



저작자표시-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

2007年 8月

博士學位論文

전산유체역학과 최적설계기술의
융합에 의한 열 시스템 최적설계

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

金 陽 鉉

전산유체역학과 최적설계기술의
융합에 의한 열 시스템 최적설계

*Optimal design of thermal systems by integrating
Computational Fluid Dynamics with
Optimization Technology*

2007年 8月 24日

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

金 陽 鉉

전산유체역학과 최적설계기술의
융합에 의한 열 시스템 최적설계

指導教授 河 鉦 男

이 論文을 工學博士學位申請 論文으로 提出함.

2007年 4月 16日

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

金 陽 鉉

金陽鉉의 博士學位論文을 認准함

委員長 朝鮮大學校 教授 工學博士 金炳哲 印

委員 湖西大學校 教授 工學博士 朴庚佑 印

委員 朝鮮大學校 教授 工學博士 洪錫柱 印

委員 朝鮮大學校 教授 工學博士 李圭泰 印

委員 朝鮮大學校 教授 工學博士 河鉦男 印

2007年 5月 30日

朝鮮大學校 大學院

목 차

Nomenclatures	iii
List of Tables	v
List of Figures	viii
Abstract	x
제 1 장 서 론	1
1.1 연구목적 및 필요성론	1
1.2 기존의연구	2
1.3 연구내용	6
제 2 장 최적설계 기법	8
2.1 국소 최적화기법(local optimization technology)	8
2.2 전역 최적화기법(global optimization technology)	11
2.3 근사최적화 기법(approximate optimization technology)	17
제 3 장 열/유동장 해석	29
3.1 평균유동 방정식	29
3.2 난류모델링	30
3.3 해석절차	32
제 4 장 최적설계를 위한 총체적 해석절차	35

제 5 장 결과 및 고찰	37
5.1 BFGS법을 이용한 평판-흰 방열판 최적설계	38
5.2 SQP법을 이용한 평판-흰형 방열판 최적설계	55
5.3 SAO법을 이용한 평판-흰형 방열판 최적설계	66
5.4 GA를 이용한 내부흰이 부착된 열교환기 최적설계	81
5.5 다목적 GA를 이용한 나선형 흰이 부착된 관내 최적설계	99
5.6 Kriging법을 이용한 평판-흰형 방열판 최적설계	122
 제 6 장 결론	 139
 <i>References</i>	 140

Nomenclatures

- B_1, B_2 : 흰의 상/하부 두께 [m]
 \mathbf{B} : 근사 Hessian 행렬
 $C_1, C_2, C_3, C_\lambda, C_\mu$: k - ε 모델의 실험상수
 f_R, f_λ : k - ε 모델의 실험함수
 $f(\mathbf{x})$: 목적함수
 $\tilde{f}(\mathbf{x})$: 근사화된 $f(\mathbf{x})$
 $g(\mathbf{x})$: 부등호 제약조건
 $\tilde{g}_j(\mathbf{x})$: 근사화된 $g_j(\mathbf{x})$
 G_b, G_k : k - ε 모델의 생성항
 $\tilde{\mathbf{G}}_k$: 정규화된 근사 Hessian 행렬
 h : 흰 높이 [m]
 H : 방열판 높이(= $h + t$), [m]
 k : 난류 운동에너지 [m^2/s^2]
 L : 방열판 길이 [m]
 n : 설계변수의 수
 P : 압력 [Pa]
 ΔP : 압력강하 [Pa]
 Q : 발열량 [W]
 r^k : 신뢰영역 반경비
 R : Reynolds 수
 S : 흰 간격 [m]
 t : 방열판 기저부 두께 [m]
 T, T' : 평균 및 요동성분 온도 [K]

ΔT : 온도상승 [K]
 u_j, u_j' : 평균 및 요동성분 속도 [m/s]
 W : 방열판 폭 [m]
 x, y, z : 직교좌표계 [m]
 \mathbf{x} : 설계변수 벡터

그 리 스 문자

α_t : 와확산계수 [m^2/s]
 Γ^k : 신뢰영역 반경
 ε : k 의 소산율 [m^2/s^3]
 μ, μ_t : 점성계수 및 와점성계수 [$\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$: 난류 Prandtl 및 Schmidt 수

하 첨 자

in : 입구
 j : 접촉 및 최대
 k : 반복횟수
 ∞ : 주위

List of Tables

Table 5.1.1	Objective functions, design variables, and side constraints ..	44
Table 5.1.2	Geometric parameters for the baseline domain tested in the present work	44
Table 5.1.3	Optimum design variables[mm]	49
Table 5.1.4	Thermal resistance and pressure drop for optimal and baseline models for various weighting coefficients	49
Table 5.2.1	Objective function, design variables, constraints and side constraints	57
Table 5.2.2	Geometric parameters of the baseline domain	58
Table 5.2.3	Optimum design variables for temperature rise	63
Table 5.2.4	Maximum temperature and pressure drop for optimal and baseline models	63
Table 5.3.1	Results of before and after optimization for $\Delta T < 35K$	75
Table 5.3.2	Optimal results for PQRSM	76
Table 5.3.3	Optimal results for SQP method(14)	76
Table 5.4.1	Parameters for genetic algorithm	90
Table 5.4.2	Individuals from Pareto frontier sets	94

Table 5.5.1	Baseline geometry of finned tube and their objective functions	106
Table 5.5.2	Parameters for genetic algorithm	106
Table 5.5.3	Validation for a smooth tube(16)	107
Table 5.5.4	Optimal solutions of the design variables for various Pareto sets	116
Table 5.6.1	Sampling points and corresponding to values of performance functions	131
Table 5.6.2	Initial and optimized designs for $\Delta T < 40$ K	133
Table 5.6.3	Correlation coefficients ($\boldsymbol{\theta} = \theta_1, \theta_2, \theta_3$) and optimal solutions for various max. temperatures.	134
Table 5.6.4	Accuracy and efficiency of Kriging method compared to SQP method	136
Table 5.6.5	Validation of optimal results for Kriging method	137

List of Figures

Fig. 2.2.1 Multi-objective selection processes	14
Fig. 2.3.1 Design sampling points and trust region for first two iterations	19
Fig. 4.1.1 Numerical methodology for optimization	35
Fig. 5.1.1 Schematics of pin-fins heat sink	39
Fig. 5.1.2 Boundary conditions for extended computational domain	42
Fig. 5.1.3 Effect of fin width (w)	46
Fig. 5.1.4 Effect of fin height (h)	46
Fig. 5.1.5 Effect of fan-to-heat sink distance (c)	47
Fig. 5.1.6 Pareto solutions for heat sink	50
Fig. 5.1.7 Isotherms for (a)baseline and (b) optimum models	52
($\omega_1=0.9, \omega_2=0.1$) at bottom of heat sink ($z = 0$)	
Fig. 5.2.1 Schematics for thermal system	55
Fig. 5.2.2 Plate-fin type heat sink	55
Fig. 5.2.3 Effect of base width of fin (B1)	60
Fig. 5.2.4 Effect of lower width of fin (B2)	60
Fig. 5.2.5 Effect of pin thickness (t)	61
Fig. 5.2.6 Convergence history of pressure drop and fin base width	62
Fig. 5.2.7 Relationship between objective functions	64

Fig. 5.3.1	Overall view of thermal system and coordinate system	66
Fig. 5.3.2	Optimization procedure of PQRSM	69
Fig. 5.3.3	Effect of base width of fin (B1)	71
Fig. 5.3.4	Effect of lower width of fin (B2)	72
Fig. 5.3.5	Effect of base thickness (t)	72
Fig. 5.3.6	Convergence histories for pressure drop and maximum temperature for $\Delta T < 33 K$	74
Fig. 5.3.7	Relationship between pressure drop and temperature rise in heat sink	78
Fig. 5.4.1	Physical configuration of internally finned tube	80
Fig. 5.4.2	Numerical methodology for optimization	88
Fig. 5.4.3	Friction factor and Nusselt number	91
Fig. 5.4.4	Comparing Pareto sets between GA and SQP	93
Fig. 5.4.5	Some results from Pareto set	96
Fig. 5.4.6	Thermal performance factor (TPF) in 5th generation	98
Fig. 5.5.1	Physical configuration of internally finned tube	101
Fig. 5.5.2	Numerical methodology for optimization	104
Fig. 5.5.3	Effect of h on performances	108
Fig. 5.5.4	Effect of d1 on the performances	109
Fig. 5.5.5	Effect of d2 on the performances	110
Fig. 5.5.6	Effect of γ on the performances	111

Fig. 5.5.7	Pareto set and dominated individuals with objectives ; Nusselt No. (Nu) and friction coefficient(f)	114
Fig. 5.5.8	Design variable for randomly sampled Pareto individuals	115
Fig. 5.5.9	Isotherms(left) and streamlines (right) of randomly selected Pareto individuals (continued)	118
Fig. 5.5.10	Thermal performance factor (TPF) for randomly selected Pareto individuals	119
Fig. 5.6.1	Schematics of the thermal system	123
Fig. 5.6.2	Schematics of the heat sink with vortex generator	123
Fig. 5.6.3	Procedure for obtaining Kriging correlation coefficients	128
Fig. 5.6.4	Procedure for obtaining optimal level of Kriging	129
Fig. 5.6.5	V ariations of optimal design variables for maximum temperature	135

ABSTRACT

Optimal design of thermal systems by integrating Computational Fluid Dynamics with Optimization Technology

Kim, Yang-Hyun

Advisor : Prof. Ha, Ok-Nam, Ph.D.

Dept. of Mechanical Engineering

Graduate School of Chosun University

The components of circuits on silicon chips such as Central Processing Unit (CPU) of computers have been integrated twice every 5 years according to the so-called "Moor's law". By enhancing the integration rate the Moor's law continues unbroken. The high-integration trend inevitably brought the increase of heat generation per unit area of the chips. The cooling technology is, therefore, becoming important along with the development of electronic devices for the steady operation of the core components. In order to obtain the thermal stability of the core electronic devices, pin-fin or plate-fin type heat sinks are widely used. Due to the compactness of the electronic devices as well as the core components, it is getting difficulties to have enough spaces available for the heat exchange from the components. Since the exchangers such as heat sinks should be installed in the limited spaces, many factors such as the heat transfer, the size of the space available for the installment and the pressure drop are to be simultaneously considered and designed. The optimal design is, therefore, should be

performed to obtain the optimal shape or structure of the thermal systems.

In this paper, the optimal solutions of the design variables for the thermal systems such as heat sinks and heat exchangers are obtained numerically using the Computational Fluid dynamics (CFD) and the Computer Aided Optimization (CAO)(that is, BFGS method, sequential quadratic programming (SQP) method, genetic algorithm(GA) method, successive approximation optimization (SAO) method, and Kriging method).

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.

For the shape optimal design of the plate-fin type heat sink with vortex generator, global approximate optimization techniques have been introduced into the optimization of fluid/thermal systems. In this study, Kriging method is used to obtain the optimal solutions associated with the computational fluid dynamics (CFD).

In constrained nonlinear optimization problems of thermal/fluid systems, three fundamental difficulties such as high computational cost for function evaluations (i.e., pressure drop and thermal resistance), the absence of design sensitivity information, and the occurrence of numerical noise are commonly confronted. Thus, a sequential approximate optimization (SAO) algorithm has been introduced because it is very hard to obtain the

optimal solutions of fluid/thermal systems by means of gradient-based optimization techniques. In this study, the progressive quadratic response surface method (PQRSM) based on the trust region algorithm, which is one of sequential approximate optimization algorithms, is used for optimization and the heat sink is optimized by means of combination it with the computational fluid dynamics (CFD).

Shape optimization of internally finned circular tube has been performed for three-dimensional periodically fully developed turbulent flow and heat transfer. The physical domain considered in this study is very complicated due to periodic boundary conditions both streamwise and circumferential directions. Therefore, Pareto frontier sets of a heat exchanger can be acquired by coupling the CFD and the multi-objective genetic algorithm (GA), which is a global optimization technique.

제 1 장 서론

1.1 연구의 필요성 및 목적

열/유체시스템에서의 다양한 물리적 현상을 보다 정확하게 해석하기 위한 노력의 결과, 전산유체역학(CFD) 분야가 괄목할만한 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 설계분야에 매우 제한적으로 이루어져 왔으나, 최근에는 다른 산업분야에도 점차 확대되고 있다.

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 적용 범위는 보다 확대될 것으로 사료된다. 전자장비 시스템에서 운전 시 발생하는 열을 효율적으로 제어하기 위해 방열판(heat sink)을 주로 사용하고 있다. 이러한 방열판은 핀-핀(pin-fin) 또는 평판-핀(plate-fin) 형태로 크게 구분되는데, 설계자는 시스템 내 허용된 공간의 크기와 발열량 등을 고려하여 선택한다.

방열판의 성능 향상(즉, 열저항의 최소화)을 위한 연구는 지금까지 꾸준히 이루어져 왔고 또 앞으로도 계속 될 것이다. 열전달계수는 채널의 수력직경에 역비례한다는 개념으로부터 제안된 미세 채널(micro-channel) 방열판이 최근에 전자장비의 소형화라는 추세와 더불어 크게 각광을 받고 있다. 그러나 실제 산업현장에서는 전통적인 크기(길이, 50 - 500 mm)의 방열판이 여전히 널리 사용되고 있

어, 이들의 성능해석에 대한 연구가 매우 활발히 진행되고 있다. 특히, 방열판 등 전자장비 냉각장치는 열전달의 최대화(또는 열저항 최소화)와 압력강하의 최소화 등 성능향상 뿐만 아니라 설치 가능한 공간의 크기, 적절한 팬 용량 등 수많은 인자들을 고려하여 설계되어야 한다. 따라서 방열판의 크기가 일정한 경우에 최대의 열/수력학적인 성능을 확보하기 위해서는 방열판 형상에 대한 설계가 이루어져야 할 것이다. 따라서 방열성능 최대화와 압력강하 최소화라는 서로 상반된 성능함수를 동시에 만족시켜야 하며, 보통 열/유체시스템 내의 제한된 공간에 설치된다. 따라서 방열판의 공학적인 설계는 최적설계를 통해 이루어져야 할 것이다

1.2 기존의 연구

1.2.1. 성능해석

방열판의 열성능 향상은 그 중요성으로 인하여 관심의 대상이 되어 왔으며, 최근에도 연구가 활발히 이루어지고 있다. Ledezma 등은 층돌류에 노출된 핀-핀 평판의 최적 간격에 대해 연구하였다. 이들은 상업용 전산유체역학코드(FIDAP)를 이용하여 열전달을 최대로 하는 핀과 핀 사이 간격에 대한 상관관계식을 제시하였다. Maveety 와 Hendricks는 층돌류에 의한 방열판 냉각시 노즐과 방열판 사이의 최적 거리에 대한 연구를 수행하여, 노즐이 노즐직경에 대한 수직거리의 비(z/D)가 8 내지 12인 위치에 있을 때 최적의 냉각 성능을 얻을 수 있다고 하였다. 최근에 Maveety 등은 수치 및 실험적인 방법을 통해 사각단면을 갖는 핀-핀 방열판의 성능을 예측하였으며, 열적 성능은 핀 높이 및 단면적 변화에 매우 민감하게 반응한다고 하였다.

열/유체시스템의 최적설계 문제는 매우 중요한 과제이며, 활발하게 수행하여야 할 연구 분야이다. 이에 따라 전산유체역학(CFD)과 최적화 기법을 이용한 열/유체시스템의 최적설계가 최근에 이르러 활발히 이루어지고 있다. 그러나 열/유체시스템의 해석은 과도한 계산시간을 요구하며, 종종 수치적 노이즈를 수반하기 때문에 최적설계를 위해 근사최적화(approximate optimization) 기법을 이용하게 된다.

방열판 최적화를 위한 지금까지의 연구들은 최적화에 대한 수치적 기법을 사용하지 않은 상태에서 설계변수들이 열전달 특성에 미치는 영향만을 고려한 상관관계식을 도출한 정도의 수준에 지나지 않았다. 따라서 이 연구에서는 핀-휀 방열판의 최적설계값을 얻기 위해 최적화에 대한 수치기법을 이용한다. 7×7 로 배열된 핀-휀 방열판을 해석 대상으로 삼아 목적함수(열저항 및 압력강하)를 동시에 최소화 하는 최적설계 변수값(휀의 폭, 휀의 높이, 그리고 팬-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.

1.2.1. 최적설계

최근에 이르러 CFD 및 최적화기법의 발달로 방열판 등 열/유체시스템의 최적설계에 대한 관심이 높아지고 있다. Ryu 등은 복잡한 미세채널 방열판의 열적 성능을 예측할 수 있는 해석기법을 개발하여 방열판 최적설계에 적용하였다. 또한 Park 등은 채널 내에 엇갈리게 부착된 평판 열교환기의 최적형상 및 배열에 관한 연구를 수행하였다. 이들은 주기적인(periodic) 열/유동에 대한 해석과 수치적인 최적화 기법인 순차적 선형 프로그래밍(SLP)을 사용하여 최적설계 변수값을 제시하였다. 그러나 지금까지의 연구를 살펴보면, 전형적인 평판-휀 방열판의 최적설계에 관한 연구는 매우 미진한 상태이다.

근사최적화 기법은 근사화를 위해 요구되는 정보에 따라 구배기반(gradient-based, GBA) 및 함수기반(function-based, FBA) 근사화방법으로 나뉘어 진다. 구배기반 최적화는 근사화를 위해 설계변수에 대한 성능함수의 도함수 정보를 필요로 하므로 설계민감도(design sensitivity)에 대한 해석이 수행되어야 한다. 그러나 열/유동장에서 유한차분법에 의해 구해진 미분값은 그 정보는 유용하지 않거나 유한차분화에 의한 근사화에 많은 해석시간이 필요하다. 이에 반하여 함수기반 근사최적화 기법은 근사화를 위해 함수 값만을 요구하여 상대적으로 간단하므로 근사최적설계에 많이 이용되고 있다. 대표적인 FBA는 반응표면법(surface response method, RSM)을 이용한 근사화이다. 반응표면법은 비교적 넓은 범위의 설계영역에 적용되는 전역 근사화기법으로, 모델링 및 해석 오차의 누적으로 인한 불안정한 해석결과를 매끄럽게 함으로서 전체적인 해석 결과의 형태를 잘 표현할 수 있다. 그러나 반응표면법은 설계변수의 개수(n)가 증가하면 실험 계획법(DOE)에 의한 함수 계산 횟수가 급격히 증가하는 단점이 있다. 따라서,

iDOT(최적설계신기술연구센터)에서는 설계변수의 개수가 많더라도 효율적으로 2차 근사모형을 생성할 수 있는 순차적 2차 반응표면법(PQRSM, progressive quadratic response surface method)을 개발하여 최적화 문제에 적용하였다.

근사최적화 기법으로는 반응표면법(RSM, Response Surface Methodology), 크리깅(Kriging), MARS(Multivariate Adaptive Regression Spline), RBF(Radial Basis Function) 등이 개발되어 공학시스템의 최적설계에 적용되고 있는데, 이들 중 크리깅 방법을 이용한 최적설계가 최근 들어 크게 각광을 받고 있다. 이는 크리깅 방법이 최량선형비편향추정량(Best Linear Unbiased Estimator; BLUE)을 제공하며, 시스템적인 예측오차가 없는 보간 방법으로서 전산실험 모형에 적합하기 때문이다. 또한 근사함수의 차수를 가정할 필요가 없어 반응표면법보다 우수한 특성을 갖는다.

