$$

여기서 $\mathbf{S} = \mathbf{X}_{k+1} - \mathbf{X}_k$ 이다. 다음, 아래의 2 차 근사 목적함수를 도입하여 탐색방향을 결정한다.

$$Q(\mathbf{S}_{k+1}) = F(\mathbf{X}_k) + \nabla F(\mathbf{X}_k)^T \mathbf{S}_k + \frac{1}{2} (\mathbf{S}_k)^T \mathbf{B} \mathbf{S}_k \quad (13)$$

식(11)-(13)의 선형화된 목적함수, 제약조건 그리고 2 차 근사 목적함수들은 MMFD (modified method of feasible directions)를 이용하여 계산한다. 초기에 단

위행렬인 행렬 \mathbf{B} 는 양의 행렬로서 매 반복시 라그랑지 함수의 헤시안(Hessian)에 근사시킴으로서 수정되는데, 이 연구에서는 BFGS 식을 이용하여 계산한다. 이러한 최적화 과정은 연속되는 목적함수에 대한 변화율이 10^{-5} 이 될 때까지 반복된다.

4. 해석 절차

평판-휨 방열판의 최적 설계값을 얻기 위해서 (1) 목적함수를 계산하는 해석기(analyzer), 즉, 열·유동 해석용 프로그램, (2) 비선형 최적화 문제를 해석하는 최적화기(optimizer) 그리고 (3) 여러 가지 배열과 변수 정의 및 두 프로그램을 제어하는 주-프로그램등을 사용한다. 일단, 열 및 유동장 해석의 결과로 목적함수가 계산되면, 주-프로그램은 최적화를 수행하기 위해 최적화기를 이용한다. 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

삼각형 단면을 갖는 와류발생기가 부착된 평판-휨형 방열판의 냉각효과 극대화를 위해 형상 최적화를 수치적으로 수행하였다.

최적화를 위해 사용된 기준(baseline) 또는 초기모델의 설계변수값은 $\mathbf{X} = [B_1, B_2, t; 2.0, 1.5, 7.0]$ [mm]이며, 이들에 대한 상/하한 값은 $1.25 \leq B_1 \leq 5.0$ mm, $1.25 \leq B_2 \leq 5.0$ mm, 그리고 $7.0 \leq t \leq 25.0$ mm 이다. 그리고 두 개의 제약조건(constraint)을 도입하였는데, 하나는 앞에서 언급한 온도상승 (ΔT)의 제한이며, 다른 하나는 휨의 제작성을 고려한 것으로 $B_1 > B_2$ 이다.

5.1 와류발생기의 영향

와류발생기가 시스템내 열 및 유동특성에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 와류발생기가 없는 경우와 비교하여, 그 결과를 Table 1 에 나타내었다. 이때 모든 작동조건 및 기하학적인 형상은 기준모델에 대한 것이며, 와류발생기의 폭(W)은 188 mm, 삼각형 단면의 한 변의 길이(h_1)는 20mm 이다. Table 1 에서 알 수 있듯이, 와류발생기가 부착된 경우에 최대온도는 362.31 K (두 번째 열원의 접촉

Table 1 Effect of vortex generator

	w/o vortex generator	w/ vortex generator
Max. Temp. (T_j)	366.48 K	362.31 K
Temp. rise(ΔT)	48.48 K	44.31 K
Pressure drop(ΔP)	33.15 Pa	37.29 Pa

부에서 발생)로, 와류발생기가 없는 경우에 비해 약 4.2 K 감소하였으나, 압력강하량은 33.15 Pa 에서 37.29 Pa 로 오히려 증가하였다. 이는 와류발생기가 방열판내 열경계층 발달을 억제하고, 유동저항을 증가시키기 때문이다. 또한 와류발생기가 존재한 경우라도 방열판의 온도상승은 44.31K 가 되는데, 이는 시스템의 안정적 작동을 위한 온도상승인 40 - 41 K 를 초과한다. 이러한 현상은 시스템의 열적 안정성을 위해서 방열판의 최적설계가 이루어져야 함을 의미하는 것이다.

5.2 최적설계

Fig.3 은 최적화 과정 중 서로 다른 두 개의 기저부 흰두께($B_1^0 = 2.0$ 과 3.5 mm)에 대한 수렴이력을 $\Delta T < 40$ K 에 대해 나타낸 그림이다. 두 가지 경우에 최적값은 각각 2.584mm 와 2.581mm 으로서, 초기값에 관계없이 거의 동일한 최적값을 얻을 수 있음을 알 수 있다. 그러나 $B_1^0 = 2.0$ mm 인 경우, 8 번의 반복 후에 수렴된 값을 얻을 수 있는 반면에, $B_1^0 = 3.5$ mm 를 초기값으로 사용한 경우에는 더 많은 반복계산(10 회)이 필요하였다. 이로 부터, 최적값에 보다 근사한 초기 설계값을 사용하는 것이 우수한 수렴성을 보장함을 단편적으로 보여 주고 있다

