

핀-핀형 방열판의 설계 최적화

김형렬, 박경우^{*†}, 김양현

조선이공대학 건축환경설비과, *한양대학교 최적설계신기술연구소

Design Optimization of a Pin-Fin Type Heat Sink

Hyung-Ryul Kim, Kyoungwoo Park^{*†}, Yang-Hyun Kim

Department of Architectural & Environmental Equipment, Chosun College of Science and Technology, Kwangju 501-744, Korea

^{*}The Center of Innovative Design Optimization Technology, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received August 13, 2003; revision received September 20, 2003)

ABSTRACT: Design optimization of the heat sink with 7×7 square pin-fins is performed numerically using the Computational Fluid Dynamics (CFD) and the Computer Aided Optimization (CAO). In the pin-fins heat sink, the optimum design variables for fin height (h), fin width (w), and fan-to-heat sink distance (c) can be achieved when the thermal resistance (θ_j) at the junction and the overall pressure drop (Δp) are minimized simultaneously. To complete the optimization, the finite volume method for calculating the objective functions, the BFGS method for solving the unconstrained non-linear optimization problem, and the weighting method for predicting the multi-objective problem are used. The results show that the optimum design variable for the weighting coefficient of 0.5 are as follows: $w=4.653$ mm, $h=59.215$ mm, and $c=2.667$ mm. In this case, the objective functions are predicted as 0.56 K/W of thermal resistance and 6.91 Pa of pressure drop. The Pareto optimal solutions are also presented.

Key words: Optimum design(최적설계), Pin-fins heat sink(핀-핀 방열판), CFD(전산유체역학), CAO(Compter-Aided Optimization), BFGS method(BFGS법)

기 호 설 명

c : 팬-방열판 거리 [m]
 c_p : 정압비열 [J/kgK]
 C_1, C_2, C_3, C_μ : $k-\epsilon$ 모델의 실험상수
 $F(\mathbf{X})$: 목적함수
 G_b, G_k : k, ϵ -방정식의 생성항
 g_i : i -방향 중력가속도 [m/s^2]

h : 핀 높이 [m]
 H : 방열판 높이 [m]
 H : Hessian 행렬
 k : 난류운동에너지 [m^2/s^2]
 k_s : 고체부분 열전도계수 [W/mK]
 l : 특성 길이 [m]
 L : 방열판 길이 및 높이 [m]
 P : 압력 [Pa]
 Δp : 압력강하 [Pa]
 Q : 발생열량 [W]
 \dot{q} : 단위체적당 열발생률 [W/m^3]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-2290-1639; Fax: +82-2-2291-4070

E-mail address: kwoopark@hanyang.ac.kr

s	: 흰 간격 [m]
S	: 탐색방향
t	: 핀 두께 [m]
T	: 온도 [K]
u, v, w	: x, y, z -방향 속도 [m/s]
u_i, u_i'	: i -방향 평균 및 요동 속도 [m/s]
w	: 흰 두께 [m]
X	: 설계변수
x_i	: i -방향 직교좌표계 [m]

그리스 문자

a	: 이동길이, 식(15)
a_t	: 난류 열확산계수 [m^2/s]
β	: 열팽창계수 [$1/K$]
δ, γ	: 변화벡터, 식(18)
δ_{ij}	: Kronecker delta
ϵ	: 난류운동에너지 소산율 [m^2/s^3]
θ	: 열저항 [K/W], 식(21)
μ_t	: 난류 점성계수 [Ns/m^2]
ρ	: 밀도 [kg/m^3]
$\sigma_k, \sigma_\epsilon$: 난류 Prandtl 수 및 Schmidt 수
ϕ	: 일반 종속변수
ω_1, ω_2	: 목적함수에 대한 가중치

하첨자

in	: 입구
j	: 접촉부
k	: 반복횟수
∞	: 주위

1. 서론

열 및 유체시스템에서의 다양한 물리적 현상을 보다 정확하게 해석하기 위한 노력의 결과, 전산 유체역학(CFD) 분야가 괄목할 만한 성장을 하고 있으며, 동시에 수치 최적화 기법의 발달로 열/유체시스템의 최적화(Fluid-thermal System Optimization, FSO)라는 새로운 연구 분야가 최근에

크게 주목받고 있다. 지금까지 FSO 관련 연구들은 형상 최적화를 위한 비행체 설계 분야에 매우 제한적으로 이루어져 왔으나,⁽¹⁾ 최근에는 다른 산업 분야에도 점차 확대되고 있다.⁽²⁻³⁾

고신뢰성, 고성능, 그리고 컴팩트화가 요구되는 전자장비에서의 열적인 안정성 확보는 매우 중요한 과제이다. 이러한 중요성으로 인해 상변화, 충돌류, 그리고 강제대류 등 냉각기술들이 꾸준히 개발되어 적용되고 있으며, 앞으로 적용범위는 보다 확대될 것으로 사료된다. 열시스템의 냉각장치로 널리 사용되고 있는 방열판은 허용된 공간에 따라 그 크기가 결정되고 한정된 공간에 설치되기 때문에 최적화를 통한 설계가 반드시 이루어져야 할 것이다.