Pak 등은 내부에 흰이 부착된 원형덕트의 입구영역에서 가스복사(gas radiation)의 영향을 고려한 전달현상을 수치적으로 규명하여, 최적의 열교환기 성능을 발휘하는 흰의 개수 및 높이를 제안하였다. Liu 등은 완전히 발달된 주기적(periodic) 유동특성을 갖는 관내부의 흰 형상 변화가 열 및 유동특성에 미치는 영향을 수치적으로 연구하였다. 이들은 흰 모서리 끝단의 형상과 유동방향으로의 헬리컬 각도(helical angle)가 열전달에 미치는 영향이 매우 크다고 하였으며, 흰의 유동면(windward)이 반대쪽 면(leeward)에 비하여 열전달과 마찰손실에 중요한 역할을 한다고 밝혔다. 또한 최적설계의 중요성으로 인하여 Fabbri는 2차원 층류 유동에 대해 최적의 흰 형상을 제안하였다. 그는 열전달 향상만을 고려한 최적화를 수행하였으며, 이를 위해 유전알고리즘(GA, genetic algorithm)을 적용하였다. 최근에 이주희 등은 내부 흰이 부착된 열교환기에 순차적 2차 프로그래밍

(sequential quadratic programming, SQP)법을 적용하여 압력 최소화 및 열전달 최대화를 이루는 국소최적해(local optima)를 구하였다. 그러나 관 내부에 흰이 부착된 경우와 같이 복잡한 형상을 갖는 열교환기의 목적함수(objective function)는 비선형성이 강하며, 동시에 설계민감도에 대한 정보를 제공하기 힘들기 때문에 구배기반(gradient-based) 국소 최적화 기법으로는 최적해를 얻는데 한계에 부딪치게 된다.

1.3 연구 내용

전자장비에서 발생한 열을 효과적으로 제어할 수 있는 수단으로 방열판(heat sink)이 널리 사용되고 있다. 열전달 향상을 위해 평판에 흰(fin)을 부착한 평판-흰(plate-fin)형 방열판은 유동저항의 증가라는 바람직하지 않은 현상을 수반한다. 따라서 방열판의 고성능화는 최적설계(design optimization)를 통해 열전달을 최대로 하면서 압력강하를 최소화하는 형상으로 설계되어야 할 것이다.

평판-흰형 방열판의 성능해석 및 최적화에 대한 연구는 지난 십 수년 동안 꾸준히 이루어져 왔다. 그러나 대부분의 연구는 최적 알고리즘을 사용하지 않고, 시스템 내의 열 및 유동특성에 대한 변수연구를 수행하여 설계변수들 간의 상호 관련식을 제시한 수준에 머물러 있었다.

따라서, 이 논문에서는 전산유체역학(computational fluid dynamics)과 최적 설계 기술을 융합하여 이를 여러 가지 열 시스템, 즉 평판-흰형(plate-fin type) 방열판, 핀-흰형(pin-fin type) 방열판, 내부 흰이 부착된 관(internally finned tube) 등에 적용하여 각각의 최적형상을 수치적으로 구하고자 한다.

일반적으로 최적설계 문제는 최대 또는 최소화 할 성능함수, 보통 목적함수 (objective function), 최적화 할 설계변수(design variables), 그리고 설계변수 및 성능함수를 제약하는 제약조건(constraints) 등으로 이루어진다.

특히, 열 시스템의 정확한 목적함수 계산은 최종 해에 매우 중요한 영향을 미치기 때문에 성능해석의 중요성은 아무리 강조해도 지나치지 않을 것이다. 그러므로 열 시스템의 정확한 해석을 위해 이 논문에서는 이미 타당성이 검증된 상용 프로그램인 FLUENT와 STAR-CD를 이용하여 열/유동장을 계산한다.

동시에 최적설계기법으로 알려진 비제약조건 최적화 기법인 BFGS법, 제약조건이 있는 국소 최적화기법인 순차적 2차 프로그래밍법(successive quadratic programming, SQP), 근사최적화기법인 순차적 근사기법(successive approximation optimization, SAO), 전역최적화 기법인 유전알고리즘(genetic algorithm, GA)법, 그리고 Kriging법 등을 각각 열 시스템에 적용함으로써 최적설계 해를 구하고자 한다.

제 2 장 최적 설계 기법

2.1 국소 최적화기법(local optimization technology)

2.1.1 BFGS법

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

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

여기서 첨자 k는 반복횟수를 의미한다. 식 (15)에 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 최적화문제에 가장 효과적이라고 알려진 BFGS법이 있다. 이 기법은 준-Newton 법으로서 자기수정 기구를 갖는 특징이 있다.

BFGS법은 근사화된 역 Hessian 행렬, H (즉, 목적함수의 2차 도함수 행렬)를 계산하며, 매 반복계산 시 선형 탐색방향과 Hessian 근사, H_k 는 다음과 같은 식을 이용하여 수정된다.

$$\mathbf{S}_{k+1} = -[\mathbf{H}_k]^{-1} \cdot \nabla F(\mathbf{X}_k) \quad (2)$$

$$\mathbf{H}_{\mathbf{k}+1} = \left(\mathbf{H} - \frac{\mathbf{H} \delta \delta^T \mathbf{H}}{\delta^T \mathbf{H} \delta} + \frac{\gamma \gamma^T}{\delta^T \gamma} \right)_k \quad (3)$$

여기서 변화벡터 δ_k 와 γ_k 는 다음과 같다.

$$\delta_k = \mathbf{X}_{\mathbf{k}+1} - \mathbf{X}_{\mathbf{k}} \quad (3)$$

$$\gamma_k = \nabla F(\mathbf{X}_{\mathbf{k}+1}) - \nabla F(\mathbf{X}_{\mathbf{k}}) \quad (4)$$

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

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

or

$$\nabla F^T(\mathbf{X}_{k+1}) \delta_k \geq -\sigma_2 \nabla F^T(\mathbf{X}_k) \delta_k \quad (5)$$

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

$$| F(\mathbf{X}_{\mathbf{k}+1}) - F(\mathbf{X}_{\mathbf{k}}) | \leq 10^{-5} \quad (6)$$

2.1.2 SQP법

식 (1)에 보는 바와 같이, 탐색방향 \mathbf{s}_k 과 α_k 를 구하기 위한 2차 목적함수

및 선형화된 제약조건으로 구성된 부-프로그램을 계산하는 순차적 2차 계획 (sequential quadratic programming, SQP)법은 다음과 같다. SQP법은 먼저 1차 Taylor 급수 근사를 이용하여 다음과 같이 목적함수와 제약조건을 선형화한다.

Minimize

$$F(\mathbf{X}_{\mathbf{k}+1}) = F(\mathbf{X}_{\mathbf{k}}) + \nabla F(\mathbf{X}_{\mathbf{k}})^T \mathbf{S}_{\mathbf{k}} \quad (7)$$

subject to

$$g_j(\mathbf{X}_{\mathbf{k}+1}) = g_j(\mathbf{X}_{\mathbf{k}}) + \nabla g_j(\mathbf{X}_{\mathbf{k}})^T \mathbf{S}_{\mathbf{k}} \leq 0 \quad (8)$$

$$h_i(\mathbf{X}_{\mathbf{k}+1}) = h_i(\mathbf{X}_{\mathbf{k}}) + \nabla h_i(\mathbf{X}_{\mathbf{k}})^T \mathbf{S}_{\mathbf{k}} = 0 \quad (9)$$

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

Minimize

$$Q(\mathbf{S}_{\mathbf{k}+1}) = F(\mathbf{X}_{\mathbf{k}}) + \nabla F(\mathbf{X}_{\mathbf{k}})^T \mathbf{S}_{\mathbf{k}} + \frac{1}{2} (\mathbf{S}_{\mathbf{k}})^T \mathbf{B} \mathbf{S}_{\mathbf{k}} \quad (10)$$

식(7)(9)의 선형화된 목적함수, 제약조건 그리고 2차 근사 목적함수들은 MMFD(modified method of feasible directions)를 이용하여 계산한다. 초기에 단위행렬인 행렬 \mathbf{B} 는 양의 행렬로서 매 반복시 라그랑지 함수의 헤시안(Hessian)에 근사시킴으로써 수정되는데, 이 연구에서는 다음의 BFGS식을 이용한다.

$$\mathbf{B}_{k+1} = \mathbf{B}_k + \frac{\eta\eta^T}{\mathbf{S}^T\eta} - \frac{\mathbf{B}_k\mathbf{S}\mathbf{S}^T\mathbf{B}_k}{\mathbf{S}^T\mathbf{B}_k\mathbf{S}} \quad (11)$$

여기서,

$$\begin{aligned} \mathbf{S} &= \mathbf{X}_{k+1} - \mathbf{X}_k, \\ \eta &= \theta \mathbf{y} - (1-\theta) \mathbf{B}_k \mathbf{S} \\ \mathbf{y} &= \nabla_x \Phi(\mathbf{X}_{k+1}, \lambda_{k+1}) - \nabla_x \Phi(\mathbf{X}_k, \lambda_k), \\ \Phi(\mathbf{X}, \lambda) &= F(\mathbf{X}) + \sum_{j=1}^M [\lambda_j g_j(\mathbf{X})], \\ \theta &= \begin{cases} 1.0 & \text{if } \mathbf{S}^T \mathbf{y} \geq 0.2 \mathbf{S}^T \mathbf{B}_k \mathbf{S} \\ 0.8 \frac{\mathbf{S}^T \mathbf{B}_k \mathbf{S}}{\mathbf{S}^T \mathbf{B}_k \mathbf{S} - \mathbf{S}^T \mathbf{y}} & \text{otherwise} \end{cases} \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 η 는 \mathbf{B}_{k+1} 가 양의 값을 갖도록 감쇄계수 θ 를 이용하여 계산한다.

2.2 전역 최적화기법(global optimization technology)

GA(genetic algorithm)는 적자생존(survival of the fittest)과 생물학적 진화를 모사한 최적화 기법(11-12)으로, 설계공간이 아주 복잡하거나, 다목적 함수 문제, 수치적 노이즈(noise)가 있는 경우, 또는 강건설계에 용이한 최적설계기술이다. GA의 개체(individual)는 설계변수의 수 만큼의 유전자들로 이루어진 염색체를 가지고 있다. 한 세대는 일정한 수의 개체로 이루어지며 각 개체는 염색체를 역변환

한 설계변수에 따라 목적함수를 계산하고, 그 개체가 속한 세대 내에서 적합함수를 이용해 상대적인 적합도(fitness)를 구하게 된다. 세대 내에서 상대적으로 높은 적합도를 가진 개체는 확률적으로 자신과 비슷한 유전자를 가진 자손을 낳을 수 있는 더 많은 기회를 가지게 된다. 진화가 거듭됨에 따라 우수한 개체가 많아지고 평균적인 적합도가 높아지게 된다.

2.2.1 연산자(Operators)

부모에서 자식 세대로 새로운 개체를 생성하기 위해 다음과 같은 기본적인 연산을 거치게 된다.

선택(selection) : 현 세대 내에서 가능성 있는 우수한 개체를 검색하는 선택은 유전 알고리즘의 가장 중요한 연산자이다. 이 연구에서는 다목적최적화 문제에 적합한 토너먼트 방식을 사용하였으며, 선택의 레벨만큼 토너먼트 방식의 경쟁을 통해 최종적으로 선택되게 함으로 선택압력(selection pressure)을 조정할 수 있도록 하였다.

교배(cross over) : 일반적으로 교배의 확률은 0.6~0.9 정도로 높게 설정한다. 자름선을 몇개로 하느냐에 따라 일점 혹은 다점 교배가 가능하다. 자름선의 수는 유전자 내에 존재하는 패턴인 스키마(schema)의 생존과 밀접한 관계를 가지고 있다. 초기의 길이가 짧은 스키마에서 점점 진화를 거듭함에 따라 길이가 길고 적응도가 높은 스키마로 변하게 된다. 이러한 현상을 빌딩블록가설(building block hypothesis)(13)이라고 한다. 그리고 스키마의 길이가 길수록 홀수 보다는 짝수의 자름선을 사용한 교배가 스키마의 생존이라는 측면에서 유리하다(14). 따라서 이 연구에서는 2점 교배를 주로 사용한다.

돌연변이(Mutation) : 돌연변이는 세대 내의 모든 유전자에 대해서 같은 율로 돌연변이를 적용하는 균등 돌연변이를 이용했다. 유전자의 표현형을 2진수를 사용했기 때문에 비트단위의 XOR 연산자를 사용했다. 완전히 새로운 공간에 대한 탐색(exploration)과 이미 탐색한 공간 주변의 더 나은 개체를 찾는 채굴(exploitation)의 적절한 균형을 유지하기 위해 돌연변이율은 0.5% 이하로 아주 낮게 사용한다.

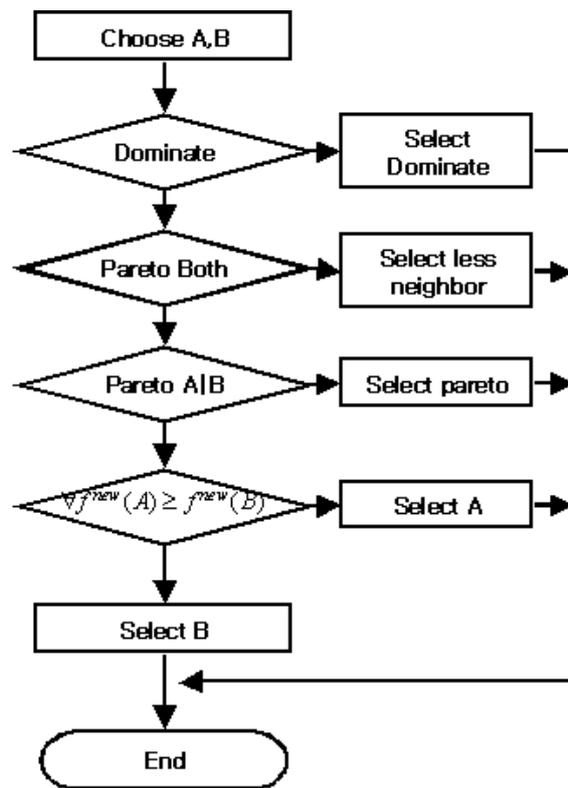


Fig. 2.1 Multi-objective selection processes

적소(niche) : 설계 공간상의 가까운 거리에 존재하는 개체들은 서로 비슷한 성향을 가지고 있다고 볼 수 있다. 좀 더 다양하고 넓은 영역을 탐색할 수 있도록 하기 위해서는 적소반경 내에 필요 이상의 많은 개체가 존재하지 않도록 해야 한다. 적소거리는 설계 공간상의 거리대신 염색체의 이진 거리를 사용하였다.

$$\frac{r_{ij}}{R} = \sum_{k=1}^L \left[\frac{|d_i - d_j|}{R} \right]_k = \sum_{k=1}^L \left[\frac{m \cdot \Delta x}{n \cdot \Delta x} \right]_k = \sum_{k=1}^L \left[\frac{m}{n} \right]_k \quad (13)$$

여기서 $|d_i - d_j|_k$ 는 변수 k에 있어서의 개체 i에 j까지의 거리이며, m은 i에서 j까지의 이진 거리를, n은 적소반지름의 이진 거리이다.

적합도(fitness) : 목적함수 값을 사용하는 대신 적소 등과 같이 목적함수를 저평가(degrade)하는 경우에 상대적 평가가 가능하도록 식(13)과 같이 적합함수에 따른 적합도(fitness)를 사용하였다.

$$fit = \left[(v_{\max} - v) + \frac{v_{\max} - v_{\min}}{Spf - 1} \right] \cdot \frac{Spf - 1}{v_{\max} - v_{\min}} \quad (13)$$

식(13)에서 v_{max}, v_{min}는 각각 현 세대의 목적함수의 최대 및 최소값을 나타내며, Spf는 적합도를 의미한다. 각 세대 내에서 가장 우수한 해는 Spf가 0, 가장 열등한 해는 1이 된다.

2.2.2 파레토 프런티어(Pareto frontier)

다목적함수에 대한 최적해는 목적함수들이 서로 선형적으로 종속되어 있는 경우를 제외하고는 유일하게 결정되지 않는다. 특히, 이 연구에서와 같이 열전달 최대와 펌핑동력 최소화를 동시에 만족하는 보다 우수한 해는 존재하지 않는다. 이를 지배되지 않는 해(non-dominated solution)라 하며, 모든 지배되지 않는 해 집합을 파레토 프런티어(Pareto frontier)라 한다.

최소화 문제에서, 해 벡터 \mathbf{x} 가 \mathbf{y} 에 대해서 지배적이라고 하면 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \forall i \in 1, 2, \dots, k: F_i(\mathbf{x}) \leq F_i(\mathbf{y}) \quad \text{and} \\ \exists j \in 1, 2, \dots, k: F_j(\mathbf{x}) < F_j(\mathbf{y}) \end{aligned} \quad (14)$$

여기서 $F_i(\cdot), F_j(\cdot)$ 는 각각 목적함수를 나타낸다. 보통, 다목적 최적화 문제인 경우 목적함수들을 가중하는 방법으로 하나의 목적함수를 구하는 문제로 변형시킨다. 그러나 목적함수를 가중한 새로운 목적함수 공간은 원래의 다목적 공간과는 다른 설계공간을 가질 수 있다. 또 목적함수의 상대적인 크기의 차이가 크거나 변화량이 큰 목적함수가 존재한다면 최적해는 주로 이러한 지배적인 값을 최적화하는 형태로 이루어지게 된다. 이를 위해 각 목적함수에 대해 정규화(normalization)를 하지만 정규화된 각 목적함수의 크기와 범위가 모두 같을 수 없기 때문에 여전히 특정 목적함수에 편중된 최적화가 되기 쉽다. 그러나 GA를 사

용할 경우, 각 목적함수는 적합도에 의해 상대적으로 평가되며 목적함수의 크기나 변화량에 전혀 영향을 받지 않는다.

2.3 근사최적화 기법(approximate optimization technology)

2.3.1 순차적 근사최적화 (Sequential approximate optimization, SAO)

많은 해석시간을 요구하며, 시스템 해석에 대한 반응이 불연속적이거나 수치적 노이즈를 수반할 때, 또는 설계민감도에 대한 정보가 제공되지 않은 공학 시스템의 최적설계에 근사최적화 기법이 주로 사용된다. 이 연구에서는 근사함수의 평활성(smoothness)을 얻을 수 있는 수정된 반응표면근사법(RSA)을 이용하며 근사모형을 생성하며, 근사모형의 효율적인 관리를 위해 신뢰영역(trust region)에 기반한 순차적 근사최적화(SAO)를 적용함으로써 최적해를 구한다.

순차적 근사최적화(SAO) 기법은 실제 모델에 대한 근사모형을 구축하여 매 반복계산 시 수정된 설계영역에 대해 근사최적화 기법을 적용하고 수렴조건을 만족할 때까지 반복적으로 최적해를 구하는 방법이다. 식(1)(3)에서 정의된 최적설계 문제를 근사화하면 다음과 같이 수식으로 표현할 수 있다.

$$\text{minimize} \quad \tilde{f}(\mathbf{x}) \quad (3-15)$$

$$\text{subject to} \quad \tilde{g}_j(\mathbf{x}) \leq 0 \quad (3-16)$$

$$\max[\mathbf{x}_L, \mathbf{x}_L^k] \leq \mathbf{x} \leq \min[\mathbf{x}_U^k, \mathbf{x}_U] \quad (3-17)$$

여기서 $\tilde{f}(\mathbf{x})$ 과 $\tilde{g}_j(\mathbf{x})$ 는 각각 근사화된 목적함수와 제약조건이다. 식(3-17)의 k번째 반복시 설계값, \mathbf{x}^k 에 대한 추가적인 이동한계($\mathbf{x}_L^k, \mathbf{x}_U^k$)는 근사화에 대한 정확도를 확보하기 위해 최적화 과정 중 수정되는데, 이 연구에서는 신뢰영역 알고리즘(trust region algorithm)을 이용하여 각 변수에 대한 국소경계값을 얻는다.