전형적인 최적화 결과를 설명하기 위해, 온도상승을 40 K 로 제한한 경우의 초기모델과 최적모델의 형상 및 결과들을 Table 2 에 나타내었다. 온도상승의 제한은 최적화 과정에서 압력강하 만을 최

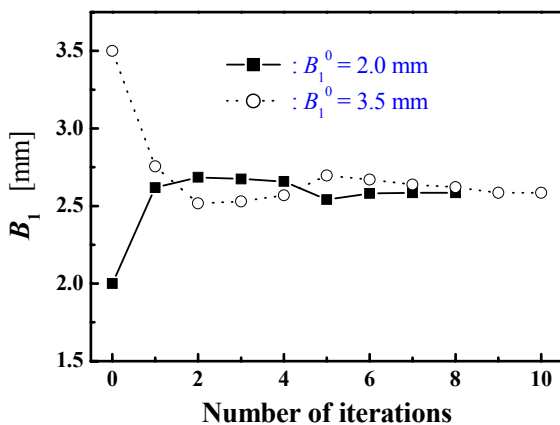


Fig. 3 Convergence history for two cases of B_1^0

Table 2 Baseline and optimized designs for $\Delta T < 40$ K

	Baseline	Optimum
B_1 [mm]	2.0	2.585
B_2 [mm]	1.5	1.741
t [mm]	7.0	7.914
θ_j [K/W]	0.066	0.059
ΔP [Pa]	37.29	46.72
T_j [K]	362.31	357.99
ΔT [K]	44.31	39.99

소화하면 자연스럽게 방열판내 최대온도가 급격히 증가할 수 있기 때문이다. Table 2 에서 보듯이, 최적화 형상에 대한 열저항은 0.059 K/W 로서 최대온도의 감소(4.1 K)로 인해 초기모델의 0.066 K/W 에 비해 약 10.6% 감소하였다. 그러나 예상하였듯이, 압력강하량은 증가하였다. 또한 모든 설계변수의 최적값은 초기 기준모델에 비하여 늘어났음을 알 수 있다. 특히, 초기값에 비해 가장 많은 변화를 보인 B_1 의 최적값은 약 29.25 % 정도 두꺼워 졌으며, 기저부 두께(t)의 변화율은 매우 작았다 이로 부터 기저부 흰두께가 방열판의 열성능 향상에 가장 중요한 요인임을 알 수 있다.

Table 3 은 4 가지 온도상승($\Delta T = 38, 39, 40, 41$ K)에 대한 최적설계변수값과 이에 상응하는 결과들을 서로 비교하기 위해 나타낸 표이다. 이 표에서 “No. of function calls”는 최적 설계값을 얻기 위해 시스템 내부의 열/유동해석을 수행한 수를 의미하며, 이는 최적화기가 설계변수의 수정을 제안한 횟수이기도 한다. $\Delta T = 38$ K 와 41K 인 경우, 해석을 수행한 수는 각각 67 과 21 번, 이때 최적화의 반복횟수는 각각 4 번과 13 번으로 나타났다. 이는 더 많은 열을 제거하기 위해서는 더 많은 반복이 이루어짐으로서 최적해를 얻을 수 있음을 보여준다. Table 3 을 통해 최대온도상승을 고려한 평판-흰형 방열판의 가장 유용한 설계변수값을 결정할 수 있다. 예를 들면, 어떤 열 시스템에

Table 3 Optimum designs for various temperature rise

	Optimum			
	$\Delta T = 38$	$\Delta T = 39$	$\Delta T = 40$	$\Delta T = 41$
B_1 [mm]	3.055	2.816	2.585	2.348
B_2 [mm]	2.632	2.247	1.741	1.591
t [mm]	7.767	7.438	7.914	7.579
θ_j [K/W]	0.0568	0.0583	0.0598	0.0613
ΔP [Pa]	62.11	53.36	46.72	41.94
T_j [K]	355.96	356.81	357.99	358.91
No. of iter.	13	10	8	4
No. of function calls	67	51	42	21

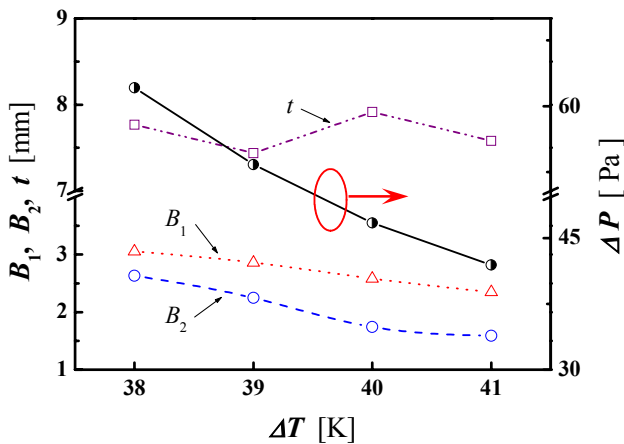


Fig. 4 Variation of optimal solutions for various ΔT

서 방열판의 최대온도가 356K 이하로 유지되어야 안정적인 작동을 유지할 수 있다면, 설계자는 Table 3의 최적해 중에서 첫번째 행($\Delta T = 38K$)에 기술된 설계변수값을 이용하면 되는 것이다.