방열판의 열성능 향상은 그 중요성으로 인하여 많은 관심의 대상이 되어 왔으며, 최근에는 최적화에 대한 연구도 많이 이루어지고 있다. Ledezma et al.⁽⁴⁾은 충돌류에 노출된 핀-원 평판의 최적 간격에 대해 연구하였다. 이들은 상업용 전산유체역학코드(FIDAP)를 이용하여 열전달을 최대화 하는 흰과 흰 사이 간격에 대한 상관관계식을 제시하였다. Maveety and Hendricks⁽⁵⁾는 충돌류에 의한 방열판 냉각시 노즐과 방열판 사이의 최적 거리에 대한 연구를 수행하여, 노즐이 노즐 직경에 대한 수직거리의 비(z/D)가 8 내지 12인 위치에 있을 때 최적의 냉각성능을 얻을 수 있다고 하였다. 최근에 Maveety et al.⁽⁶⁾은 수치 및 실험적인 방법을 통해 사각단면을 갖는 핀-원 방열판의 성능을 예측하였으며, 열적 성능은 흰 높이 및 단면적 변화에 매우 민감하게 반응한다고 하였다.

방열판 최적화를 위한 지금까지의 연구들은 최적화에 대한 수치적 기법을 사용하지 않은 상태에서 설계변수들이 열전달특성에 미치는 영향만을 고려한 상관관계식을 도출한 정도의 수준에 지나지 않았다. 따라서 이 연구에서는 핀-원 방열판의 최적설계값을 얻기 위해 최적화에 대한 수치기법을 이용한다. 7×7 로 배열된 핀-원 방열판을 해석대상으로 삼아 목적함수(열저항 및 압력강하)를 동시에 최소로 하는 최적설계 변수값(흰의 폭, 흰의 높이, 그리고 핀-방열판 사이의 거리)을 구하기 위해, 먼저 방열판 내의 열/유동장을 해석한다. 제약조건이 없는 비선형 최적화 문제에 BFGS(Broydon-Fletcher-Goldfarb-Shanno)

법을 적용하고, 목적함수에 대해 가중법(weighting method)을 사용하였다. 특히 유동해석과 최적화의 모든 과정을 일괄작업(batch job)으로 수행하였다.

2. 이론해석

2.1 해석모델

최적설계를 위해 이 연구에서 채택한 사각단면을 갖는 7×7 핀-핀(pin-fins) 방열판 및 좌표계를 Fig. 1에 개략적으로 나타내었다. 방열판(알루미늄, $\rho=2,707 \text{ kg/m}^3$, $k_s=204 \text{ W/mK}$)의 길이와 폭은 각각 L 이며, 높이는 H 로서 핀의 높이(h)와 핀의 두께(t)의 합이다($L=65 \text{ mm}$, $H=65 \text{ mm}$). 방열판 상부로부터 일정한 거리(c)에 위치한 팬으로부터 공기($T_{in}=313 \text{ K}$)가 일정 속도($w_{in}=-4 \text{ m/s}$)로 회전하면서 유입되며, 핀에 부착된 환과 환 사이를 통해 모든 방향으로 유출된다. 이때, 방열판 하부의 중앙에 부착된 열원($12 \times 12 \text{ mm}$)에서 전기적인 저항에 의해 열($Q=50 \text{ W}$)이 발생된다.

작동유체는 일정한 물성치를 갖는 비압축성이고, 유동은 3차원 난류, 정상상태이며 점성 소산항 및 복사의 효과는 무시한다. 또한 해석영역의 대칭성으로 인해 1/4만을 해석한다.

2.2 열/유체유동

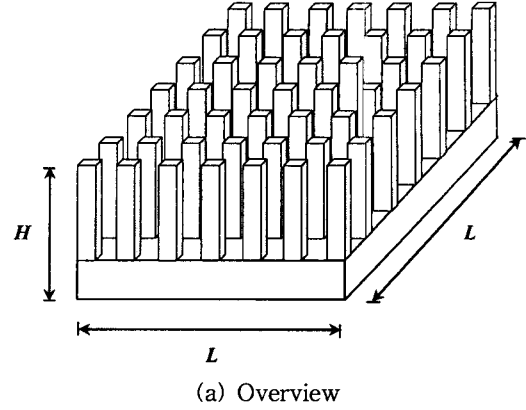
3차원 정상상태의 열 및 유동특성을 지배하는 방정식을 텐서형태로 나타내면 다음과 같다.