2.3.2 점진적 2차 반응표면법(PQRSM)

이 연구에서 사용된 PQRSM은 최적화과정의 초기에는 전역근사화 형태의 모델이지만, 최적화 과정이 진행되면서 국부 근사모델로 정확하게 수렴한다. PQRSM은 $(2n+1)$ 개의 표본점(sampling points)을 선택함으로써 단지 $(2n+1)$ 번의 함수 계산을 이용하여 순수 2차항까지로 구성된 근사함수를 생성하고, 상호작용을 나타내는 나머지 2차항들은 정규화된 준-뉴턴 개선 공식을 적용하여 순차적으로 계산함으로써 추가적인 함수 계산이 필요치 않는 방법이다.

- 설계점 선택

정확한 근사모델을 구축하기 위해서는 실험계획법에 의한 적절한 설계점(sampling points)의 선택이 매우 중요하다. 첫번째 반복 단계에서 각 설계변수 축에서 2개씩, 중심점에서 1개씩 모두 $(2n+1)$ 개의 표본점을 Fig. 2.3.1과 같이 선택한다. 각 설계점에 대한 해석을 통해 실제 함수값을 계산한 후, 3점에 대한 2차 근사모델을 생성한다. 즉, 중심점 (x_0, f_0) 와 i -번째 설계변수의 (x_{i1}, f_{i1}) 과 (x_{i2}, f_{i2}) 이 계산되면, 이에 대한 2차 근사함수, \tilde{f}_i 는 다음의 식으로 구한다.

$$\tilde{f}_i = a_{i0} + a_{i1}x_i + a_{i2}x_i^2 \quad (3-18)$$

이렇게 생성된 근사모델을 초기 신뢰영역 Γ^1 내에서 최적화를 수행하여 새로운 설계점 \mathbf{x}_1 을 계산한다. 다시 \mathbf{x}_1 에 대해 근사모델의 정확도를 평가한 다음 이에

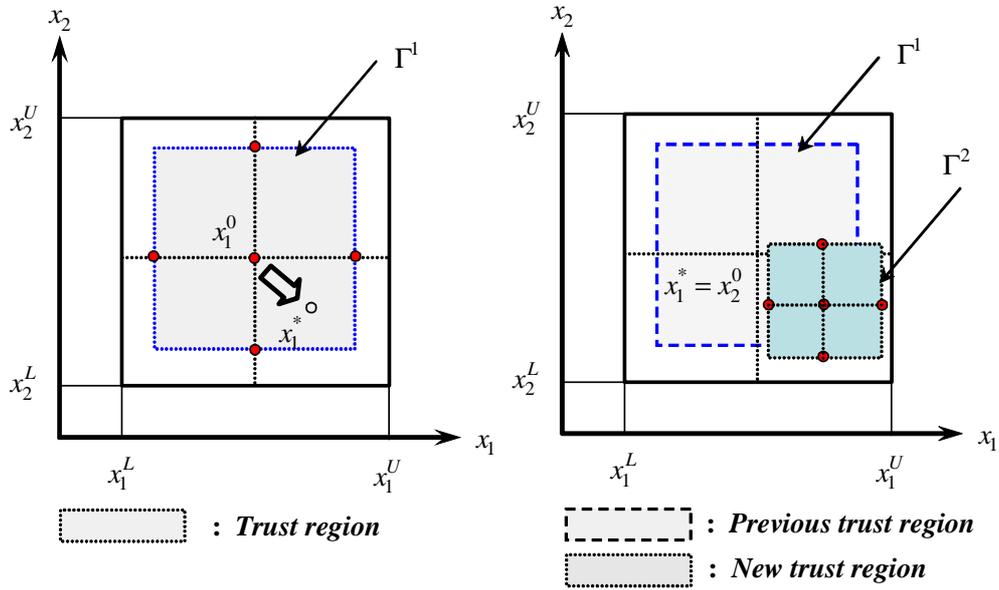


Fig. 2.3.1 Design sampling points and trust region for first two iterations

따라 2번째 반복 단계를 위한 새로운 신뢰영역 Γ^2 를 Fig.2(b)와 같이 생성한다. 신뢰영역 모델에 의하면, k-반복단계에서 식 (3-15)-(3-16)에 대한 국소 최적화 문제는 현재의 설계점 \mathbf{x}^k 주위에서 계산된다. 이때 이동한계(식 3-17)는 Γ^k 라는 신뢰영역 반경으로 다음과 같이 정의된다.

$$\|\mathbf{x} - \mathbf{x}^k\|_p \leq \Gamma^k \quad (3-19)$$

여기서 p 놈(norm)은 영역의 형상을 정의하는데, 이 연구에서는 기존의 설계점을 포함하면서 나머지 (2n)개를 축방향으로 일직선상에 놓아 새로운 설계점을 추출하는 초-정방형(hyper-cubic type) 신뢰영역법을 사용한다.

순차적 근사최적화 기법인 PQSRM에서는 근사 목적함수의 변화에 대한 실제 목적함수의 변화비로 정의하는 신뢰영역 반경비(r^k)를 이용하여 신뢰영역을 수정한다.

$$r^k = \frac{f(\mathbf{x}_k) - f(\mathbf{x}_{k+1}^*)}{\tilde{f}(\mathbf{x}_k) - \tilde{f}(\mathbf{x}_{k+1}^*)} \quad (3-20)$$

여기서, \mathbf{x}_{k+1}^* 는 새로운 설계점이다. 만일 r^k 가 0 보다 크면 새로운 설계점 $\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{x}_{k+1}^*$ 으로 간주하며, 이때 신뢰영역 반경(Γ^k)는 다음과 같이 수정된다.

$$\Gamma^k = \begin{cases} \gamma_0 \Gamma^{k-1} & \text{if } 0 < r^k < \epsilon_1 \\ \gamma_1 \Gamma^{k-1} & \text{if } \epsilon_1 < r^k < \epsilon_2 \\ \gamma_2 \Gamma^{k-1} & \text{if } r^k > \epsilon_2 \end{cases} \quad (3-21)$$

여기서,

$$\gamma_0 = 0.25 ,$$

$$\gamma_1 = 1.0$$

$$\gamma_2 = \begin{cases} 2 & \text{if } |x^* - x^0| = \Gamma^k \\ 1 & \text{if } |x^* - x^0| < \Gamma^k \end{cases} \quad (3-22)$$

$$\epsilon_1 = 0.25 ,$$

$$\epsilon_2 = 0.75$$

이다. 특히, PQRSM은 2번째 반복단계부터는 생성된 2차 근사모델이 최적화를 위해 직접 사용되지 않고 다음 절에서 설명할 정규화된 준-뉴턴(normalized quasi-Newton)법을 적용하기 시작한다.

- 정규화된 준-뉴턴 공식

(2n+1)개의 설계점을 이용해 근사화된 k-번째 반복 단계에서의 근사식인 식 (3-17)의 1차 및 2차 회기계수항을 각각 \mathbf{g}_k 와 \mathbf{D}_k 라 한다. 이 때 k-번째 근사 헤시언(approximate Hessian, \mathbf{B}_k)은 BFGS식으로 잘 알려진 아래의 준-뉴턴공식(9)에 의해 생성된다.

$$\mathbf{B}_k = \mathbf{B}_{k-1} - \frac{(\mathbf{B}_{k-1}\boldsymbol{\delta}_k)(\mathbf{B}_{k-1}\boldsymbol{\delta}_k)^T}{(\boldsymbol{\delta}_k^T \mathbf{B}_{k-1} \boldsymbol{\delta}_k)} + \frac{\mathbf{y}_k \mathbf{y}_k^T}{\mathbf{y}_k^T \boldsymbol{\delta}_k} \quad (3-23)$$

여기서, $\boldsymbol{\delta}_k = \mathbf{x}_k - \mathbf{x}_{k-1}$, $\mathbf{y}_k = \mathbf{g}_k - \mathbf{g}_{k-1}$ 이며 $\mathbf{B}_1 = \mathbf{D}_1$ 이다. 설계점, \mathbf{x}_k 에서 원래 헤시언 \mathbf{D}_k 는 비-대각(off-diagonal) 요소를 가지지 않지만, 식(13)에 의해 생성된 \mathbf{B}_k 는 비-대각요소를 가지게 된다. 그러나 비교적 작은 설계영역인 Γ^k 에서 \mathbf{D}_k 는 \mathbf{B}_k 보다 더 정확한 대각선 요소를 가지고 있으며, 이러한 특성은 최적화과정이 진행될수록 더욱 현저하게 나타나게 된다. 따라서 \mathbf{B}_k 의 대각성 요소를 \mathbf{D}_k 로 치환하기 위해 다음과 같이 정규화된 근사 헤시언($\tilde{\mathbf{G}}_k$)을 생성한다.

$$\tilde{\mathbf{G}}_k = \mathbf{S}_k^T \mathbf{B}_k \mathbf{S}_k \quad (3-24)$$

여기서, \mathbf{s}_k 는 대각선 행렬이고, \mathbf{s}_k 의 i -번째 요소인 \mathbf{s}_k^i 는

$$\mathbf{s}_k^i = \frac{\sqrt{\mathbf{D}_k^i}}{\sqrt{\mathbf{B}_k^i}} \quad (3-25)$$

이다. 또한 $\tilde{\mathbf{G}}_k$ 에서 대각선 요소들의 부호는 \mathbf{D}_k 의 부호로 치환된다. 신뢰영역이 충분히 작거나 또는 잘 선정된 경우, 신뢰영역 내에서 1차 및 2차 회기계수는 중앙차분법으로 근사화된 일/이차 도함수와 거의 동일하게 되며, 따라서 $\tilde{\mathbf{G}}_k$ 는 \mathbf{x}_k 에서의 실제 모델의 Hessian과 거의 일치하게 된다. 따라서 식(13)는 다음의 식으로 수정된다.

$$\mathbf{B}_k = \tilde{\mathbf{G}}_{k-1} - \frac{(\tilde{\mathbf{G}}_{k-1} \boldsymbol{\delta}_k)(\tilde{\mathbf{G}}_{k-1} \boldsymbol{\delta}_k)^T}{(\boldsymbol{\delta}_k^T \tilde{\mathbf{G}}_{k-1} \boldsymbol{\delta}_k)} + \frac{\mathbf{y}_k \mathbf{y}_k^T}{\mathbf{y}_k^T \boldsymbol{\delta}_k} \quad (3-26)$$

식(3-26)이 정규화된 준-뉴턴 (normalized quasi-Newton) 공식이다. 이들을 이용한 PQRSM에서의 근사모델은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \tilde{f}(\mathbf{x}_k) &= f(\mathbf{x}_{k-1}^*) + \mathbf{g}_k^T (\mathbf{x}_k - \mathbf{x}_{k-1}^*) \\ &\quad + \frac{1}{2} (\mathbf{x}_k - \mathbf{x}_{k-1}^*)^T \tilde{\mathbf{G}}_k (\mathbf{x}_k - \mathbf{x}_{k-1}^*) \end{aligned} \quad (3-27)$$

위의 식에서 \mathbf{g}_k^T 는 반응표면법을, $\tilde{\mathbf{G}}_k$ 는 반응표면법과 BFGS법을 이용하여 구

하게 된다. k-번째 반복단계의 신뢰영역에서 근사모델, $\tilde{f}(\mathbf{x}_k)$ 를 최소화하는 최적해는 국소최적화 기법인 SQP법을 이용하여 구한다.

2.3.3 Kriging법

크리깅은 샘플링된 광물질 등급(ore grade)에 기초된 분포의 광물질 등급 분포를 추정하기 위한 경험적 방법으로써, 남아프리카 공화국의 광산 기술자인 D.G. Krige의 이름을 본 따 지어 졌다. 최근에, Sacks 등(6)은 공간 데이터에 대한 확률과정 모형에 근거하여 전산실험의 설계와 분석(Design and Analysis of Computer Experiments, DACE)에 관한 논문을 발표하였는데, 크리깅 방법이 전산 실험분야에서 적절한 분석방법이라 소개하고 있으며, 다분야통합최적설계(Multidisciplinary Design Optimization, MDO) 등 공학분야에 널리 사용되고 있다.

전산실험은 주어진 입력 인자에 대하여 수치적으로 미분방정식을 이용하여 반응값을 생성하는 것이다. 하지만 미분연산자를 수행하는 것은 많은 비용이 요구되기 때문에, 적당한 횟수의 수행을 통하여 입력변수와 반응변수 사이에서의 관계를 추정하여 시도되지 않은 점에서의 반응값을 예측하려는 시도가 진행되었다. 이것이 근사최적화 기법이며, 이 중, 크리깅 방법은 확률과정의 실현값으로써 결정적(deterministic) 결과값을 모형화하고, 효율적인 예측을 위한 통계적 실험설계의 기반을 제공하게 된다.

2.3.3.1 수학적 모형

크리깅은 선형모형과 잔차(departure)의 합으로서 다음과 같이 표현된다.

$$y(\mathbf{x}) = f(\mathbf{x}) + z(\mathbf{x}). \quad (1)$$

여기서, $y(\mathbf{x})$ 는 설계변수 \mathbf{x} 의 함수이고 $f(\mathbf{x})$ 는 \mathbf{x} 의 선형함수이며 $z(\mathbf{x})$ 는 평균이 0, 분산이 σ^2 , 공분산이 0이 아닌 확률과정의 실현값이다. 식 (1)에서 $f(\mathbf{x})$ 는 반응표면에서의 다항모형과 비슷한 형태로서, 설계공간에서 전역적인 모형이며, 이를 상수 $\boldsymbol{\beta}$ 로 가정하기도 한다(6). 또한, $z(\mathbf{x})$ 는 전역적 모형으로부터 나온 지역적 편차를 생성함으로서 설계변수의 수(n_s)의 추출된 점을 보간하게 된다.

식 (1)에서의 $z(\mathbf{x})$ 의 공분산행렬(covariance matrix)은 다음과 같이 표현된다.

$$\text{Cov}[z(\mathbf{x}^i), z(\mathbf{x}^j)] = \sigma^2 \mathbf{R}[R(\mathbf{x}^i, \mathbf{x}^j)], \quad i, j = 1, \dots, n_s. \quad (2)$$

이때 \mathbf{R} 은 상관행렬(correlation matrix)이고 $R(\cdot, \cdot)$ 은 추출된 \mathbf{x}^i 와 \mathbf{x}^j 두 점 사이의 상관함수이다. 따라서, \mathbf{R} 은 대각이 모두 1이고 크기가 (n_s, n_s) 인 대칭행렬이다. 또한, 상관행렬 \mathbf{R} 가 양정치 행렬이 되도록 상관행렬의 모형을 결정해야 하는데, 본 연구에서는 아래의 Gaussian 상관함수를 이용한다(11).

$$R(\mathbf{x}^i, \mathbf{x}^j) = \prod_{k=1}^{n_s} \exp[-\theta_k |\mathbf{x}_k^i - \mathbf{x}_k^j|^2]. \quad (3)$$

여기서, θ_k 는 상관계수이다. 또한 관측된 점들 $\mathbf{x}^1, \dots, \mathbf{x}^{n_s}$ 과 추정하려는 새로운 지점 \mathbf{x} 에서의 반응값 사이의 상관벡터는 다음의 식을 이용하여 구한다.

$$\mathbf{r}(\mathbf{x}) = \mathbf{r}[R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^i)] = \mathbf{r}[R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^1), \dots, R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^{n_s})]. \quad (4)$$

2.3.3.2 크리깅 추정량

미지의 새로운 점 \mathbf{x} 에서의 반응값 $y(\mathbf{x})$ 의 선형 예측모형

$$\hat{y}(\mathbf{x}) = \mathbf{c}'(\mathbf{x})\mathbf{y} \quad (5)$$

을 고려해 보자. 여기서 $\mathbf{y} = [y(\mathbf{x}^1), \dots, y(\mathbf{x}^{n_s})]$ 는 n_s 개의 반응값이며, 추정량 $\hat{y}(\mathbf{x})$ 는 확률변수로서, 확률과정에 대한 추정값의 평균제곱오차(mean square error, MSE)를 최소화하는 과정을 고려한다. 즉, $y(\mathbf{x})$ 의 최량선형비편향추정량은 다음과 같은 평균제곱오차

$$MSE[\hat{y}(\mathbf{x})] = E[\mathbf{c}'(\mathbf{x})\mathbf{y} - y(\mathbf{x})]^2 \quad (6)$$

를 최소화하여 $\mathbf{c}(\mathbf{x})$ 를 결정함으로써 얻어진다. 즉,

$$\begin{aligned} MSE[\hat{y}(\mathbf{x})] &= (\mathbf{c}'(\mathbf{x})\mathbf{F}\boldsymbol{\beta} - \mathbf{f}'(\mathbf{x})\boldsymbol{\beta})^2 \\ &+ \sigma^2[\mathbf{c}'(\mathbf{x}), -1] \begin{bmatrix} \mathbf{R} & \mathbf{r}(\mathbf{x}) \\ \mathbf{r}'(\mathbf{x}) & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{c}(\mathbf{x}) \\ -1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (7)$$

이다. 또한, 불편제한 조건 $\mathbf{F}\mathbf{c}'(\mathbf{x}) = \mathbf{f}'(\mathbf{x})$ 과 라그랑지 승수 $\lambda(\mathbf{x})$ 에 대하여 $\mathbf{R}\mathbf{c}(\mathbf{x}) - \mathbf{r}(\mathbf{x}) - \mathbf{F}\lambda(\mathbf{x}) = 0$ 을 이용하면,

$$\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{F}' \\ \mathbf{F} & \mathbf{R} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\lambda(\mathbf{x}) \\ \mathbf{c}(\mathbf{x}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}(\mathbf{x}) \\ \mathbf{r}(\mathbf{x}) \end{bmatrix} \quad (8)$$

이며, 결국, $y(\mathbf{x})$ 의 최소제곱추정량, $\hat{y}(\mathbf{x})$ 는

$$\begin{aligned} \hat{y}(\mathbf{x}) &= [-\lambda'(\mathbf{x}), \mathbf{c}(\mathbf{x})] \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{y} \end{bmatrix} \\ &= \mathbf{f}'(\mathbf{x})\tilde{\boldsymbol{\beta}} + \mathbf{r}'(\mathbf{x})\mathbf{R}^{-1}(\mathbf{y} - \mathbf{F}\tilde{\boldsymbol{\beta}}) \end{aligned} \quad (9)$$

으로 얻어진다. 여기서, $\tilde{\boldsymbol{\beta}} = (\mathbf{F}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{F})^{-1}\mathbf{F}'\mathbf{R}^{-1}\mathbf{y}$ 은 Gaussian 과정에 의한 $\boldsymbol{\beta}$ 의 일반화된 최소제곱 추정량이다. 식 (9)의 우변에 있는 두 항은 서로 독립이고, 첫째 항은 일반화된 최소제곱 예측값이며, 둘째 항은 잔차의 부드러운 면으로서 해석될 수 있다. 그러므로, 크리깅 추정값은 일반화된 최소제곱 예측값을 얻은 다음, 회귀모형이 없는 것처럼 잔차를 보간하게 된다.