Table 3에서 언급한 온도상승에 대한 최적해의 변화를 설명하기 위해 이를 Fig. 4에 도시하였다. 최적설계값들은 온도상승의 변화에 따라 다르게 얻어짐을 알 수 있다. 만일 원하는 온도상승, ΔT 이 작다면, 흰의 두께들(B_1 , B_2)은 최적화 과정을 통해 열전달을 향상시키기 위하여 두꺼워진다. 그러나 이 경우, 기저부 두께(t)는 최적해가 최대 및 최소값을 갖는 등 일정한 유형을 보이지 않는다. 이는 원하는 온도상승이 주어진 경우, 두 가지 열전달 기구(대류와 전도) 중 어느 것이 열전달 향상에 지배적인 역할을 하는냐에 따라 달라지므로이다. 예를 들면, t 가 증가하면 전도에 의한 열전달량을 증가할 것이다. 그러나 이로 인해 흰 높이(h)의 감소로 열전달면적이 줄어들어서 대류에 의한 열전달은 오히려 감소할 수 있는 것이다. 온도상승이 클수록 압력강하량은 점차 감소하고 있음을 Fig.4는 잘 보여주고 있다.

6. 결론

와류발생기가 부착된 평판-흰형 방열판에서 온도상승을 구속조건으로 하여 압력강하량을 최소화 하는 최적설계변수값을 CFD와 전산 최적화 기법을 통합하여 자동화함으로써 얻을 수 있었다. 와류발생기는 열전달을 향상시키고, 반면에 압력강하를 증가시키는 역할을 하였다. 초기에 가정된 두 개의 기준모델형상을 통해 동일한 최적값이 얻어졌으며, 초기값이 최적모델에 근사할수록 최적해의 수렴성이 향상됨을 알 수 있었다. 방열판의 기저부 흰(fin) 두께가 열성능에 미치는 영향이 가장 컸으며, 기저부 두께는 상대적으로 미미한 영

향을 미쳤다. 온도상승을 40 K로 제한할 경우, 다음과 같은 최적해를 제시할 수 있었다; $B_1 = 2.584$ mm, $B_2 = 1.741$ mm, $t = 7.914$ mm. 이 때 기준모델에 비해 최적모델은 열저항이 10.1% 감소하였으며 압력강하는 25.3%의 증가를 보였다. 또한 방열판내 온도상승과 압력강하량의 관계를 설명함으로써, 설계자들에게 설계 지침을 제시할 수 있었다.

후기

이 연구는 한국과학재단 지정 한양대학교 최적설계신기술연구센터(iDOT)의 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Wong, T.T., Leung, C.W., Li, Z.Y., and Tao, W.Q., 2003, Turbulent convection of air-cooled rectangular duct with surface-mounted cross-ribs, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, vol.46, pp.4629-4638.
- (2) Chang, S.W., Su, L.M., Yang, T.L., and Chiou, S.F., 2004, Enhanced heat transfer of forced convective fin flow with transverse ribs, *Int. J. of Thermal Science*, vol.43, pp.185-200.
- (3) Ryu, J.H., Choi, D.H., and Kim, S.J., 2003, Three-dimensional numerical optimization of a manifold microchannel heat sink, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, vol.46, pp. 1553-1562.
- (4) Park, K., Choi, D.H., and Lee, K.s., 2004, Optimum design of plate heat exchanger with staggered pin arrays, *Numerical Heat Transfer Part A*, vol.45, pp.347-361.
- (5) Ledezma, G. and Bejan, A., 1996, Heat sink with sloped plate fins in natural and forced convection, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, vol.39, pp.1773-1783.
- (6) Wirtz, R.A. and Zcheng, N., 1998, Methodology for predicting pin-fin fan-sink assembly performance, Proc. of 6th InterSociety Conference on Thermal and Thermo-mechanical Phenomena in Electronic Systems (Itherm '98), Bhavnani, S.H. et al., ed., pp.303-309.
- (7) Rodi, W., 1984, *Turbulence models and their applications in hydraulics-a state art of review*, Book Publication of International Association for Hydraulic Research, Delft, Netherlands
- (8) Abe, K., Kondoh, T. and Y.Nagano, 1996, A two-equation heat transfer model reflecting second-moment closures for wall and free turbulent flows, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, vol.17, pp.228-237.
- (9) FLUENT 5 User's Guide, FLUENT Inc., 1998.
- (10) Patankar, S.V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington.
- (11) Vanderplaats, G.N., 1984, *Numerical optimization techniques for engineering design with application*, Chap.2, McGraw-Hill, New York