연속방정식

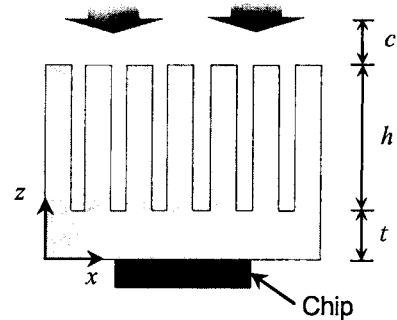
$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

운동량방정식

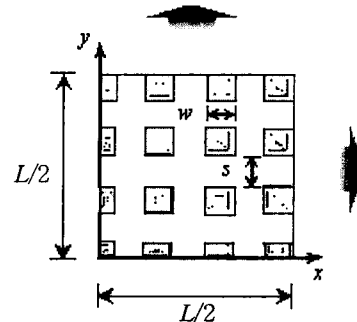
$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right) + \rho g_i \quad (2)$$



(a) Overview



(b) Front-view for total domain



(c) Top-view for computational domain

Fig. 1 Schematics of pin-fins heat sink.

에너지방정식

유체 : $\frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i' t'} \right) \quad (3)$

고체 : $\frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \dot{q} = 0 \quad (4)$

여기서, 첨자 $i=1,2,3$ 은 각각 x, y 및 z -좌표를 의미한다. 식(4)의 \dot{q} 는 단위체적당 열발생률이다.

식(2)와 식(3)의 Reynolds 응력항($\overline{\rho u_i' u_j'}$)과 난류 열유속항($\overline{\rho u_i' t'}$)은 각각 난류유동 및 난류 열확산을 지배하는 요소로서, 와-점성 근사에 의하면 다음과 같이 정의된다.

$$\overline{\rho u_i' u_j'} = -\mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (5)$$

$$\overline{\rho u_i' t'} = \alpha_t \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (6)$$

여기서, μ_t 와 α_t 는 난류 와점성계수 및 와확산계수로서

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (7a)$$

$$\alpha_t = C_\lambda f_\lambda k \left(\frac{k}{\epsilon} \right)^n \left(\frac{t'^2}{\epsilon_t} \right)^m \quad (7b)$$

이다. 식(7)에서 μ_t 와 α_t 를 구하기 위해서는 지배 방정식의 닫힌문제를 해결하여야 하는데, 이 연구에서는 표준 $k-\epsilon$ 난류모델⁽⁷⁾을 이용한다. 이때, 난류운동에너지(k)와 이의 소산율(ϵ) 방정식은 다음과 같다.

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

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \epsilon) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) \\ &+ C_1 \frac{k}{\epsilon} (G_k + G_b) (1 + C_3 R_f) \quad (9) \\ &- C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned}$$

식(8)과 식(9)에 나타난 G_k 와 G_b 는 난류응력 및 부력에 의한 생성에너지로서 다음과 같다.

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (10a)$$

$$G_b = -\beta g_i \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (10b)$$

이 연구에서 적용한 표준 $k-\epsilon$ 난류모델에 사용된 계수 및 함수는 참고문헌^(7,8)에 잘 설명되어 있다.

2.3 최적화 기법

수치적인 방법을 통한 제약조건이 없는 비선형 최적설계 문제는 다음과 같이 수학적으로 표현할 수 있다.

$$\text{Find } \mathbf{X} = \{X_1, X_2, \dots, X_N\}^T \quad (11)$$

$$\text{to minimize } F(\mathbf{X}) \quad (12)$$

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

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

CAO 기법은 목적함수가 하나인 문제에 적용되며, 목적함수의 중요도에 따라 순차적으로 최적화 과정을 수행하기 때문에, 다목적함수 문제(목적함수가 2개 이상)를 해석하기 위해서는 특별한 처리가 필요하다. Koski⁽⁹⁾가 다목적함수 문제에서 최적해에 대한 목적함수 간의 상호관계를 나타내는 Pareto 기법의 전형적인 표현을 제안한 이래 수많은 수치기법들이 개발되었다. 이들 중 서로 다른 가중치($\omega_i \geq 0$)를 갖는 목적함수들의 합을 최소화하는 가중법(weighting method)이 가장 널리 사용되고 있다. 가중법은 모든 목적함수들을 선형적인 합으로 표현하여 새로운 목적함수 문제로 전환시키는 방법으로, 목적함수의 크기가 서로 다를 경우에 정규화하여야 한다.

가중법을 이용한 다목적함수 최적화 문제의 일반적인 표현은 다음과 같다.

$$\text{Minimize } \sum_{i=0}^n \omega_i \frac{F_i(\mathbf{X})}{F_i^0(\mathbf{X})} \quad (14)$$

$$\text{subject to } \text{Eq. (13)}$$

여기서, ω_i 는 i -번째 목적함수에 대한 가중치로, 모든 목적함수에 대한 가중치 합은 1이다. 그리고 $F_i^0(\mathbf{X})$ 는 기준조건에 대한 목적함수값이다.