마지막으로 상관계수 $\boldsymbol{\theta} = (\theta_1, \dots, \theta_n)$ 를 결정함으로써 모형이 완성된다. 상관계수는 어떠한 값을 취하든지 추정값을 얻지만, 가장 적합한 추정값은 최대우도 추정법(maximum likelihood estimation, MLE)을 통해 결정된다. 즉, 아래의 식으로 정의되는 우도함수(likelihood function)를 최대화하는 것을 목적으로 하여 $\boldsymbol{\theta} = (\theta_1, \dots, \theta_n)$ 을 산출한다.

$$\varphi(\boldsymbol{\theta}) = -(\det \mathbf{R})^{1/n_s} \hat{\sigma}^2. \quad (10)$$

여기서 $\hat{\sigma}^2$ 는 σ^2 의 최대우도 추정량으로서 다음과 같다.

$$\hat{\sigma}^2 = (\mathbf{y} - \mathbf{F}\tilde{\boldsymbol{\beta}})\mathbf{R}^{-1}(\mathbf{y} - \mathbf{F}\tilde{\boldsymbol{\beta}}) / n_s. \quad (11)$$

제 3 장 열/유동장 해석

3.1 평균유동 방정식

방열관 등 열 시스템에서 주로 사용되는 작동유체는 일정한 물성치를 갖는 비압축성 공기이며, 유동은 3차원 난류, 정상상태이다. 이때 점성 소산항 및 복사의 효과는 무시하며, 해석영역의 대칭성으로 인해 1/2만을 해석하였다. 3차원 정상상태의 열 및 유동특성을 지배하는 연속, 운동량, 그리고 에너지 방정식을 텐서형태로 나타내면 다음과 같다.

연속방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (3-1)$$

운동량방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right) + \rho g_i \quad (3-2)$$

에너지방정식 :

· 유체

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

· 고체

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \dot{q} = 0 \quad (3-4)$$

여기서 첨자 $i = 1, 2, 3$ 은 각각 x, y , 및 z -좌표를 의미하며, \dot{q} 는 단위체적당 열 발생율이다.

3.2 난류모델링

식 (3-2)와 식(3-3)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.

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

$$\overline{\rho u'_i t'} = \alpha_t \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3-6)$$

여기서 μ_t 와 α_t 는 난류 와점성계수 및 와확산계수로서

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3-7)$$

$$\alpha_t = C_\lambda f_\lambda k \left(\frac{k}{\epsilon} \right)^n \left(\frac{\overline{t'}^2}{\epsilon_t} \right)^m, \quad m + n = 1 \quad (3-8)$$

이다. 여기서 C_λ 와 f_λ 는 온도장에서 벽면효과를 고려한 모델상수와 함수이다.

식 (3-7, 3-8)에서 μ_t 와 α_t 를 구하기 위해서는 지배방정식의 닫힘문제를 해결해야 하는데, 이 연구에서는 표준 $k - \epsilon$ 난류모델을 이용한다. 이때, 난류운동에너지(k)와 이의 소산율(ϵ) 방정식은 다음과 같다.

난류운동에너지방정식 (k) :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (3-9)$$

난류운동에너지 소산율방정식 (ϵ) :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \epsilon) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) \\ &+ C_1 \frac{k}{\epsilon} (G_k + G_b) (1 + C_3 R_f) - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (3-10)$$

식(3-9)과 (3-10)에 나타난 G_k 와 G_b 는 난류응력 및 부력에 의한 생성에너지로서 다음과 같다.

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3-11)$$

$$G_b = -\beta g_i \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3-12)$$

여기서 β 는 열팽창계수로서, 이상기체인 경우에 $-1/g$ 이다. 이 연구에서 적용한 표준 $k-\epsilon$ 난류모델에 사용된 계수 및 함수는 다음과 같다.

$$C_\mu = 0.09, C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, C_3 = \tanh |v/u|$$

$$\sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3, C_\lambda = 0.1,$$

$$f_\lambda = \left(1 - \exp\left(-\frac{R_\epsilon}{16}\right)\right)^2 \left(1 + \frac{3}{R_t^{3/4}}\right), \quad (3-13)$$

$$R_\epsilon = \frac{y(\nu\epsilon)^{1/4}}{\nu}, R_t = \frac{k^2}{\nu\epsilon}$$

3.3 해석절차

3.3.1 경계조건

모든 벽면에서의 속도는 점착(no-slip) 조건을 부여하였으며, 난류운동에너지 및 소산율은 0으로 주었다. 덕트의 입구영역에서는 일정한 온도($T_m=318K$)를 갖는 공기가 팬에 의하여 유입되는데, 팬의 특성곡선에 의해 1.27 m/s의 속도와 60

rad/s의 스월(swirl)조건을 부여하였다. 또한 입구에서의 k 와 ϵ 은 각각 다음과 같이 주었다.

$$k_{in} = 1.5 I_0^2 u_{in}^2, \quad \epsilon_{in} = k_{in}^{3/2} / l \quad (3-14)$$

여기서 I_0 는 국소난류강도(= 0.1)이며, l 은 소산율에 대한 길이척도로서, 이 연구에서는 팬의 크기인 80 mm이다.

방열판 상부에 동일한 크기의 서로 다른 열원이 일정한 열을 발생시키므로, 이를 열 유속으로 환산하여 열적인 경계조건을 부여하였다. 또한 열원을 제외한 나머지 면에는 대류경계조건($h = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$)을 주었다. 그리고 방열판을 제외한 덕트 및 반응부 벽은 모두 일정한 대기온도를 부여하였다. 반응부 상부면에 위치한 출구에서는 압력경계조건을, 대칭면에서는 모든 종속변수에 대해 대칭조건을 사용하였다.

3.3.2 수치해석

3차원 난류유동 및 온도장에 대한 지배방정식은 상업용 전산유체역학 프로그램인 FLUENT를 이용하여 계산하였다. 수치적 최적화 기법을 이용하여 최적설계변수를 구하기 위해서는 빠르고 신뢰성이 보장된 프로그램을 사용하여야 한다. 이는 반복 계산 시, 최적화 알고리즘을 통해 제안된 새로운 설계변수로 인해 방열판의 기하학적인 형상이 변하며, 변화된 형상에 대해 열/유동해석이 반복적으로 수행되기 때문이다. 그러나 대부분의 상업용 프로그램은 GUI(graphical user interface)상에서 열/유동장을 해석한다. 따라서 최적설계를 자동으로 수행하기 위

해서는 CFD 코드와 최적설계 알고리즘을 통합하는 작업이 매우 중요하다. 운동량 방정식에 나타난 압력수정을 위해서 SIMPLE(10) 알고리즘을 사용하였으며, 대류 및 확산항은 맥승도식을 이용하여 이산화하였다.

이 연구와 같이 수치 최적화 설계문제에서는 격자생성에 세심한 주의를 기울여야 한다. 즉, 매 반복 시 새로운 설계변수들이 제안되기 때문에 설계변수의 상/하한값을 고려하여야 할뿐만 아니라, 환-유체 경계면 역시 변하기 때문에 격자의 밀집도 등에 유의해야 한다. 따라서 이 연구에서는 이러한 상황을 고려하여 전 해석영역을 약 1,300,000cell의 직육면체 격자계로 구성하였다. 그리고 모든 종속변수가 아래의 조건을 동시에 만족하였을 때, 수렴된 해로 간주하였다.

$$R = \sum_{domain} | a_{nb}\phi_{nb} + b - a_P\phi_P | < 10^{-5} \quad (3-15a)$$

$$\frac{\phi_{k+1} - \phi_k}{\phi_k} < 10^{-5} \quad (3-15b)$$

여기서 R은 유수합을, ϕ 는 일반종속변수를, 그리고 b는 생성항을 의미한다. 하첨자 P와 nb, 그리고 k는 각각 주격자점, 주위 및 반복횟수를 나타낸다.

제 4 장 최적설계를 위한 총체적 해석절차

최적 설계값을 얻기 위해서는 다음의 3가지 프로그램을 이용한다.

- (1) 목적함수를 계산하는 해석기(analyzer), 즉, 열/유동 해석용 프로그램
- (2) 비선형 최적화 문제를 해석하는 최적화기(optimizer)
- (3) 여러 가지 배열과 변수 정의 및 두 프로그램을 제어하는 주-프로그램

이들의 상호 관련성은 Fig. 4.1.1에 나타내었다. Fig. 4.1.1에 드러난 바와 같이, 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.

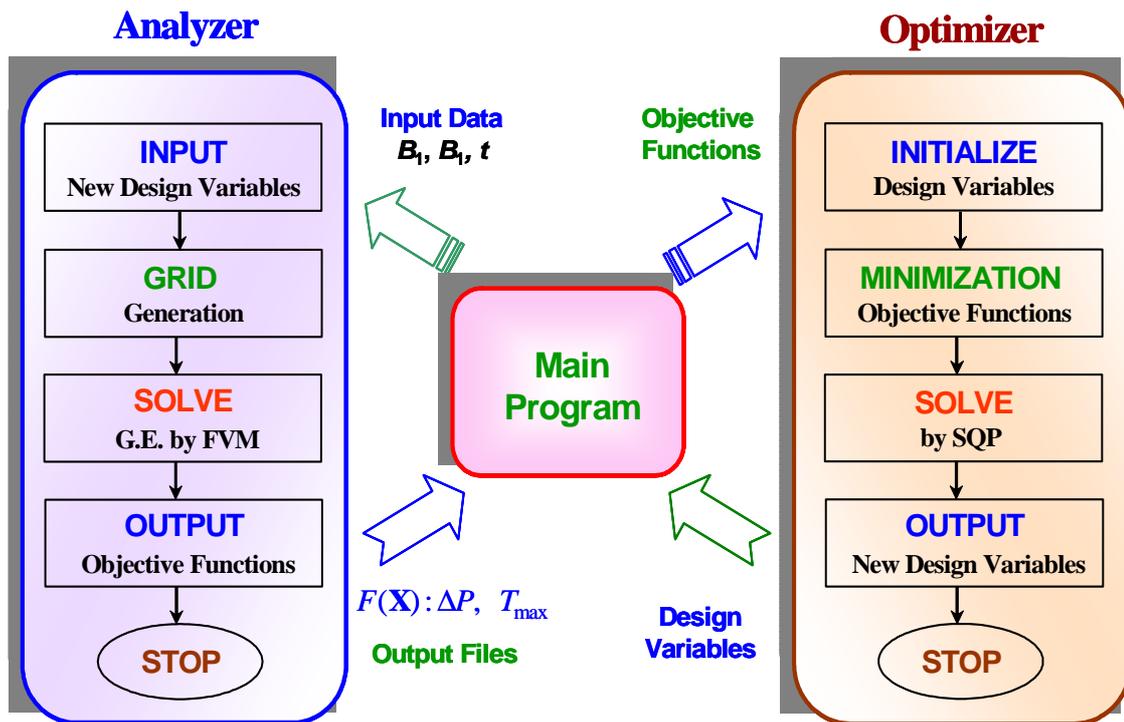


Fig. 4.1.1 Numerical methodology for optimization

제 5 장 결과 및 고찰

이상에서 언급한 최적설계 기법과 전산유체역학을 통합한 기술을 기반으로 다음과 같은 열 시스템에 대한 최적해를 구하였다.

- (1) BFGS법을 이용한 평판-휨 방열판 최적설계
- (2) SQP법을 이용한 평판-휨형 방열판 최적설계
- (3) SAO법을 이용한 평판-휨형 방열판 최적설계
- (4) GA를 이용한 내부휨이 부착된 열교환기 최적설계
- (5) 다목적 GA를 이용한 나선형 휨이 부착된 관내 최적설계
- (6) Kriging법을 이용한 평판-휨형 방열판 최적설계

5.1 BFGS법을 이용한 평판-핀 방열판 최적설계

5.1.1 해석 모델

최적설계를 위해 이 연구에서 채택한 사각단면을 갖는 7×7 핀-핀 (pin-fins) 방열판 및 좌표계를 Fig. 5.1.1에 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 일정속도($w_{in} = 4 \text{ m/s}$)로 회전하면서 유입되며, 핀에 부착된 핀과 핀 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.

5.1.2 최적설계

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

$$\text{Find} \quad \mathbf{X} = \{X_1, X_2, \dots, X_N\}^T \quad (5-1)$$

$$\text{to minimize} \quad F(\mathbf{X}) \quad (5-2)$$

subject to

$$\mathbf{X}_i^L \leq \mathbf{X}_i \leq \mathbf{X}_i^U \text{ for } i=1, N \quad (5-3)$$

여기서 \mathbf{X} 는 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.

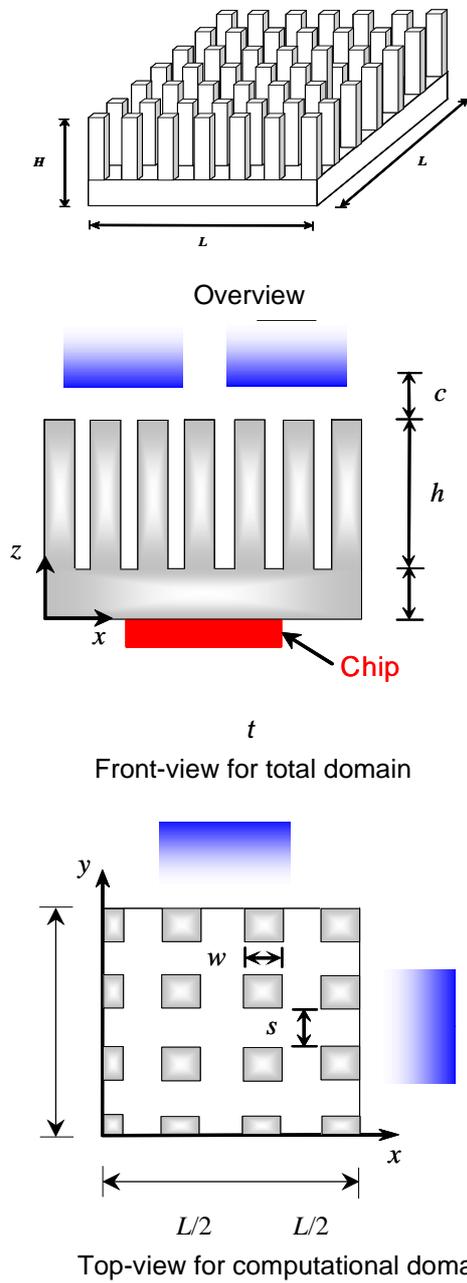


Fig. 5.1.1 Schematics of pin-fins heat sink

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. Koski가 다목적함수 문제에서 최적해에 대한 목적함수 간의 상호 관계를 나타내는 Pareto 기법의 전형적인 표현을 제안한 이래, 수많은 수치 기법들이 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 다목적 함수 최적화 문제의 일반적인 표현은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} && \sum_{i=0}^o \omega_i \frac{F_i(\mathbf{X})}{F_i^0(\mathbf{X})} && (5-4) \\ & \text{subject to} && \text{Eq. (5-3)} \end{aligned}$$

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

5.1.3 열/유동장

최적설계변수를 얻기 위한 방열관 내의 열/유동장 해석은 잘 검증되었으며 신뢰할 수 있는 상업용 프로그램인 FLUENT를 이용한다. 이는 최적화 과정 중,

새로운 설계변수에 의한 형상의 변화, 이에 따른 격자생성, 그리고 해석 등 일련의 과정이 연속적으로 이루어지기 때문이다. 해석영역을 직육면체의 비균일격자계 (총 격자수는 853,530개, 확장영역인 경우)로 나누며, 운동량 방정식에 나타난 압력 수정식은 SIMPLE 알고리즘을 적용하였으며, 대류와 확산항은 맥급수법을 이용하여 이산화한다.

이 연구의 경우, 방열판과 일정한 거리에 위치한 팬에 의해 공기가 유입되므로, 입구 및 출구에서 역류가 발생할 수 있다. 따라서 해석영역을 방열판 길이의 5배로 확장하였다. Fig. 5.2에 방열판을 포함한 확장해석영역 및 확장영역에 대한 기본적인 경계조건을 나타내었다. 또한 방열판에 대한 경계조건은 다음과 같다. 방열판 입구영역에 팬의 회전수(2,500 rpm)에 상응하는 소용돌이 조건을 주었다. 또한 방열판 하단면의 열원은 열유속 조건을, 그 외의 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.

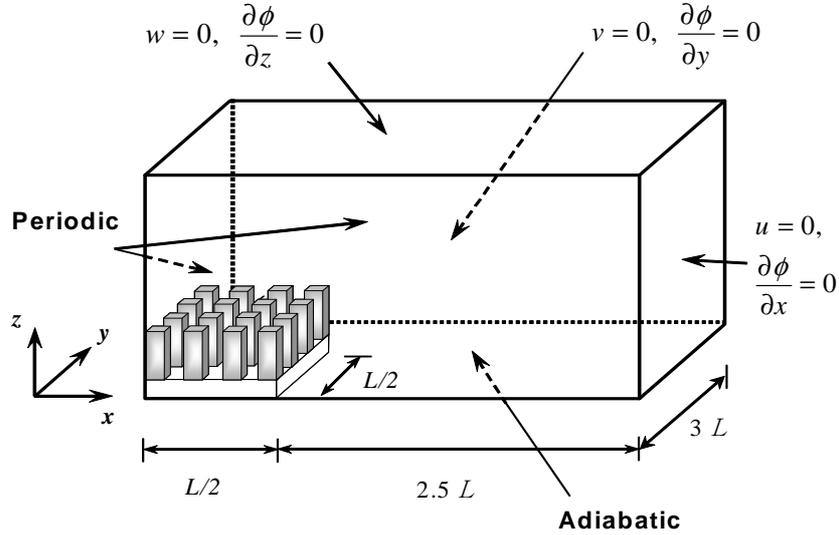


Fig. 5.1.2 Boundary conditions for extended computational domain

5.1.4. 결과 및 고찰

이 연구에서는 7×7 핀-휀 방열판의 열성능을 최대로 하는 설계값을 수치적으로 구하고자 한다. 휀의 폭(w), 높이(h), 그리고 팬-방열판 사이의 거리(c)를 설계변수로 취하였다. 방열판의 열성능 (또는 냉각효과) 향상은 아래의 식(5-5)에 정의된 방열판 내부 압력강하(ΔP)와 칩과 방열판 접촉부에서의 열저항(θ_{ja})이 동시에 최소화 될 때 이루어진다. 따라서, 이 연구에서는 이들을 목적함수로 선택하였으며, 이를 $F_1(\mathbf{X})$ 와 $F_2(\mathbf{X})$ 로 표시한다.

$$\Delta P = P - P_{\infty}, \quad \theta_{ja} = \frac{T_j - T_{\infty}}{Q} \quad (5-5)$$

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

Table 5.1.1은 목적함수, 제약조건, 그리고 상/하한 조건 등을 나타낸 표이며, 기준모델에 대한 기하학적 변수들은 Table 5.1.2에 나타내었다.

Table 5.1.1 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, $\mathbf{X}_i^L \leq \mathbf{X}_i \leq \mathbf{X}_i^U$	$1.0 \leq w \leq 9.0$ $32.5 \leq h \leq 60.0$ $1.0 \leq c \leq 13.0$

Table 5.1.2 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

- 설계변수 영향

방열판의 성능에 미치는 설계변수들의 영향을 평가하고, 가장 적합한 최적화 기법을 선택하기 위해 매개변수 연구를 수행한다.

먼저, 흰(fin) 폭(w)의 변화가 압력강하 및 접촉부 최대온도(T_j)에 미치는 영향을 Fig. 5.1.3에 나타내었다. 이때, 흰 높이와 팬-방열판 거리는 각각 기준 모델인 45 mm와 3 mm이다. 흰의 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, w의 증가는 흰과 흰 사이의 간격(s)을 감소시킨다. 감소된 흰 간격은 냉각유체의 유로가 감소시켜 압력 강하량이 증가하며, 동시에 유출속도 및 열전달 면적의 증가로 열 전달량이 증가하기 때문에 열원 위치에서의 최대온도는 감소하는 것이다.

Fig. 5.1.4와 Fig. 5.1.5는 각각 흰의 높이(h)와 팬-방열판 사이의 거리(c)의 영향을 나타낸 그림이다. 흰 높이가 감소함에 따라 압력은 증가하는데, 이는 팬에 의해 유입된 공기가 흰의 상단면과 충돌하여 방열판 내부에 와류 및 역류 등의 복잡한 유동현상의 발생에 기인하며, 접촉부 온도는 감소 후 최저점을 지나 다시 증가하고 있다.

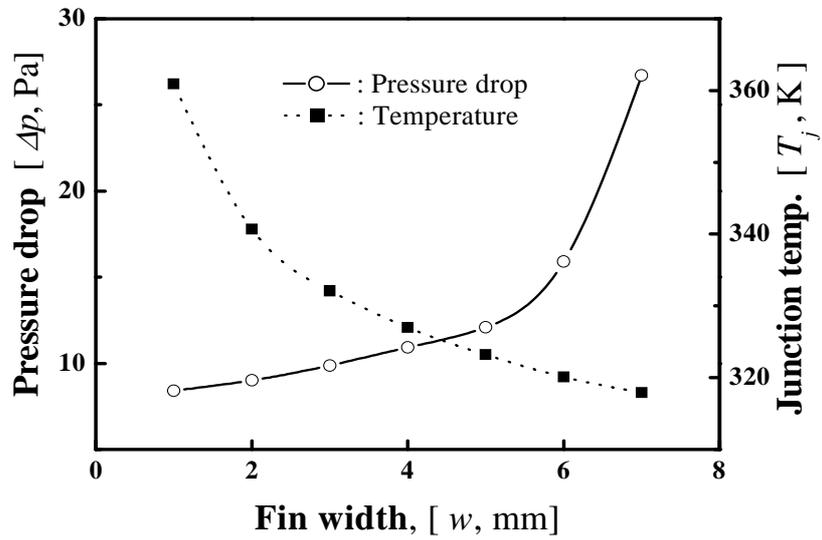


Fig. 5.1.3 Effect of fin width (w)

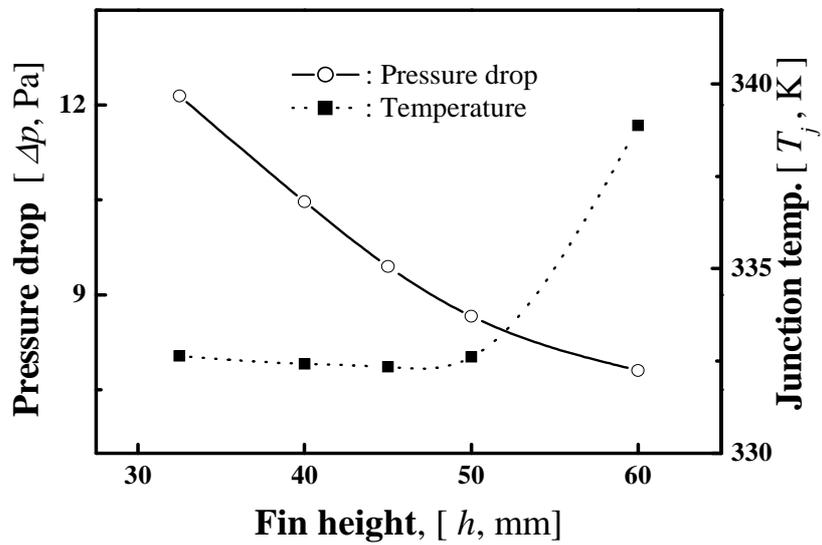


Fig. 5.1.4 Effect of fin height (h)

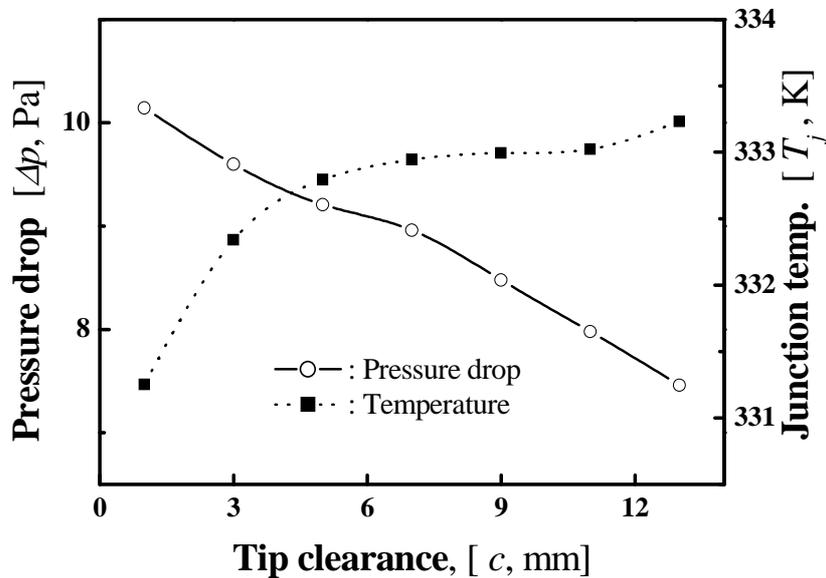


Fig. 5.1.5 Effect of fan-to-heat sink distance (c)

팬과 방열판 사이의 거리 (c) 변화가 방열판 내부의 압력 및 온도에 미치는 영향을 나타낸 Fig. 5.1.5를 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 적어지는 것이다. 이러한 이유로 접촉부 온도는 증가한다. 또한 c 가 압력 및 온도에 미치는 영향이 다른 변수에 비해 매우 적음을 Fig. 5.1.5는 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 Fig. 5.1.3에서부터 5.1.5에서 보듯이, 목적함수(압력강하 및 온도)의 변화는 오직 하나의 최저점(Fig. 5의 온도분포)을 갖거나, 단순 증가 또는 감소함

을 알 수 있다. 이는 이 연구에서 채택한 방열판 최적화 문제가 많은 계산시간을 요구하는 전역(global)최적화 보다는 국소(local)최적화 기법을 이용하여 효과적으로 해결할 수 있음을 의미한다.

- 최적설계변수

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

$$F(\mathbf{X}) = \omega_1 \cdot \left(\frac{F_1(\mathbf{X})}{\Delta P^0} \right) + \omega_2 \cdot \left(\frac{F_2(\mathbf{X})}{\theta_j^0} \right) \quad (5-6)$$

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 5.1.3에 여러 가지 가중치에 대한 최적설계 변수값을, 그리고 Table 5.4에는 목적함수값을 나타내었다. 목적함수 $F_1(\mathbf{X})$ 에 대한 가중치 ω_1 의 증가는 열저항보다는 압력강하의 최소화를 더 중요하게 여긴다는 것을 의미한다. 또한, Table 5.3은 설계자가 두 개의 목적함수 중에서 그 중요도에 따라 설계변수 값을 선정할 수 있음을 보여 준다. 예를 들면, 설계자가 방열판 내의 열저항 감소에 주안점을 둔다면, Table 5.1.3의 $\omega_1 = 0.1$ 이고 ω_2 가 0.9인 최적설계 변수값을 찾으려면 된다. 동시에 이에 상응하는 목적함수값을 나타낸 Table 5.1.4를 보면, 압력강하를 주 목

적합수로 여길 경우(ω_1 의 증가), 압력강하량은 감소하지만 열저항은 증가하고 있음을 알 수 있다. 이러한 결과는 Table 5.1.3의 설계변수값을 통해 설명될 수 있을 것이다. 즉, 압력강하량을 감소시키기 위해서는 환의 단면적이 감소하여야 하며, 동시에 환의 높이가 증가하여야 하기 때문이다. 그러나 이러한 설계 변수값은 칩 위치에서의 최대 온도를 증가시키는 결과를 초래한다.

Table 5.1.3 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 5.1.4 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

다목적함수에 대한 최적해는 설계자가 Table 5.1.4에 근거하여 우선권이 있는 해를 선택할 수 있도록 표현할 수 있다. 이를 위해, 핀-휀 형 방열판에 대한 목적함수($\Delta P, \theta_j$)들의 관계를 Fig. 5.1.6에 나타내었다. 그림의 (a)에서 (c)까지 곡선상에 있는 해를 Pareto 최적해라고 한다.

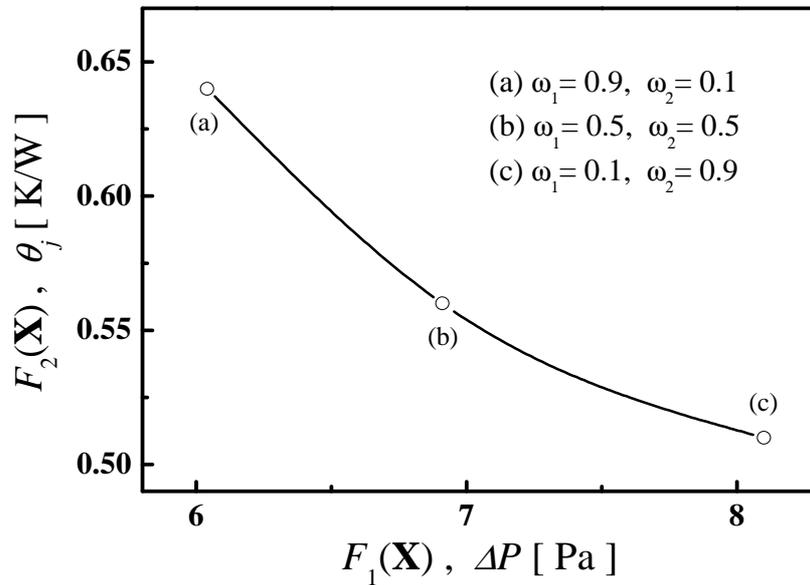
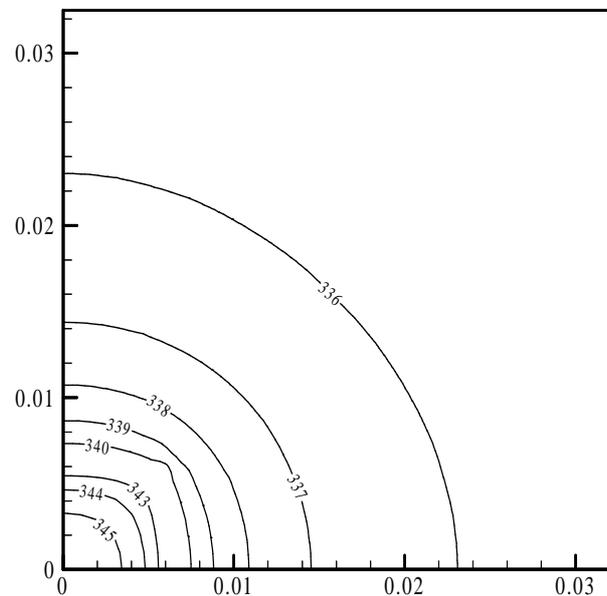


Fig. 5.1.6 Pareto solutions for heat sink

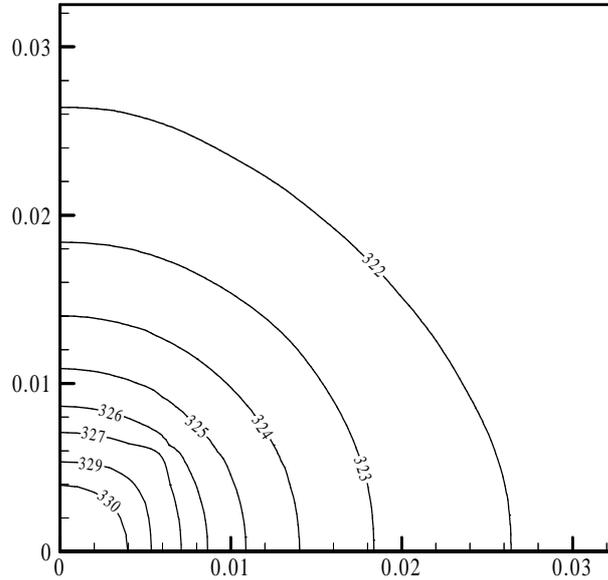
Pareto 최적해는 열교환기의 최적설계를 위해 설계자에게 매우 유용하게 이용된다. 예를 들면, 설계자가 팬의 성능을 고려하여, 열저항 보다는 압력강하를 감소시키는 것이 중요하다고 여긴다면, Fig. 5.1.6의 곡선상의 (a) 또는 (b)와 같은 최적해를 선택할 수 있으며, 이에 상응하는 최적설계 변수값을 Table 5.1.4에서 찾으면 된다.

기준모델에 대한 최적설계 결과를 정량적으로 나타내기 위하여 방열판 하부의 온도분포를 Fig. 5.1.7에 도시하였다. Fig. 5.1.7의 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 최대 온도 감소)를 위한 유동속도의 증가는 압력강하의 증가를 유발하여 팬의 크기를 결정하는 요소로 작용하기 때문에 비용적인 문제를 수반하게 된다. 그러므로 Pareto 해(가중치에 따른 설계변수의 변화) 중에서 어느 것을 선택하느냐는 열교환기 설계자의 의도에 달려있다고 할 수 있다.



(a) baseline model



(b) optimum model

Fig. 5.1.7 Isotherms for (a)baseline and (b) optimum models ($\omega_1=0.9$, $\omega_2=0.1$) at bottom of heat sink ($z=0$)

5.1.5. 소결론

7×7 로 배열된 핀-휀 방열판에서 발열체와 방열판 사이의 열저항과 방열판 내부의 압력강하량을 최소화하는 최적 설계 변수값을 수치적으로 조사하여 다음과 같은 결론을 얻었다. 방열판 내의 열저항과 압력강하에서 가장 많은 영향을 미치는 설계변수는 휀의 폭(w)이며, 휀의 높이(h)와 방열판-팬-거리(c)의 영향은 상대적으로 매우 미미하였다. 또한 변수연구를 통하여, 이 연구의 경우 국소최적화기법을 사용하는 것이 매우 효과적임을 알 수 있었다. 가중치가 0.5인 경우의 최적 설계 값은 다음과 같다. $w = 4.653 \text{ mm}$, $h = 59.215 \text{ mm}$, $c = 2.667 \text{ mm}$. 또한, 최적

모델은 기준모델에 비하여 열저항은 약 39%, 압력강하는 약 29% 감소하였다. 두 개의 목적함수에 대한 Pareto 최적해를 구했으며, 이 연구의 결과는 설계자들이 더 관심을 갖는 목적함수에 상응하는 최적 설계변수를 선택하는 데 도움을 줄 수 있을 것이다.

5.2 SQP법을 이용한 평판-핀(Plate-Fin)형 방열판 최적설계

5.2.1 해석 모델

최적화를 위해 이 연구에서 선택한 열 시스템의 개략도를 Fig. 5.2.1에 나타내었다. 축류팬(모델명: 3112KL-05W-B50, 크기: $80 \times 80 \times 40$ mm, 최대유량 : $1.46 \text{ m}^3/\text{min}$)에 의해 발생된 일정한 온도(318 K)의 공기는 덕트를 지나, 상부에서 발생한 열에 의해 가열된 방열판(재질 : 알루미늄, $\rho = 2707 \text{ kg/m}^3$, $k_s = 204 \text{ W/mK}$)을 냉각시킨 후 반응부에 유입된다. 이후 반응부 상부면에 위치한 출구를 통해 대기로 유출된다. 따라서 이 연구에서는 덕트, 방열판 그리고 반응부 전체를 하나의 해석영역으로 선정하였다. 이때, 방열판 상부면에 설치된 동일한 크기 ($122 \times 62 \text{ mm}$)의 2개 열원으로부터 서로 다른 전기적인 저항에 의해 열(각각 $Q = 348$ 및 321 W)이 발생한다. 따라서 냉각용 공기가 방열판의 흰과 흰 사이를 지나면서 전도 및 강제대류에 의해 방출됨으로서 열적인 안정성을 확보할 수 있다.

이 연구는 Fig. 5.2.1과 같은 열 시스템에서 가장 중요한 방열판의 최적설계변수를 수치적으로 구하는 것이므로 방열판의 보다 자세한 형상을 Fig. 5.2.2에 나타내었다.

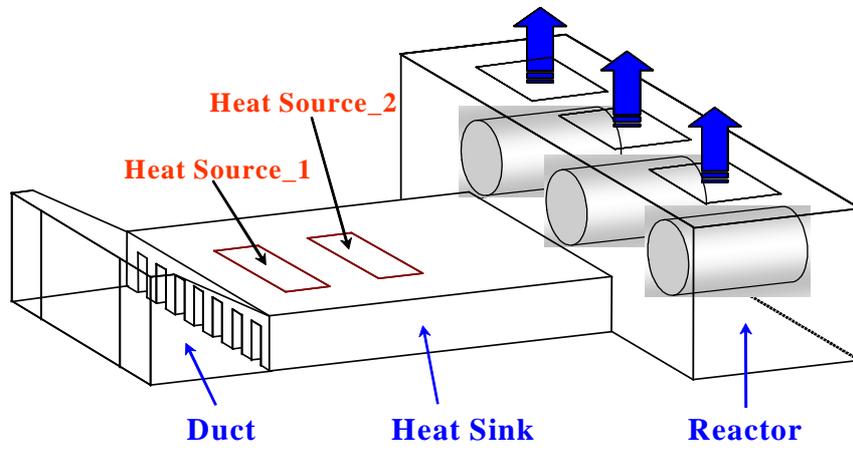


Fig. 5.2.1 Schematics for thermal system

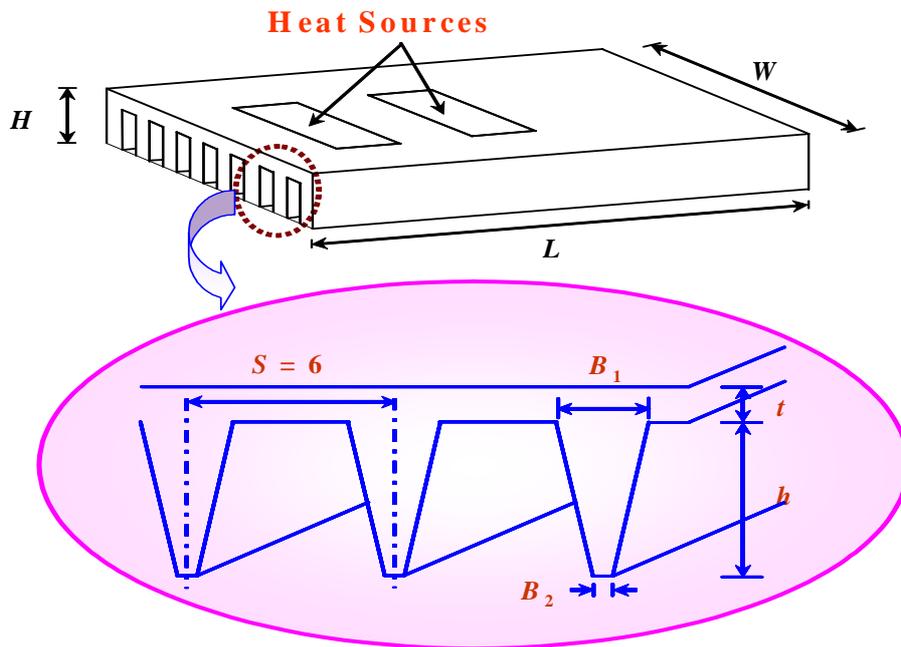


Fig. 5.2.2 Plate-fin type heat sink

방열판은 압출형(extruded) 평판-휨 형으로, 높이(H), 폭(W) 그리고 길이(L)가 각각 60, 188, 430 mm로 고정되어 있다. 그리고 휨의 피치(S), 휨의 기저부 폭(B1), 하부 폭(B2), 그리고 핀의 높이(t)에 의해 평판-휨의 내부 형상이 결정된다.