3. 수치해석

핀-핀 방열판의 최적설계값을 얻기 위해서는 다음과 같은 3개의 프로그램이 사용되며, 해석절차의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다.

- (1) 주-프로그램 : 여러 가지 배열과 변수 정의, 해석기와 최적화기 제어
- (2) 해석기(analyzer) : 목적함수 계산, 즉 방열판 내 열/유동장 해석
- (3) 최적화기(optimizer) : 목적함수 최소화를 위한 최적설계변수 도출

일단, 목적함수가 열/유동장 해석의 결과로 얻어지면, 주-프로그램은 최적화를 수행하기 위해 최적화기를 이용한다. 이때, 최적화기는 목적함수를 최소화하기 위해 설계변수를 수정할 수 있으며, 수정된 설계변수로 인해 새로운 목적함수들이 필요하게 되면, 주-프로그램으로 돌아가서 해석기를 이용하여 이들을 계산하게 된다. 최적화기가 새로운 설계변수를 제안하기 때문에 해석기는 변경된 형상에 대한 새로운 격자를 다시 생성하여야 한다. 이러한 일련의 모든 과정은 일괄작업(batch-process)으로 진행되며, 최적화가 완전히 종료될 때까지 반복적으로 수행된다. 각 프로그램에 대한 보다 자세한 설명은 다음과 같다.

3.1 열/유동장

최적설계변수를 얻기 위한 방열판내의 열/유동장 해석은 잘 검증되었으며 신뢰할 수 있는 상업용 프로그램인 FLUENT⁽¹⁰⁾를 이용한다. 이는 최적화 과정 중, 새로운 설계변수에 의한 형상의 변화, 이에 따른 격자생성, 그리고 해석 등 일련의 과정이 연속적으로 이루어지기 때문이다. 해

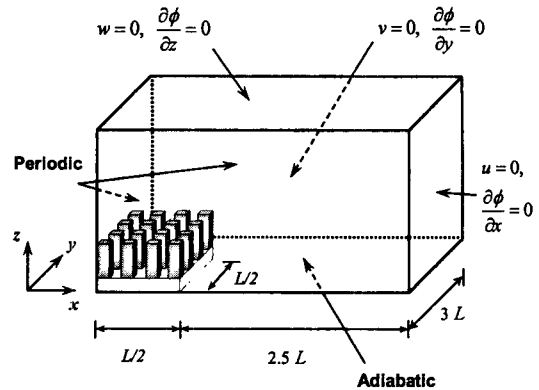


Fig. 3 Boundary conditions for extended computational domain.

석영역을 직육면체의 비균일격자계(총 격자수는 853,530개, 확장영역인 경우)로 나누며, 운동량방정식에 나타난 압력수정식은 SIMPLE 알고리즘⁽¹¹⁾을 적용하였으며, 대류와 확산항은 맥급수법을 이용하여 이산화한다.

이 연구의 경우, 방열판과 일정한 거리에 위치한 핀에 의해 공기가 유입되므로, 입구 및 출구에서 역류가 발생할 수 있다. 따라서 해석영역을 방열판 길이의 5배로 확장하였다. Fig. 3에 방열판을 포함한 확장해석영역 및 확장영역에 대한 기본적인 경계조건을 나타내었다. 또한 방열판에 대한 경계조건은 다음과 같다. 방열판 입구영역에 핀의 회전수(2,500 rpm)에 상응하는 소용돌이 조건을 주었다. 또한 방열판 하단면의 열원은 열유속 조건을, 그외의 영역은 대류경계조건을 부여하였다. 또한 입구에서 난류운동에너지와 소산율을 각각 $k=0.01 w_{in}^2$, $\epsilon=C_{\mu}^{4/3} k^{3/2} / l$ 로 주었다. 각 변수들에 대한 유수합과 매 반복시 종속변수의 상대오차가 동시에 10^{-5} 보다 적을 때의 결과를 수렴된 해로 간주한다.

3.2 최적화

목적함수를 최소화하기 위해 진진차분법을 이용하여 목적함수의 구배를 구하며, 설계변수는 다음의 식을 이용하여 수정된다.

$$X_{k+1} = X_k + a_k \cdot S_k \quad (15)$$

여기서, 첨자 k 는 반복횟수를 의미한다. 식(15)에

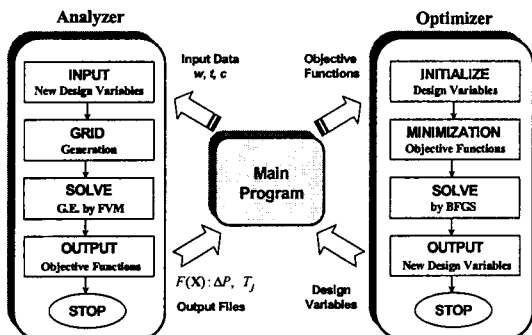


Fig. 2 Optimization procedure.