5.2.2 최적설계 정식화

- 목적함수 및 설계변수 선정

방열판의 최적설계변수는 방열판 내의 열저항(θ_{ja} 또는 온도상승, ΔT)과 압력강하(ΔP)가 최소일 때 얻어진다. 따라서 이 연구에서는 이들을 목적함수(objective function)로 선정하였으며, 아래의 식으로 각각 정의한다.

$$\theta_{ja} = \frac{T_{\max} - T_{\infty}}{Q} \quad (5.2.1)$$

$$\Delta P = P - P_{\infty} \quad (5.2.2)$$

여기서 T_{\max} , T_{∞} 는 열원-방열판 접촉부 및 대기 온도를 각각 의미하며, P , P_{∞} 는 각각 방열판 내부 및 대기압력을 나타낸다.

방열판의 형상은 Fig. 5.2.2에서 보듯이 휨의 수, 휨의 피치, 휨의 두께 및 높이, 그리고 방열판 기저부 두께 등에 의해 결정된다. 그러나 이 연구에서는 방열판의 전체 폭(W) 및 휨의 개수(15개)가 일정하기 때문에 다음의 3가지 변수를 최적화를 위한 변수로 선정하였다.

설계변수 : B_1, B_2, t

5.2.3. 결과 및 고찰

방열판 설계 시 가장 중요하게 고려해야 할 사항은 방열판-열원 접촉부의 온도상승이 허용된 범위 내에 존재해야 한다는 점이다. 따라서 이 연구에서는 온도상승($\Delta T = T_{\max} - T_{\infty}$)을 하나의 구속조건으로 삼아 압력강하를 최소화하는 방열판의 최적설계 변수값을 수치적으로 구하고자 한다. Fig. 5.2.2에 나타낸 바와 같이, 설계변수로는 원의 기저부 폭(B_1)과 하부 폭(B_2), 그리고 핀의 두께 (t)를 선택하였으며, 채널 내의 압력강하량(ΔP)이 최소일 때 최적설계값이 얻어지므로 ΔP 를 목적함수로 취하였다. Table 5.2.1은 목적함수, 제약조건, 그리고 상/하한 조건 등을 나타낸 표이며, 해석영역에 대한 기하학적 형상(덕트부, 방열판, 반응부) 및 기준(baseline)형상을 Table 5.2.2에 나타내었다.

Table 5.2.1 Objective function, design variables, constraints and side constraints

Objective function, $F(\mathbf{X})$	ΔP
Design variables, \mathbf{X}_i	B_1, B_2, t
Constraints, $g_1(\mathbf{X}), g_2(\mathbf{X})$	$\Delta T < 35 K, B_2 \leq B_1$
Lower and upper limits, $\mathbf{X}_i^L \leq \mathbf{X}_i \leq \mathbf{X}_i^U$	$1.25 \leq B_1 \leq 6.0$ $1.25 \leq B_2 \leq 6.0$ $7.0 \leq t \leq 25.0$

- 매개변수 연구

매개변수 연구는 방열판 성능에 미치는 설계변수들이 성능에 미치는 영향을 평가하고, 가장 적합한 최적화 기법을 선택하기 위해서 수행된다.

Table 5.2.2 Geometric parameters of the baseline domain

Duct	
Length	80 mm
Inlet surface	190*160 mm
Outlet surface	190*60 mm
Heat Sink	
Length (L)	400 mm
Width (W)	190 mm
Height (H)	60 mm
No. of fin	25
Fin pitch (S)	7.52 mm
Base width of fin ($B1$)*	2.0 mm
Lower width of fin($B2$) *	1.0 mm
Fin thickness (t) *	7.0 mm
Fin height (h), $60.0 - t$	53 mm
Reactors (3EA)	
Total length	160 mm
Total width	340 mm
Total height	150 mm
Exit (3 EA)	88*55 mm
Diameter of reactor (D)	75 mm
Length of reactor	125 mm

* Design variables for optimization

여러 가지 기저부 흰 폭(B1) 간격에 대한 압력 강하 및 최대 온도를 Fig. 5.2.3에 나타내었다. 이때 다른 설계변수(B2 와 t)들은 기준모델에 대한 것으로서 각각 1.0 mm와 7.0 mm이다. 참고로, 열원에 의한 최대온도 발생 위치는 두 번째 열원과 방열판과의 접촉부이다. 그림에서 알 수 있듯이, B1이 증가할수록 압력강하량은 거의 선형적으로 증가하지만 최대온도는 지수적으로 감소하고 있음을 알 수 있다. 이는 흰 폭이 증가함에 따라 유동저항이 커져 압력강하량은 증가하고, 반면에 흰과 흰 사이의 유속 및 전열면적의 증가로 인하여 최대온도는 감소하게 되는 것이다. 또한 압력강하와 최대온도를 고려하였을 때, 이 연구의 경우 B1 이 대략 2 mm에서 3 mm 사이의 값을 가질 때 최적값이 될 것으로 여겨진다.

Fig. 5.2.4 및 5.2.5는 하부 흰 폭(B2) 및 핀 두께(t)의 영향을 각각 설명하고 있다. B2 영향을 나타낸 Fig. 5.2.4를 보면, 전반적인 압력강하와 최대온도 변화는 기저부 흰 폭(B1)의 영향과 거의 동일하게 나타나고 있다. 그러나 핀의 두께가 목적 함수에 미치는 영향이 상대적으로 미미함을 Fig. 5.2.5를 보면 알 수 있다.

이상의 기본적인 열/유동특성으로부터 알 수 있듯이, 목적함수(압력강하 및 온도)가 단순 증가 또는 감소하는데, 이는 이 연구에서 채택한 방열판 최적화 문제가 많은 계산시간을 요구하는 전역(global)최적화 보다는 국소(local)최적화 기법을 이용하여 효과적으로 해결할 수 있음을 의미한다.

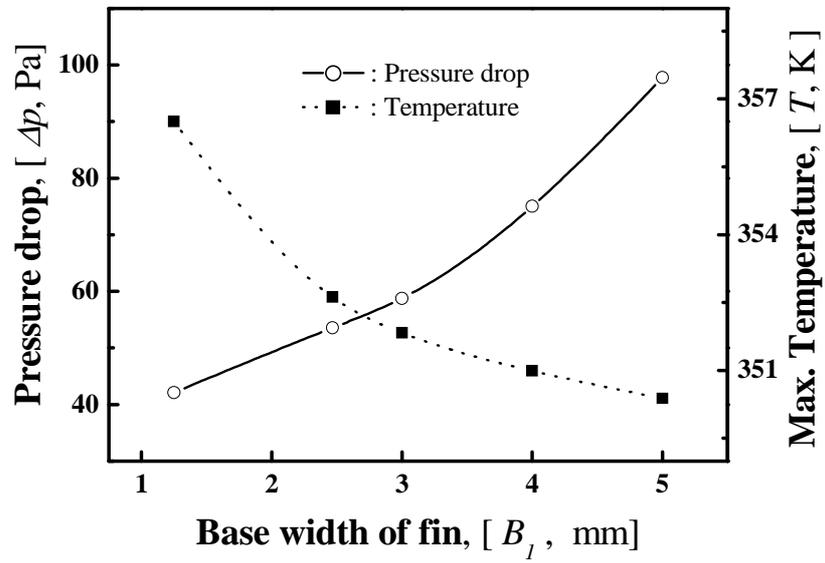


Fig. 5.2.3 Effect of base width of fin (B_1)

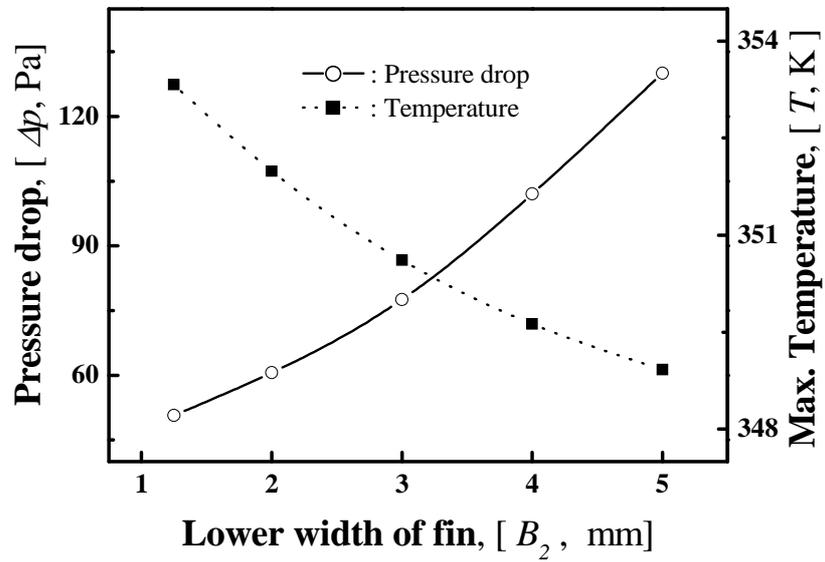


Fig. 5.2.4 Effect of lower width of fin (B_2)

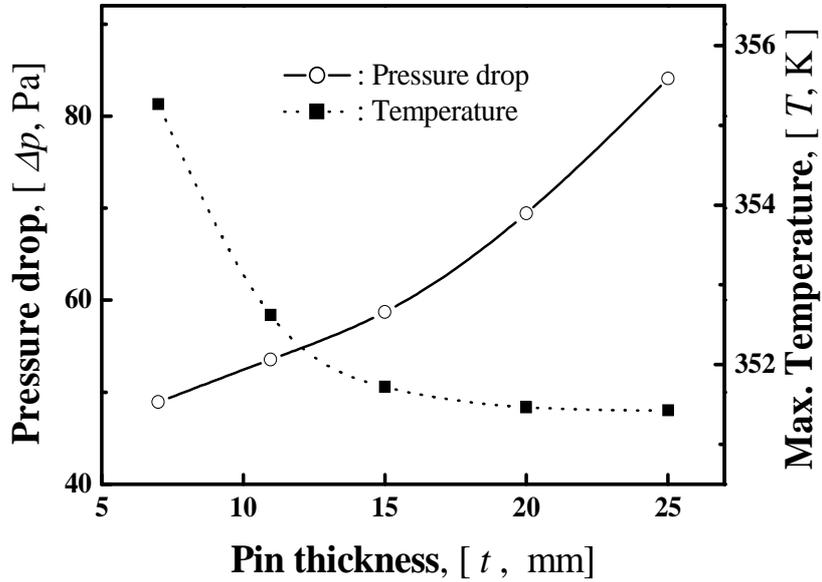


Fig. 5.2.5 Effect of pin thickness (t)

- 최적해

두 개의 목적함수 중에서 온도상승을 제약조건으로 고려한 이 연구에서, 목적함수는 아래의 식을 이용하여 정규화한다.

$$F(\mathbf{X}) = \frac{F_1(\mathbf{X})}{\Delta P_i} \quad (5.2.3)$$

여기서 ΔP_i 는 기준모델에 대한 압력강하량으로서 53.23 Pa이며, 기준모델에 대한 방열판의 최대온도(T_{\max})는 356.34 K로 계산되었다. 그러나 주위온도($T_{\infty} = 318$

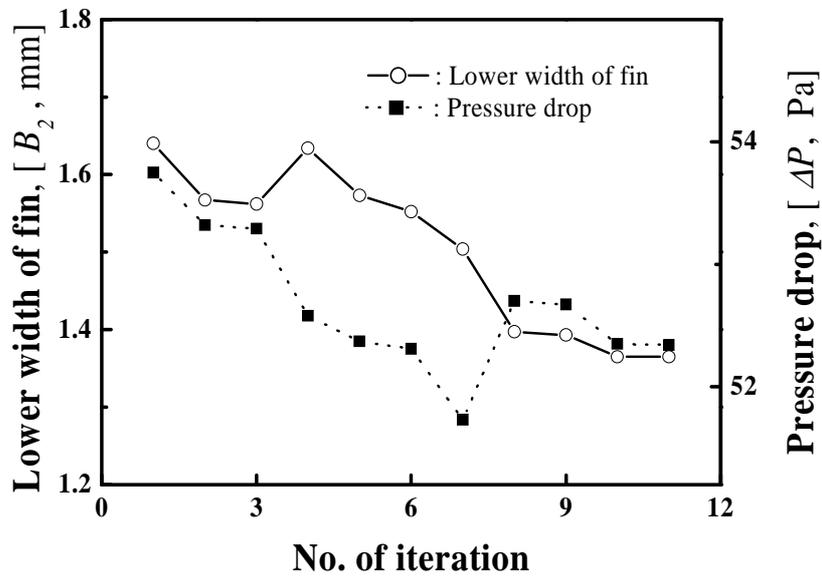


Fig. 5.2.6 Convergence history of pressure drop and fin base width

K)에 대한 온도상승(ΔT)이 38.34 K가 되어 방열판의 온도상승 설계 한계치인 35 K를 초과함으로써 열적인 안정성을 확보할 수가 없다. 따라서 이 연구에서는 기준모델에 대한 온도상승 및 압력강하를 참고하여 최적화를 수행하였다.

Fig. 5.2.6은 압력강하와 환의 하부 폭(B₂)에 대한 최적화 과정의 수렴이력을 나타낸 그림이다. 이 경우 ΔT 는 34.6 K이다. 그림에서 보듯이, 3번째 반복계산 이후부터, B₂와 ΔP 가 급격히 변화한 후 약 10번째 반복 시 수렴되고 있음을 알 수 있다. 그러나 이러한 수렴성은 제약조건 ΔT 의 크기에 따라 서로 다르다.

Table 5.2.3은 여러 가지 온도상승에 대한 최적설계 변수값을, Table 4는 이에 상응하는 목적함수값을 나타낸 표이다. Table 5.2.3에서 알 수 있듯이, 제약조건인 온도상승을 감소시키면(35.8 K에서 33 K로) 환의 폭(B₁과 B₂)은 증가하며 반

Table 5.2.3 Optimum design variables for temperature rise

ΔT	B_1	B_2	t
33.0	2.903	2.348	10.491
34.0	2.637	1.897	10.581
34.6	2.468	1.365	10.962
35.8	2.179	1.250	11.042

* Baseline geometry, $\Delta T = 38.34$ K

Table 5.2.4 Maximum temperature and pressure drop for optimal and baseline models

		T_{\max} [K]	ΔP [Pa]
Optimum model (ΔT)	33.0	350.35	72.95
	34.0	352.02	58.21
	34.6	352.62	53.54
	35.8	353.83	47.68
Baseline model		356.34	53.23

대로 핀 두께(t)는 감소한다. 그러나 온도상승을 억제(열전달량의 증가)하기 위한
 흰 폭들의 증가는 필연적으로 압력강하량을 증가시키는 결과를 초래함을 Table
 5.2.4가 잘 보여주고 있다. 주지하는 바와 같이, 방열판의 열적인 성능 향상은 기본
 적으로 열전달률의 최대화를 통해서 이루어진다. 이는 Figs. 5.2.4 - 5.2.6에서 논의
 된 바와 같이 열전달 면적과 핀 사이의 속도를 증가시킴으로서 쉽게 이룰 수 있다.
 그러나 열전달 향상을 위한 열교환기 내 유동속도의 증가는 필연적으로 압력강하
 량의 증가를 초래하며, 이는 팬의 성능에 악영향을 미치게 된다.

이러한 목적함수 사이의 관계를 표현하는 것을 Pareto 최적해라 하며, 이를
 Fig. 8에 도시하였다. 그림의 (a) - (d) 등 곡선상에 있는 해가 Pareto 최적해이며,
 최적해가 여러 개 존재하고 있음을 의미한다.

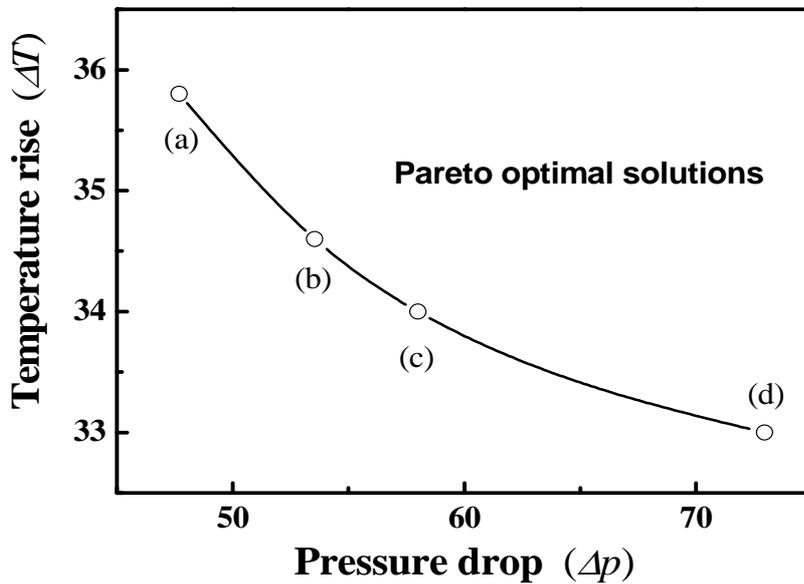


Fig. 5.2.7 Relationship between objective functions

즉, 설계자가 열전달률을 향상(또는 최대온도 감소)시키는데 주안점을 둔다면, Fig. 5.2.7의 곡선상의 (c) 또는 (d)를 선택할 수 있으며, 이에 상응하는 최적설계 변수값은 Table 5.2.3에서 찾으려 된다. 이는 설계자의 의도에 따라 최적설계 변수값은 달라질 수 있음을 의미한다. 따라서 Pareto 최적해는 방열판 등 열교환기의 최적설계 변수값을 얻기 위한 설계자에게 매우 유용하게 이용될 수 있을 것이다.

5.2.4. 소결론

체적이 일정한 평판-휨형 방열판의 최적 형상을 수치적으로 구하였다. 휨의 하부 폭(B2)이 열전달률과 압력강하에서 가장 영향을 많이 미쳤으며, 핀 두께의 영향은 그다지 크지 않았다. 온도상승을 34.6 K로 제한할 경우 최적 설계값은 $B1 = 2.47 \text{ mm}$, $B2 = 1.37 \text{ mm}$, 그리고 $t = 10.96 \text{ mm}$ 이다. 이때 최적모델은 기준모델에 비하여 온도상승은 9.8% 감소한 반면 압력강하는 약 0.6% 증가에 지나지 않았다. 또한 압력강하와 온도상승간의 관계를 나타낸 Pareto 최적해를 구했으며, 이는 설계자들이 더 관심을 갖는 목적함수에 상응하는 최적 설계 변수를 선택하는 데 도움을 줄 수 있을 것이다.

5.3 SAO법을 이용한 평판-휨(Plate-Fin)형 방열판 최적설계

5.3.1 해석 모델

이 연구에서 고려한 열/유체시스템은 최적화 할 평판-휨(plate-fin) 형 방열

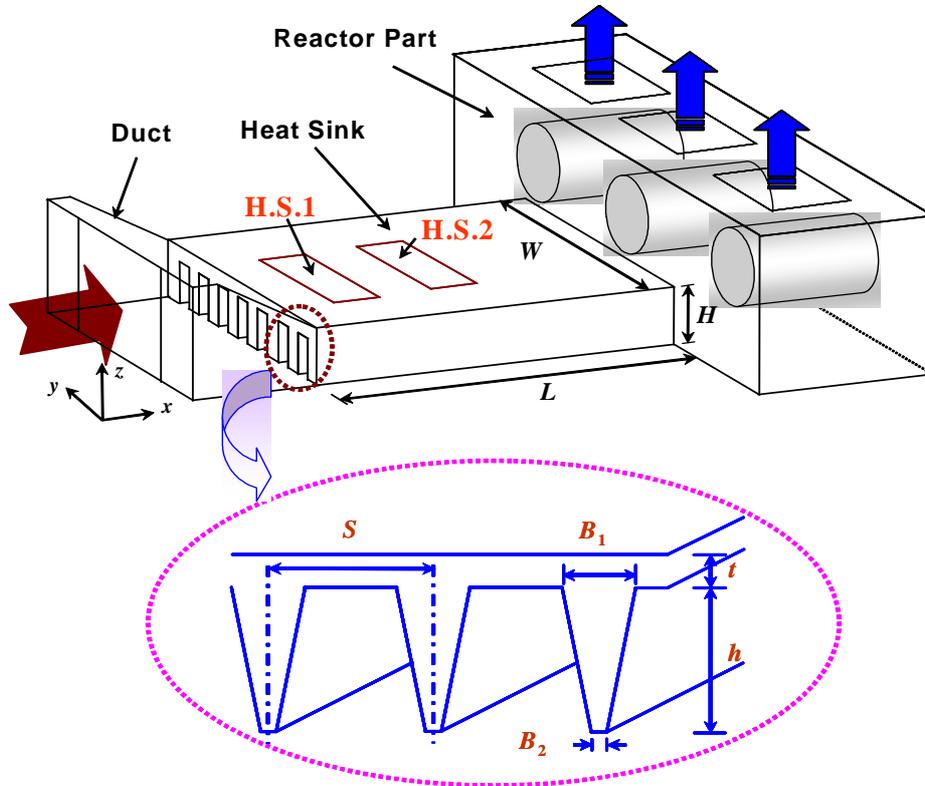


Fig. 5.3.1 Overall view of thermal system and coordinate system

관, 초기 작동유체의 유로 역할을 하는 덕트, 그리고 반응부로 구성되며, 이를 Fig. 5.3.1에 개략적으로 나타내었다. 축류 팬($30 \times 80 \times 80$ mm, 2EA)에 의해 유입되는 저온의 공기(318 K)는 방열판(알루미늄, $400 \times 190 \times 60$ mm, $L \times W \times H$)을 지나면서 열을 흡수 한 후 반응부($160 \times 340 \times 150$ mm)의 상부면에 설치된 3개의 출구(88×55 mm)를 통해 대기로 빠져나간다. 방열판 상부면에는 동일크기(62×122 mm)의 2개의 열원에서 전기적인 저항에 의해 각기 다른 양의 열($Q_1 = 348$ W, $Q_2 = 321$ W)이 발생된다. 또한 Fig. 5.3.1의 확대된 그림을 보면, 환의 피치(S, 여기서

는 7.52 mm), 흰의 상부 폭(B1), 하부 폭(B2), 그리고 흰의 높이(t)에 의해 방열판 형상이 결정됨을 알 수 있다.

5.3.2 최적설계

최적설계 문제는 최소화 또는 최대화하고자 하는 목적함수, 목적함수에 영향을 미치는 설계변수, 구속함수 및 설계 상/하한값 등으로 이루어진다. 제약조건을 갖는 비선형 최적설계문제의 수치적 해석을 위한 수학적 표현은 다음과 같다.

$$\text{Find} \quad \mathbf{x} = \{x_1, x_2, x_3, \dots, x_n\}^T \quad (5.3.1)$$

$$\text{minimize} \quad f(\mathbf{x}) \quad (5.3.2)$$

$$\text{subject to} \quad g_j(\mathbf{x}) \leq 0 \quad \text{for } j = 1, m \quad (5.3.3)$$

$$\mathbf{x}_i^L \leq \mathbf{x}_i \leq \mathbf{x}_i^U \quad \text{for } i = 1, n \quad (5.3.4)$$

여기서 \mathbf{x} 는 벡터형의 설계변수, $f(\mathbf{x})$ 는 목적함수, 그리고 $g_j(\mathbf{x})$ 는 부등호제약조건이다. 또한 \mathbf{x}_i^L 및 \mathbf{x}_i^U 는 설계변수에 대한 하한/상한치로서, 설계변수의 범위를 제한하는 역할을 한다. m, n은 각각 제약조건 및 설계변수의 수이다.

목적함수 및 설계변수 : 방열판 설계시 가장 중요하게 고려되어야 할 사항은 방열판 내 온도 상승이 허용된 범위 내에 존재해야 한다는 것이다. 따라서 이 연구에서는 온도상승($\Delta T = T_{\max} - T_{\infty}$)을 구속조건의 하나로 선정하여, 방열판 입/출구의 압력차이(ΔP)를 최소화 하는 설계변수값을 얻고자 한다. 따라서 ΔP 를 최소화 할 성능함수인 목적함수로 선정하였다. 또한 최적화할 설계변수로는 방열판 성능에 많은 영향을 미치는 흰의 상부 폭(B1)과 하부 폭(B2), 그리고 흰의 기저부 두께(t)를 선택하였다.

수치적 최적화 : 많은 해석시간을 요구하며, 시스템 해석에 대한 반응이 불연속적이거나 수치적 노이즈를 수반할 때, 또는 설계민감도에 대한 정보가 제공되지 않은 공학 시스템의 최적설계에 근사최적화 기법이 주로 사용된다. 이 연구에서는 근사함수의 평활성(smoothness)을 얻을 수 있는 수정된 반응표면근사법(RSA)을 이용하며 근사모델을 생성하며, 근사모델의 효율적인 관리를 위해 신뢰영역(trust region)에 기반한 순차적 근사최적화(SAO)를 적용함으로써 최적해를 구한다.

신뢰영역 알고리즘에 기초한 PQRSM 모델을 이용한 최적설계의 수치적인 절차를 Fig. 5.3.2에 나타내었다. 수렴조건은 연속적인 반복사이에 목적함수의 절대편차가 10^{-3} 보다 작고, 구속조건들의 최대 위배량이 10^{-4} 보다 작을 경우이다.

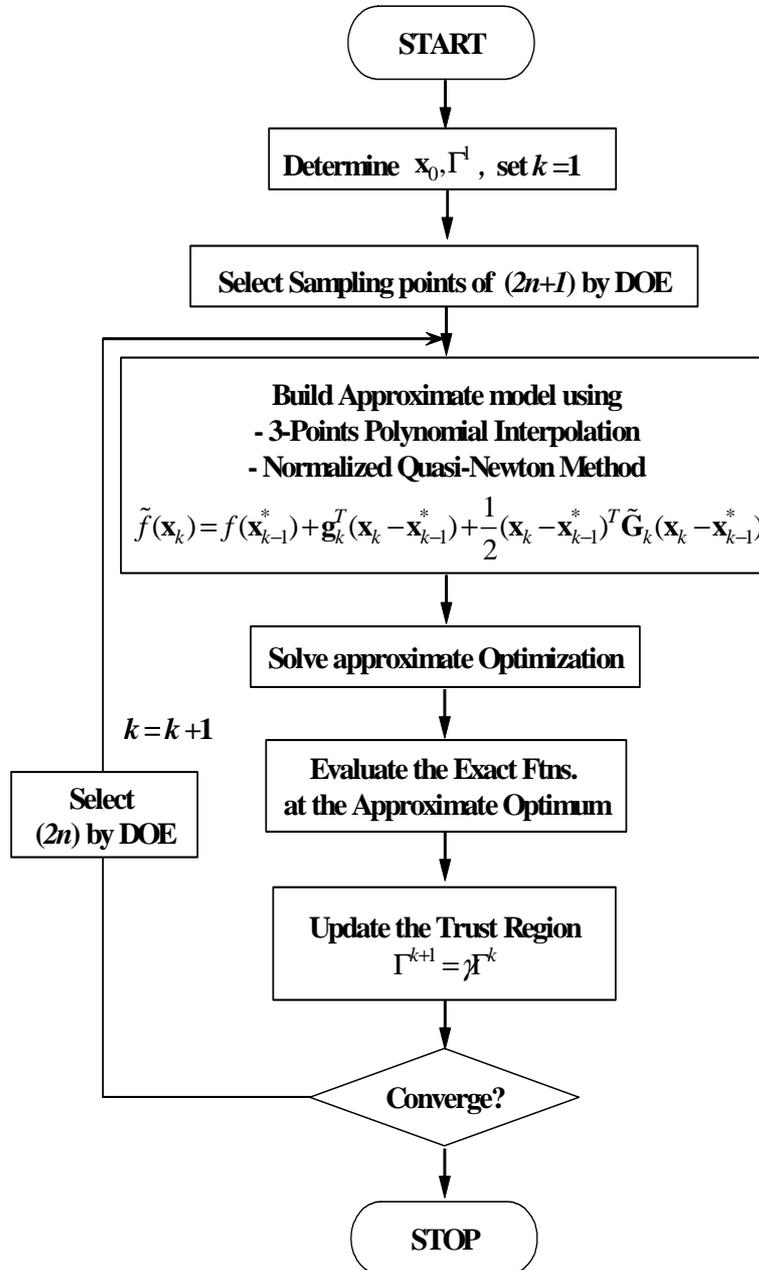


Fig. 5.3.2 Optimization procedure of PQRSM

5.3.3 결과 및 고찰

CFD와 PQRSM을 이용한 방열판의 최적설계 문제는 다음의 수식으로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 & \text{Find} && \mathbf{x} = [B_1, B_2, t]^T \\
 & \text{to minimize} && f(\mathbf{x}) = \Delta P \\
 & \text{s.t} && g_1(\mathbf{x}) = \frac{\Delta T}{33 - 36 K} - 1 \geq 0 \\
 & && g_2(\mathbf{x}) = \frac{B_2}{B_1} - 1 \geq 0 \\
 & && 1.25 \leq B_1 \leq 6.0 \text{ mm}, \\
 & && 1.25 \leq B_2 \leq 6.0 \text{ mm}, \\
 & && 7.0 \leq t \leq 25.0 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

또한, 최적설계를 위한 기준모델의 형상은 $B_1 = 2.0 \text{ mm}$, $B_2 = 1.5 \text{ mm}$, 그리고 $t = 7.0 \text{ mm}$ 이다.

- 매개변수 연구

매개변수 연구는 설계변수들이 방열판 성능에 미치는 영향을 평가하고, 가장 적합한 최적화 기법을 선택하기 위해 최적화에 앞서 수행된다.

여러 가지 흰의 상부 및 하부 폭(B_1, B_2)에 대한 압력강하 및 최대 온도를 Fig. 5.3.3과 5.3.4에 각각 나타내었으며, 다른 설계변수들은 기준모델에 대한 것이

다. 이때 방열판 내 최대온도는 두 번째 열원과 방열판과의 접촉면에서 발생한다. B1과 B2가 증가할수록 압력강하량은 거의 선형적으로 증가하지만 최대온도는 지속적으로 감소하고 있음을 알 수 있다. 이는 흰의 폭이 증가함에 따라 유동저항이 커져 압력강하량은 증가하고, 반면에 흰과 흰 사이의 유속의 증가로 열 경계층 두께가 감소하여 열전달이 증가하기 때문에 최대온도는 감소하게 되는 것이다. 그리고 최대온도와 압력강하량을 동시에 고려하면, B1이 대략 2 - 3 mm 사이에서, B2는 3 mm 이하에서 최적값이 존재할 것이다.

흰 두께(t)의 영향을 나타낸 Fig. 5.3.5를 보면, 흰 두께가 증가함에 따라 최대온도는 초기에 감소하지만, $t > 15$ mm가 되면 오히려 증가하고 있음을 알 수 있다.

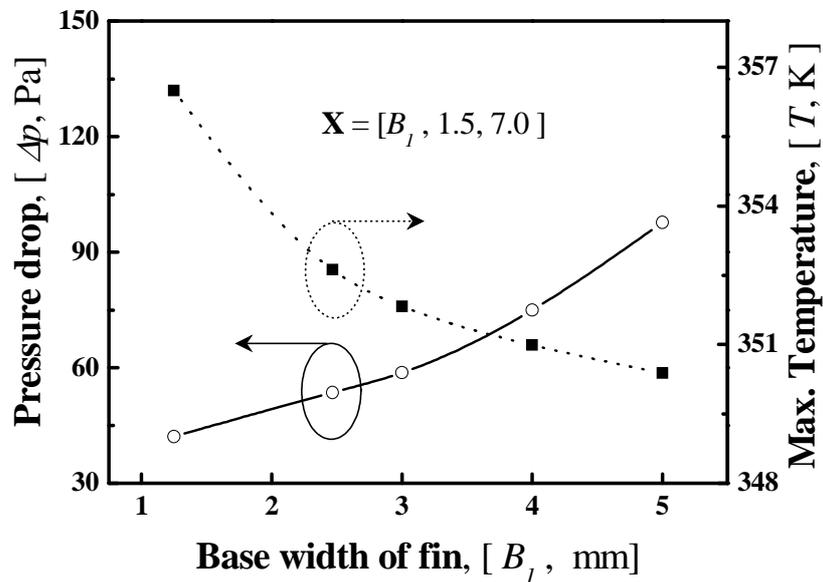


Fig. 5.3.3 Effect of base width of fin (B_1)

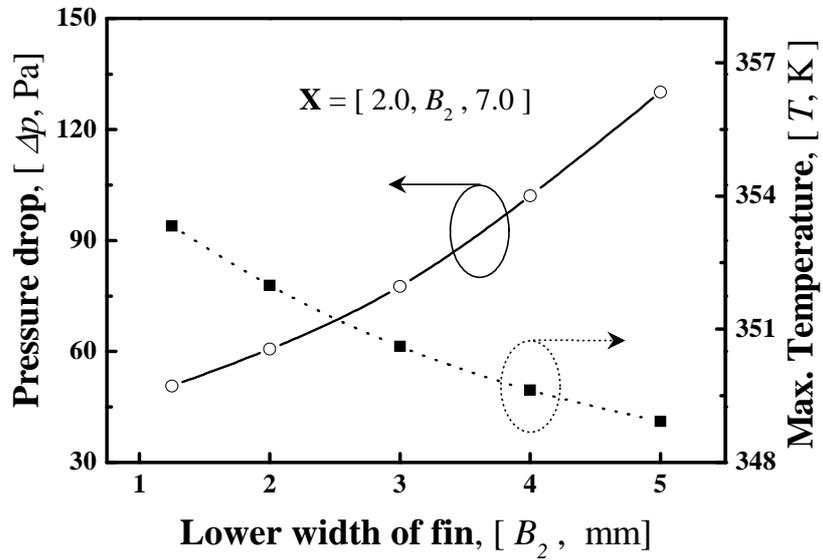


Fig. 5.3.4 Effect of lower width of fin (B_2)

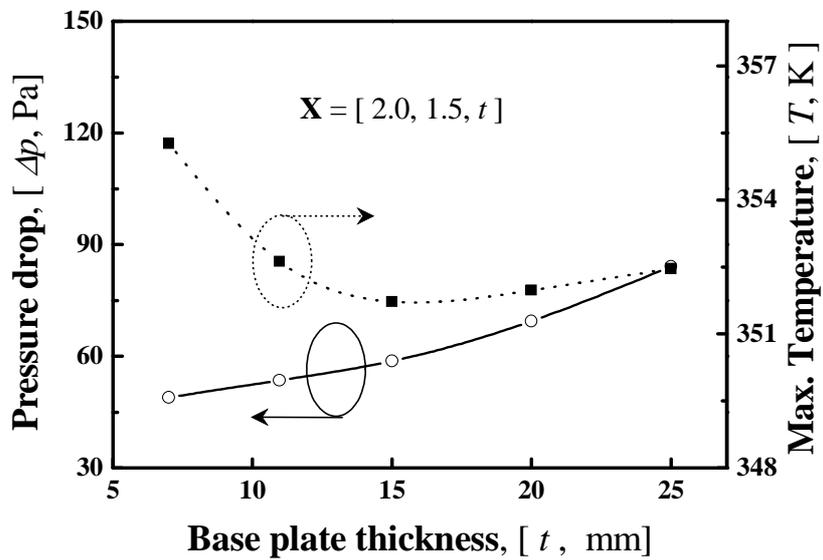


Fig. 5.3.5 Effect of base thickness (t)

이는 매우 흥미로운 결과로서 두 가지 열전달 메카니즘인 전도와 대류 열전달이 방열판의 열성능에 미치는 영향의 임계값($t = 15 \text{ mm}$)을 보여준다고 할 수 있다. 따라서 흰 두께에 대한 최적설계값은 기본적으로 15 mm 이하에서 결정될 것으로 예측된다.

이상의 매개변수 연구에서 알 수 있듯이, 최대온도(또는 열전달)와 압력강하량의 변화가 각 변수에 대해 서로 상반된 경향을 보임으로서 최적설계가 필요함을 알 수 있다. 또한 방열판의 성능에 흰의 폭이 미치는 영향은 매우 크다. 특히, 흰의 두께의 영향으로부터, 최대온도의 설계변수에 대한 변화는 감소 후 다시 증가하는 등 영역 내에 최대와 최소값이 동시에 존재하기 때문에 국소최적화 기법으로 최적의 설계값을 찾기는 어려울 것으로 여겨진다.

- 최적해

기준모델에 대한 압력강하량 및 최대온도는 각각 53.23 Pa 과 356.34 K 로 계산되었다. 이때 주위온도에 대한 온도상승(ΔT)이 38.34 K 가 되어, 이 연구의 방열판 온도상승 한계치인 36 K 를 초과함으로써 열적인 안정성을 확보할 수가 없다.

Fig. 5.3.6은 온도상승을 33 K 로 제한한 경우에 압력강하와 최대온도의 최적화 과정에서의 수렴이력을 나타낸 것이다. 그림에서 보는바와 같이 목적함수인 압력강하량은 처음 2회 반복까지는 급격히 상승한 후 약 10번의 반복에서 수렴된 최적해를 얻었다. 이 때 최대온도의 변화는 압력강하의 변화와 서로 상반된 현상을 보여주고 있다. $\Delta T < 33 \text{ K}$ 인 경우에 최적설계 변수값은 $B1 = 3.04 \text{ mm}$, $B2 = 2.02 \text{ mm}$, $t = 10.91 \text{ mm}$ 이다.

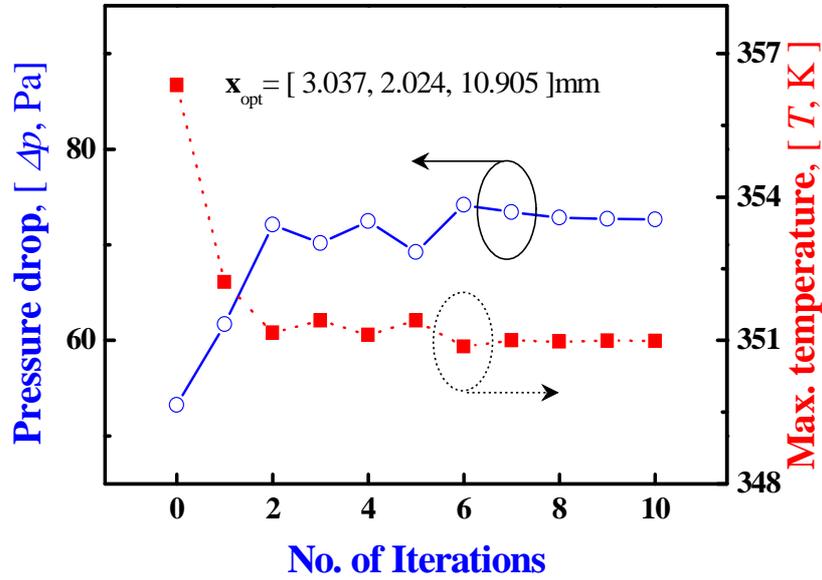


Fig. 5.3.6 Convergence histories for pressure drop and maximum temperature for $\Delta T < 33 K$

대표적인 최적해를 초기모델에 비교하여 Table 5.3.1에 나타내었다. 먼저, 온도 상승을 35 K로 제한한 경우($T_{\max} < 353 K$)에 최적설계변수에 상응하는 목적함수, ΔP 는 51.67 Pa로 기준모델의 53.23 Pa에 비해 약 1.56 Pa 감소하였다. 또한 최대 온도 역시 약 3.36 K 감소하였다. 이는 압력강하의 감소와 열전달의 증가를 동시에 만족하는 최적해를 얻었다는 의미로서, 식(5.3.1)로 정의되는 방열판의 열성능 요소(thermal performance factor, TPF)가 1 이상이 된다. TPF가 1이상이라 함은 기준모델에 비해 열성능이 향상되었다는 뜻이다.