Table 1 Objective functions, design variables, and side constraints

Objective function, $F_1(\mathbf{X}), F_2(\mathbf{X})$	$\Delta P, \theta_{ja}$
Design variables, \mathbf{X}_i	w, h, c
Side constraints, $\mathbf{X}_i^L \leq \mathbf{X}_i \leq \mathbf{X}_i^U$	$1.0 \leq w \leq 9.0, 32.5 \leq h \leq 60.0, 1.0 \leq c \leq 13.0$

나타난 바와 같이 최적화를 수행하기 위해서는 탐색방향(search direction) \mathbf{S}_k 와 목적함수를 최소화하는 이동길이(step length) 변수 α_k 가 결정되어야 하는데, 이를 위하여 이 연구에서는 비제약 최적화 문제에 가장 효과적이라고 알려진 BFGS법을 사용한다. 이 기법은 준-Newton법으로서 자기수정 기구를 갖는 특징이 있다.⁽¹²⁾

BFGS법은 근사화된 역 Hessian 행렬 \mathbf{H} (즉, 목적함수의 2차 도함수 행렬)를 계산하며, 매 반복계산시 선형 탐색방향과 Hessian 근사 \mathbf{H}_k 는 다음과 같은 식을 이용하여 수정된다.

$$\mathbf{S}_{k+1} = -[\mathbf{H}_k]^{-1} \cdot \nabla F(\mathbf{X}_k) \quad (16)$$

$$\mathbf{H}_{k+1} = \left(\mathbf{H} - \frac{\mathbf{H} \delta \delta^T \mathbf{H}}{\delta^T \mathbf{H} \delta} + \frac{\gamma \gamma^T}{\delta^T \gamma} \right)_k \quad (17)$$

여기서, 변화벡터 δ_k 와 γ_k 는 다음과 같다.

$$\delta_k = \mathbf{X}_{k+1} - \mathbf{X}_k \quad (18a)$$

$$\gamma_k = \nabla F(\mathbf{X}_{k+1}) - \nabla F(\mathbf{X}_k) \quad (18b)$$

특히, \mathbf{H} 는 준-Newton 조건 ($\mathbf{H}_{k+1} \delta_k = \gamma_k$)을 만족하며, $\delta_k^T \cdot \gamma_k > 0$ 이어야 한다. 또한 스칼라양인 α_k 는 다음의 식을 만족할 때의 값으로 선택한다.

$$F(\mathbf{X}_{k+1}) - F(\mathbf{X}_k) \leq \sigma_1 \nabla F^T(\mathbf{X}_k) \delta_k \quad (19)$$

or $\nabla F^T(\mathbf{X}_{k+1}) \delta_k \geq -\sigma_2 \nabla F^T(\mathbf{X}_k) \delta_k$

연속적인 반복으로 계산된 목적함수, $F(\mathbf{X})$ 의 차이가 아래의 식으로 정의된 수렴조건을 만족하게 되면 모든 최적화 과정은 종료하게 된다.

$$|F(\mathbf{X}_{k+1}) - F(\mathbf{X}_k)| \leq 10^{-5} \quad (20)$$

4. 결과 및 고찰

이 연구에서는 7×7 핀-핀 방열판의 열성능을 최대로 하는 설계값을 수치적으로 구하고자 한다. 핀의 폭(w), 높이(h), 그리고 핀-방열판 사이의 거리(c)를 설계변수로 취하였다. 방열판의 열성능(또는 냉각효과) 향상은 아래의 식(21)에 정의된 방열판 내부 압력강하(ΔP)와 칩과 방열판 접촉부에서의 열저항(θ_{ja})이 동시에 최소화될 때 이루어진다. 따라서, 이 연구에서는 이들을 목적함수로 선택하였으며, 이를 $F_1(\mathbf{X})$ 와 $F_2(\mathbf{X})$ 로 표시한다.

$$\Delta P = P - P_\infty, \quad \theta_{ja} = \frac{T_j - T_\infty}{Q} \quad (21)$$

여기서, 하첨자 j 와 ∞ 는 칩과 방열판의 접촉부 및 주위를 각각 의미한다.

Table 1은 목적함수, 제약조건, 그리고 상/하한 조건등을 나타낸 표이며, 기준모델에 대한 기하학적 변수들은 Table 2에 나타내었다.

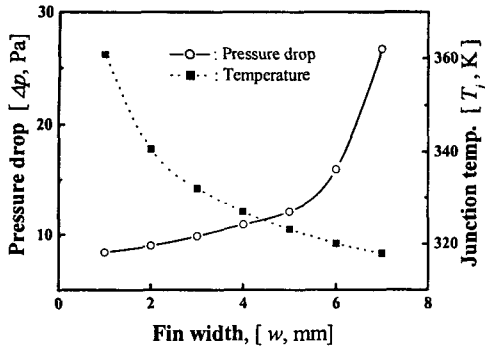
4.1 설계변수 영향

방열판의 성능에 미치는 설계변수들의 영향을

Table 2 Geometric parameters for the baseline domain tested in the present work

Parameters	Values [mm]
L (length/width of heat sink)	65.0
H (height of heat sink)	65.0
s (fin-to-fin spacing)	7.5
t (pin thickness)	20.0
w^* (fin width)	3.0
h^* (fin height)	45.0
c^* (fan-to-heat sink distance)	3.0

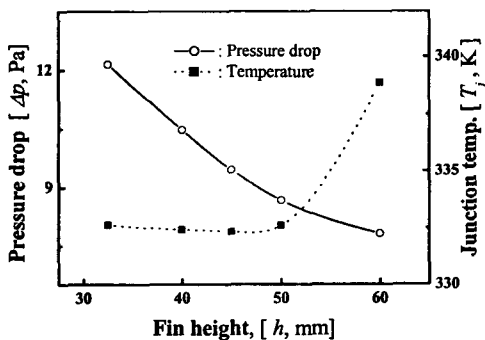
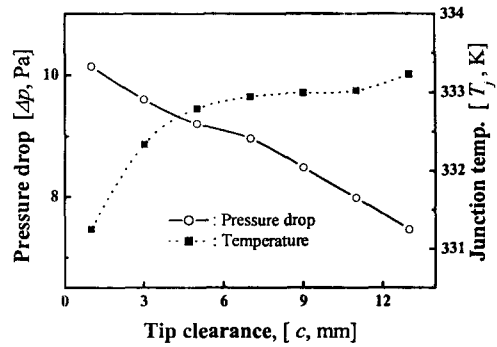
* Design variables for optimization.

Fig. 4 Effect of fin width (w).

평가하고, 가장 적합한 최적화 기법을 선택하기 위해 매개변수 연구를 수행한다.

먼저, 환(fin)의 폭(w)의 변화가 압력강하 및 접촉부 최대온도(T_j)에 미치는 영향을 Fig. 4에 나타내었다. 이때, 환 높이와 팬-방열판 거리는 각각 기준모델인 45 mm와 3 mm이다. 환의 폭이 증가할수록 방열판 내의 압력은 증가하고, 반면에 접촉부의 온도는 감소함을 알 수 있다. 이 연구와 같이 방열판의 폭과 길이(L)가 일정하게 고정되어 있는 경우, w 의 증가는 환과 환 사이의 간격(s)을 감소시킨다. 감소된 환 간격은 냉각유체의 유로가 감소시켜 압력강하량이 증가하며, 동시에 유출속도 및 열전달면적의 증가로 열전달량이 증가하기 때문에 열원 위치에서의 최대온도는 감소하는 것이다.

Fig. 5와 Fig. 6은 각각 환의 높이(h)와 팬-방열판 사이의 거리(c)의 영향을 나타낸 그림이다. 환 높이가 감소함에 따라 압력은 증가하는데, 이는 팬에 의해 유입된 공기가 팬의 상단면과 충돌

Fig. 5 Effect of fin height (h).Fig. 6 Effect of fan-to-heat sink distance (c).

하여 방열판 내부에 와류 및 역류 등의 복잡한 유동현상의 발생에 기인하며, 접촉부 온도는 감소한 후 최저점을 지나 다시 증가하고 있다.

팬과 방열판 사이의 거리(c) 변화가 방열판 내부의 압력 및 온도에 미치는 영향을 나타낸 Fig. 6을 보면, c 가 증가할수록 압력강하는 감소한다. 이는 c 가 커질수록 팬에 의해 발생한 유량 전부가 방열판 내부를 통과하지 않고 일부는 상대적으로 압력이 낮은 방열판 외부로 흘러나가기 때문에 압력강하량이 작아지는 것이다. 이러한 이유로 접촉부 온도는 증가한다. 또한 c 가 압력 및 온도에 미치는 영향이 다른 변수에 비해 매우 적음을 Fig. 6은 잘 보여주고 있다.

이상의 기본적인 열/유동특성으로부터, 방열판 내 압력 및 온도분포에 가장 큰 영향을 미치는 설계변수는 환의 폭이며, 팬-방열판 거리는 매우 미미한 영향을 미친다. 또한 Figs. 4~6에서 보듯이 목적함수(압력강하 및 온도)의 변화는 오직 하나의 최저점(Fig. 5의 온도분포)을 갖거나, 단순 증가 또는 감소함을 알 수 있다. 이는 이 연구에서 채택한 방열판 최적화 문제가 많은 계산시간을 요구하는 전역(global) 최적화보다는 국소 최적화(local) 기법을 이용하여 효과적으로 해결할 수 있음을 의미한다.

4.2 최적설계변수

가중치(ω_i)를 사용한 다목적함수 문제에 목적함수는 아래의 식과 같이 정규화하여 얻는다.

$$F(X) = \omega_1 \cdot \left(\frac{F_1(X)}{\Delta P^0} \right) + \omega_2 \cdot \left(\frac{F_2(X)}{\theta_j^0} \right) \quad (22)$$

Table 3 Optimum design variables (mm)

		θ_j [K/W]	ΔP [Pa]
Optimum model (ω_1/ω_2)	0.1/0.9	0.51	8.10
	0.5/0.5	0.56	6.91
	0.9/0.1	0.64	6.04
Baseline model		0.92	9.68

Table 4 Thermal resistance and pressure drop for optimal and baseline models for various weighting coefficients

Weighting coefficients, (ω_1/ω_2)	w	h	c
0.1/0.9	4.852	57.835	2.395
0.5/0.5	4.653	59.215	2.667
0.9/0.1	4.312	60.000	2.764

여기서, ΔP^0 와 θ_j^0 는 각각 기준모델에 대한 압력강하와 열저항으로서, 9.68 Pa 및 0.92 K/W(이때, $T_j=349.8$ K)이다.

Table 3에 여러 가지 가중치에 대한 최적설계 변수값을, 그리고 Table 4에는 목적함수값을 나타내었다. 목적함수 $F_1(\mathbf{X})$ 에 대한 가중치 ω_1 의 증가는 열저항보다는 압력강하의 최소화를 더 중요하게 여긴다는 것을 의미한다. 또한, Table 3은 설계자는 두 개의 목적함수 중에서 그 중요도에 따라 설계변수값을 선정할 수 있음을 보여준다. 예를 들면, 설계자가 방열판 내의 열저항 감소에

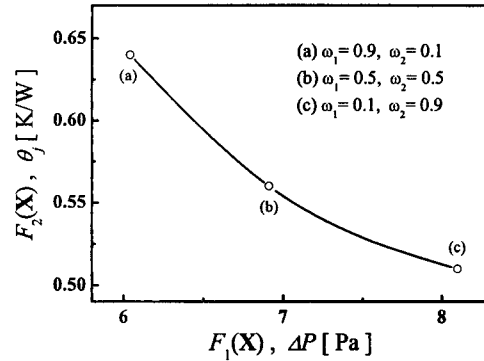


Fig. 7 Pareto solutions for heat sink.

주안점을 둔다면, Table 3의 $\omega_1=0.1$ 이고 ω_2 가 0.9인 최적설계 변수값을 찾으려면 된다. 동시에 이에 상응하는 목적함수값을 나타낸 Table 4를 보면, 압력강하를 주 목적함수로 여길 경우(ω_1 의 증가), 압력강하량은 감소하지만 열저항은 증가하고 있음을 알 수 있다. 이러한 결과는 Table 3의 설계변수값을 통해 설명될 수 있을 것이다. 즉, 압력강하량을 감소시키기 위해서는 원의 단면적이 감소하여야 하며, 동시에 원의 높이가 증가하여야 하기 때문이다. 그러나 이러한 설계변수값은 칩 위치에서의 최대온도를 증가시키는 결과를 초래한다.

다목적함수에 대한 최적해는 설계자가 Table 4에 근거하여 우선권이 있는 해를 선택할 수 있도록 표현할 수 있다. 이를 위해, 핀-원형 방열판에 대한 목적함수($\Delta P, \theta_j$)들의 관계를 Fig. 7에 나

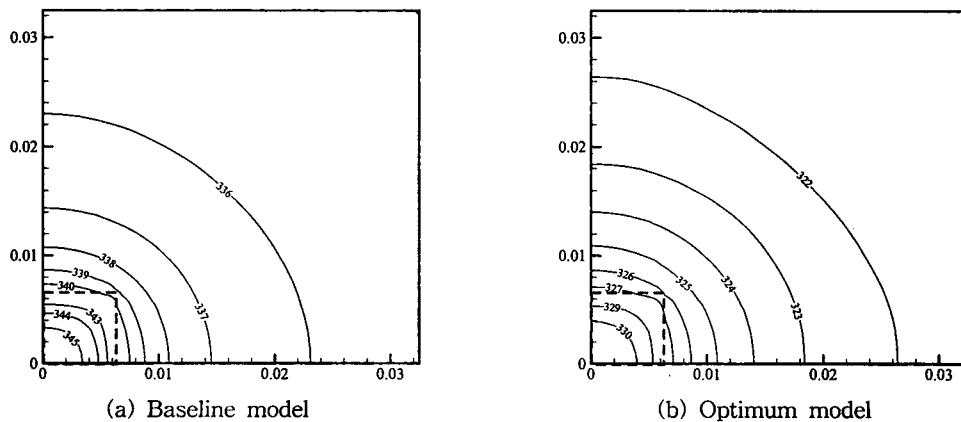


Fig. 8 Isotherms for (a) baseline and (b) optimum models ($\omega_1=0.9, \omega_2=0.1$) at bottom of heat sink ($z=0$).

타내었다. 그림의 (a)에서 (c)까지 곡선상에 있는 해를 Pareto 최적해라고 한다. Pareto 최적해는 열교환기의 최적설계를 위해 설계자에게 매우 유용하게 이용된다. 예를 들면, 설계자가 팬의 성능을 고려하여, 열저항보다는 압력강하를 감소시키는 것이 중요하다고 여긴다면, Fig. 7의 곡선상의 (a) 또는 (b)와 같은 최적해를 선택할 수 있으며, 이에 상응하는 최적설계변수값을 Table 4에서 찾을 수 있다.

기준모델에 대한 최적설계 결과를 정량적으로 나타내기 위하여 방열판 하부의 온도분포를 Fig. 8에 도시하였다. Fig. 8의 최적설계값에 대한 가중치는 $\omega_1=0.9$, $\omega_2=0.1$ 인 경우로서, 점선으로 표시된 부분이 발열체 위치이다. 그림에서 보듯이 기준모델에 비하여 최적모델의 최대온도가 약 15 K 정도 낮게 예측되고 있음을 알 수 있다.

방열판의 열적인 성능 향상은 기본적으로 열저항의 최소화이다. 그러나 열저항 감소(발열부분의 최대온도 감소)를 위한 유동속도의 증가는 압력강하의 증가를 유발하여 팬의 크기를 결정하는 요소로 작용하기 때문에 비유적인 문제를 수반하게 된다. 그러므로 Pareto 해(가중치에 따른 설계변수의 변화) 중에서 어느 것을 선택하느냐는 열교환기 설계자의 의도에 달려 있다고 할 수 있다.

5. 결 론

7×7로 배열된 핀-핀 방열판에서 발열체와 방열판 사이의 열저항과 방열판 내부의 압력강하를 최소화하는 최적설계 변수값을 수치적으로 조사하여 다음과 같은 결론을 얻었다. 방열판 내의 열저항과 압력강하에서 가장 많은 영향을 미치는 설계변수는 핀의 폭(w)이며, 핀의 높이(h)와 방열판-팬 거리(c)의 영향은 상대적으로 매우 미미하였다. 또한 변수연구를 통하여, 이 연구의 경우 국소최적화 기법을 사용하는 것이 매우 효과적임을 알 수 있었다. 가중치가 0.5인 경우의 최적설계값은 다음과 같다. $w=4.653$ mm, $h=59.215$ mm, $c=2.667$ mm. 또한, 최적모델은 기준모델에 비하여 열저항은 약 39%, 압력강하 약 29% 감소하였다. 두 개의 목적함수에 대한 Pareto 최적해를 구했으며, 이 연구의 결과는 설계자들이 더 관심을 갖는 목적함수에 상응하는 최적설계변수

를 선택하는 데 도움을 줄 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 2002년도 조선이공대학 학술연구비 지원을 받아 연구되었다.

참고문헌

- Gallman, J. W., Smith, S. C. and Kroo, I. M., 1993, Optimization of joined-wing aircraft, *J. of Aircraft*, Vol. 30, No. 6, pp. 897-905.
- Craig, K. J., Venter, P. V., de Kock, D. J. and Suyman, J. A., 1999, Optimisation of structured grid spacing parameters for separated flow simulation using mathematical optimization, *J. of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 80, pp. 221-231.
- Park, K., Choi, D. H. and Lee, K. S., 2003, Design optimization of plate-fin and tube heat exchanger, *Numerical Heat Transfer, Part A*, in press.
- Ledezma, G., Morega, A. M. and Bejan, A., 1996, Optimal spacing between pin fins with impinging flow, *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 118, pp. 570-577.
- Maveety, J. G. and Hendricks, J. F., 1999, A heat sink performance study considering material, geometry, nozzle placement, and Reynolds number with air impingement, *ASME J. of Electronic Packaging*, Vol. 121, pp. 156-161.
- Maveety, J. G. and Jung, H. H., 2000, Design of an optimal pin-fin heat sink with air impingement cooling, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, pp. 229-240.
- Rodi, W., 1984, Turbulence models and their applications in hydraulics a state-of-the-art review, Book Publication of International Association for Hydraulic Research, Delft, Netherlands.
- Abe, K., Kondoh, T. and Nagano, Y., 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. Koski, J., 1984, Multicriterion optimization in structural design, in *New Directions in Optimum Structural Design*, John Wiley, New York, pp. 483-503.
 10. FLUENT 5 User's Guide, FLUENT Inc., 1998.
 11. Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington.
 12. Nocedal, J., 1992, Theory of algorithms for unconstrained optimization, *Acta Numerica*, Vol. 1, pp. 199-242.