Table 5.3.1 Results of before and after optimization for $\Delta T < 35K$

	Initial	Optimized
B_1	2.0 mm	2.611 mm
B_2	1.5 mm	1.267 mm
t	7.0 mm	10.541 mm
ΔP	53.23 Pa	51.67 Pa
T_{\max}	356.34 K	352.98 K

$$\eta = \frac{(Nu/Nu_{ref})}{(\Delta P/\Delta P_{ref})^{1/3}} \quad (5.3.1)$$

여기서 하첨자 ref 는 기준모델이다.

이 연구는 방열판의 열성능 판단에 중요한 척도인 열전달을 대신 온도상승을 제어하면서 압력강하량을 최소화하는 최적해를 PQRSM을 이용하여 구하므로, 여러 가지 온도상승(ΔT)에 대한 최적해를 비교하기 위해 Table 5.3.2에 이의 결과를 나타내었다. 주지하는 바와 같이 온도상승폭이 크다는 것은 열원에서의 온도가 증가하였다는 뜻으로, Nu 수가 감소하였다는 것을 의미한다. 또한 Table 5.3.3은 구배-기반 국소 최적화기법인 SQP(sequential quadratic programming)법을 이용하여 구한 최적해를 이 연구의 결과와 비교하기 위하여 나타낸 표이다. Table 5.3.1에 설명되어 있듯이, 제약조건인 온도상승을 감소시키면($\Delta T = 36 K$ 에서 $33 K$) 흰의 폭(B_1 과 B_2)은 증가 하지만, 흰 두께(t)는 증가 후 다시 감소하는 등 Fig. 5.3.6의 결과와 비슷한 양상을 띄고 있음을 알 수 있다.

Table 5.3.2 Optimal results for PQRSM

ΔT [K]	Design Variables [mm]			ΔP [Pa]
	B_1	B_2	t	
33.0	3.307	2.204	10.905	69.59
34.0	2.961	1.691	11.374	57.68
35.0	2.611	1.267	10.541	51.67
36.0	2.256	1.250	9.355	46.22
Baseline 36.34	2.0	1.5	7.0	53.23

Table 5.3.3 Optimal results for SQP method(14)

ΔT [K]	Design Variables [mm]			ΔP [Pa]
	B_1	B_2	t	
33.0	2.903	2.348	10.491	72.95
34.0	2.637	1.897	10.581	58.21
35.0	2.468	1.365	10.962	53.54
36.0	2.179	1.250	11.042	47.68
Baseline 36.34	2.0	1.5	7.0	53.23

즉, 온도상승을 줄여 열전달율을 향상시키기 위해서 팬의 두께가 커져 유속을 증가시키고, 이로 인해 압력강하량이 상승하는 것이다. 또한 온도상승과 압력강하량을 기준모델과 각각 비교하였을 때, 이 두 가지 조건이 모두 감소한 $\Delta T = 35 \text{ K}$ 인 경우가 이 연구에서 최적설계값을 고려한 방열판의 최적해로 추천할 수 있을 것이다.

또한 Table 5.3.2와 5.3.3을 보면, 동일한 온도상승에 대해 서로 다른 최적설계값을 얻었음을 알 수 있다. 이는 PQRSM에 의한 결과는 전역 최적설계값인 반면, SQP에 의한 것은 국소 최적 값이기 때문이다. 두 Table을 비교하여 보면 모두 온도상승에 대해 최소화할 목적함수인 압력 강하량이 이 연구에서 제안한 PQRSM에 의한 경우가 SQP법에 의한 결과보다 낮게 예측되었다. 이는 이 연구에서 사용된 PQRSM이 구배-기반 국소최적화 기법인 SQP법에 비해 보다 우수한 최적설계 결과를 제공하고 있음을 잘 설명하는 것이다.

열교환기의 열적 성능 향상은 근본적으로 열전달률의 최대화이다. 그러나 열전달 향상을 위한 유동속도의 증가는 필연적으로 압력강하량의 증가를 초래하게 되는데, 이는 팬의 용량을 결정하는 요소로 비용적인 문제가 수반된다. 이러한 현상은 압력강하와 온도상승의 관계를 나타낸 그림인 Fig. 5.3.7이 잘 보여주고 있다. 그러므로 위 두 가지 물리적인 현상 중 어느 것에 가중을 두어 설계하느냐는 결국 설계자의 몫이라 할 수 있다.

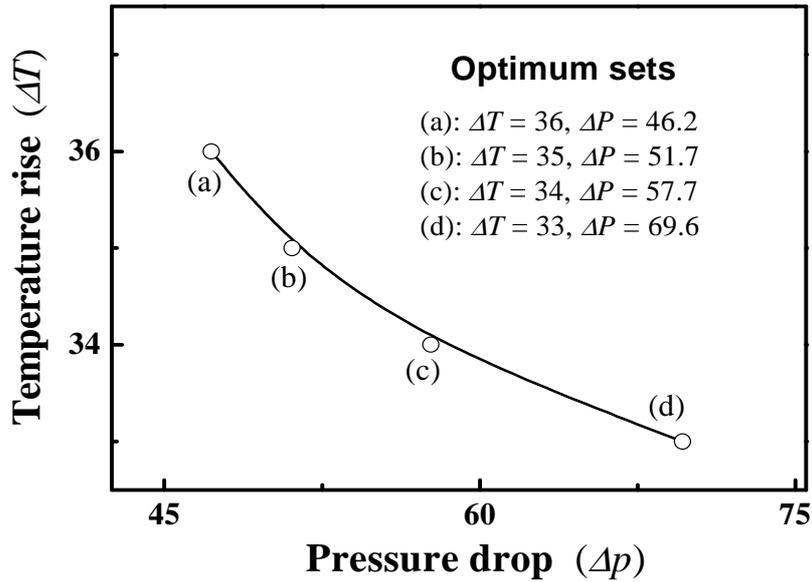


Fig. 5.3.7 Relationship between pressure drop and temperature rise in heat sink

5.3.4 소결론

CFD와 순차적 근사최적화 기법인 PQRSM을 이용하여 평판-회형 방열판의 최적설계를 수행하였다. 연구 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

회판의 두께가 열전달률과 압력강하에서 가장 많은 영향을 미치며, PQRSM을 이용하여 훌륭하게 최적설계값을 얻을 수 있었다. 이 연구의 결과로 추천할 수 있는 최적설계값은 원하는 온도상승이 35 K인 경우로서, 이 때 $B_1 = 2.611$ mm, $B_2 = 1.267$ mm, 그리고 $t = 10.541$ mm이다. 또한, 최적 모델은 기준모델에 비하여 온도상승은 약 4 K, 압력강하량 역시 1.56 Pa 감소시킴으로서 방열판의 성능을 향상시

켰다. 이 연구의 결과는 설계자들이 중요시하는 목적함수 또는 제약조건에 상응하는 최적설계값을 선택하는 데 많은 도움을 줄 수 있을 것이다.

5.4 GA법을 이용한 내부환이 부착된 열교환기 최적설계

5.4.1 해석 모델

형상 최적화를 위해 이 연구에서 채택한 내부에 환이 부착된 원형 덕트의 형상을 Fig. 5.4.1에 개략적으로 나타내었다. 원 관의 내부에는 원주방향으로 사다리꼴 모양의 환이 규칙적으로 반복되어 부착되어 있으며, 직경에 대한 길이의 비 (L/D)는 20 이상으로 매우 크다. 따라서 관 내부 유동은 주유동방향인 z -방향으로 주기적으로 완전 발달(periodic fully-developed)한 유동 특성을 가지며, 동시에 원주방향(θ)으로도 환 1 개를 기준으로 같은 형태의 유동이 반복된다.

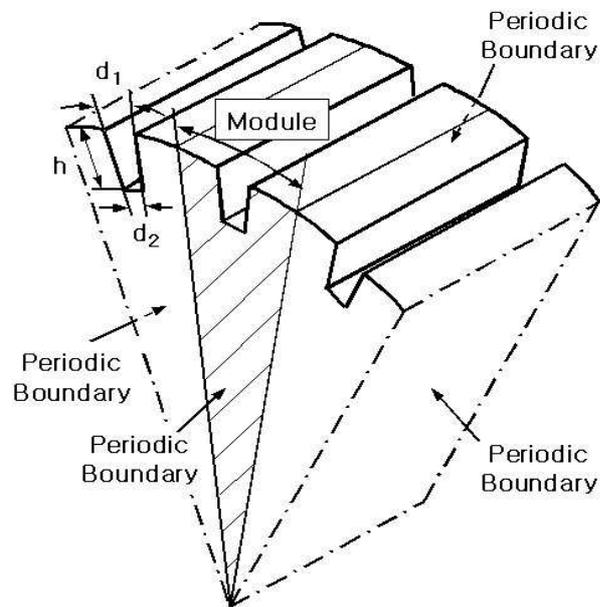


Fig. 5.4.1 Physical configuration of internally finned tube

5.4.2 최적설계 정식화

최적설계(optimal design)란 제약조건을 만족하면서 목적(성능)함수를 최소 또는 최대로 하는 최선의 설계변수를 수치적으로 찾는 것이다. 따라서 최적설계문제는 기본적으로 최적화할 설계변수, 최소화 또는 최대화할 성능함수, 제약조건 등으로 구성된다.

목적함수: 열전달과 압력강하는 열 교환기의 설계에서 가장 중요한 성능함수이므로 이들을 목적함수로 선정하였으며, Nu 수(Nusselt)와 마찰계수(f)를 이용하여 정량적으로 나타내었다. 먼저, Nu 수, Nu는

$$N = \frac{hl_c}{k} \quad (5.4.1)$$

로 정의한다. 주기적 열/유동장인 경우, 평균 열전달계수(h)는 다음의 식을 이용하여 구한다.

$$h = \frac{Q}{A \cdot LMTD} \quad (5.4.2)$$

여기서 A는 환이 없는 경우의 열전달면적을, Q는 열전달율을, 그리고 LMTD는 대수평균온도차를 의미하며, 각각 다음과 같다.

$$Q = \rho C_p V_c A_f [T_{b,\in} - T_{b,out}] \quad (5.4.3)$$

$$LMTD = \frac{(T_w - T_{b,out})}{\ln[(T_w - T_{b,out})/(T_w - T_{b,\in})]} \quad (5.4.4)$$

여기서 A_f 는 환을 포함한 원관내 열전달면적을, T_b 는 체적온도(bulk temperature)이다. 그리고 마찰계수는 다음의 식으로 계산되며,

$$f = \left(\frac{\partial P}{\partial z} l_c \right) / \frac{1}{2} \rho V_c^2 \quad (5.4.5)$$

l_c 는 다음과 같이 정의되는 특성 길이이다.

$$\frac{l_c}{d_i} = \frac{A_{core}}{A_{xs}} (1-H) + \frac{A_{fin}}{A_{xs}} \left[\frac{\pi}{N} \left(1 - \frac{H}{2} \right) - \frac{d_1 + d_2}{2d_i} \right] \quad (5.4.6)$$

설계변수 : 관 내부 형상은 환의 수가 일정한 ($N = 30$) 경우, 환의 높이(h), 환의 상/하부 두께(d_1 과 d_2)에 의해 결정되며, 이들이 관 내부의 열 및 유동특성에 미치는 영향이 매우 크다. 따라서 이들을 설계변수로 선택하였다.

최적설계의 수학적 표현 : 제약조건(constraint)을 갖는 비선형 최적 설계문제는 다음과 같이 수학적으로 표현된다.

$$\text{Find} \quad \mathbf{X} = \{X_1, X_2, \dots, X_N\}^T \quad (5.4.7)$$

$$\text{to minimize} \quad F(\mathbf{X}) \quad (5.4.8)$$

$$\text{subject to} \quad g_j(\mathbf{X}) \leq 0 \quad \text{for } j = 1, M \quad (5.4.9)$$

$$\mathbf{X}^L \leq \mathbf{X}_i \leq \mathbf{X}_i^U \quad \text{for } i = 1, N \quad (5.4.10)$$

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

5.4.3 열/유동장

내부에 환이 부착된 원형관 내를 지나는 작동유체는 물이며, 3차원-정상상태, 비압축성의 완전 발달한 난류유동($Re = 1 \times 10^4$)이다. 모든 물성치는 일정하며 부력, 복사 및 에너지 소산에 의한 영향은 매우 적다. 또한 원주방향의 환 주기성으로 인해 $\alpha = 2\pi/N$ (N 은 편의 수)의 영역만을 해석모델로 선정하였다.

원주방향 : Fig. 5.4.1에서 알 수 있듯이, 속도 성분뿐 아니라 압력, 온도를 포함한 모든 스칼라량은 원주방향의 주기 α 에 대해 반복적이다.(5) 즉,

$$u_i(s) = u_i(\mathbf{s}, n\alpha) \quad (5.4.11a)$$

$$p(\mathbf{s}) = p(\mathbf{s}, n\alpha) \quad (5.4.11b)$$

$$\phi(s) = \phi(\mathbf{s}, n\alpha) \quad (5.4.11c)$$

이다. 여기서 s 는 위치벡터, α 는 해석영역에 대한 회전각, 그리고 n 은 모듈의 수이다. 식(5.4.11)은 단지 유동의 모든 조건들이 원주방향의 주기(α)만큼 이동된 것을 의미한다.

주 유동방향 : 주기적으로 완전 발달한 유동의 경우, 속도 및 압력은 다음 식으로 표현된다(5).

$$u_i = u_i(\mathbf{s}, nL) \quad (5.4.12a)$$

$$p(\mathbf{s}) = -\beta \delta_{ij} x_j + \bar{p}(\mathbf{s}) \quad (5.4.12b)$$

여기서 L 은 주-유동방향으로 반복되는 모듈, \mathbf{s} 는 압력구배의 선형성분, 그리고 $\bar{p}(\mathbf{s})$ 는 주기압력을 각각 의미한다. 식 (5.4.12b)의 $-\beta \delta_{ij} x_j$ 은 비-주기적인 압력강하로서 유체유동의 구동력이 된다. 따라서 β 값은 매 반복 시 원하는 질량유량과 계산된 질량유량 차이가 수렴조건을 만족할 때 까지 반복적으로 수정된다. 또한 경계면의 온도가 일정한 완전 발달한 유동장에서 유체의 온도는 유체가 흘러감에 따라 지수함수적으로 벽온도에 접근하게 되어 어떠한 경계면에서도 일치하지 않는다. 따라서 다음과 같이 주기적 유동에 대한 적절한 온도 스케일을 정의할

필요가 있다.

$$\theta(x,y,z) = \frac{T(x,y,z) - T_w}{T_b(x) - T_w} \quad (5.4.13)$$

여기서 T_w 은 벽온도이며, $T_b(x)$ 는 체적온도로서 다음과 같다.

$$T_b(x) - T_w = \frac{\int_A u(T - T_w) dA}{\int_A u dA} \quad (5.4.14)$$

따라서, 하나의 주기적 모듈 ($x = 0$ 에서 L)의 온도에 대해 다음과 같이 주기적인 경계조건을 만족하게 된다. 즉, $\theta(0,y,z) = \theta(L,y,z)$ 이다.

- RANS-방정식

원관내의 유동은 난류로서 정상상태, 비압축성 유동에 대한 RANS(Reynolds averaged Navier- Stokes) 방정식을 풀어야 한다. 특히, 내부에 환이 부착된 경우에 벽면 영역에서는 점성에 의해 다른 길이 척도를 가지게 된다. 따라서 이 연구에서는 유동영역을 완전난류영역과 벽면영역으로 구분하여, 완전난류영역에는 표준 $k-\varepsilon$ 난류모델을, 벽 근방에서는 Norris와 Reynold에 의해 제안된 저 Reynold수 모델을 사용하는데, 이는 관내부에서 y^+ 에 대한 u^+ 의 결과가 다른 모델들에 비해 매우 우수하기 때문이다. Norris와 Reynold 모델에 의한 난류운동에너지(k) 보존 방정식은

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \epsilon \quad (5.4.15)$$

이다. 이때, 난류운동에너지의 소산율(ϵ)과 난류점성계수 그리고 μ_t 는 다음의 식으로 계산된다.

$$\epsilon = \frac{k^{3/2}}{l_\epsilon} \left(1 + \frac{C_\epsilon}{Re_y} \right) \quad (5.4.16)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho f_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5.4.17)$$

여기서 ϵ 에 대한 특성길이 l_ϵ 는 다음과 같다.

$$l_\epsilon = C_\mu^{-3/4} k Y \quad (5.4.18)$$

이 연구에서 사용된 난류모델의 실험함수 및 상수 값들은 다음과 같다(6-7).

$$f_\mu = 1 - \exp(-Re_y/A_\mu), \quad \sigma_k = 1.0; \quad C_\epsilon = 5.3; C_\mu = 0.09; k = 0.42; 50.5 \quad (5.4.19)$$

- 수치해석

Fig. 5.4.1에 보는 것과 같이 한 개의 흰을 포함한 모듈(module)을 해석영역으

로 삼아 3차원 완전 발달한 정상상태의 열/유동을 해석하였다. 관의 고체면은 해석에 포함하지 않았으며, 흰을 포함한 관 표면은 일정한 온도($T_w = 350^\circ\text{K}$)로 유지되고, 저온의 유체($T_{in} = 318^\circ\text{K}$)가 유입된다. 한 모듈의 원주상에 존재하는 2개의 경계조건은 식 (5.4.11)의 주기경계 조건을, 그리고 주유동 방향에 대해서는 식 (5.4.12)와 (5.4.13)의 주기조건을 사용하였다. 격자의 수는 흰 형상에 따라 자동으로 결정되도록 하였으며, 흰 부위나 벽면 근처에 격자를 밀집시켜 유동이나 열경계층을 잘 묘사하도록 하였다. 유동방향으로의 길이는 수치해석의 결과에 영향을 미치지 않기 때문에 3층의 격자를 사용했으며, 각 층은 두께는 0.2 mm로 하였다. 열/유동해석은 범용 CFD 코드인 STAR-CD(8)를 사용하였으며, 해석 결과는 모든 변수에 대한 유수의 합과 입/출구 사이의 압력 변화량이 연속 3 반복에 대해 4×10^{-5} 이하일 때 수렴된 것으로 판단하였다.

5.4.4. 결과 및 고찰

이 연구에서는 흰이 부착된 열교환기의 열전달 향상과 압력손실 감소를 동시에 이룰 수 있는 최적설계값을 수치적으로 구하고자 하며, 이를 위해 CFD와 전역 최적화 기법인 GA를 통합하였다. GA를 이용하여 최적화를 수행하기 위해서는 GA에서 생성한 설계변수에 따라 해석기(analyzer)에서 필요한 격자, 해석, 평가를 위한 결과 값의 생성 등 일련의 작업이 이루어져야 한다. 이들의 상호 관련성은 Fig. 5.4.2에 나타내었다.

이 연구의 형상최적화 문제를 목적함수, 설계변수, 제약조건, 그리고 설계변수의 상/하한값 등을 이용하여 수학적으로 표현하면 다음과 같다.

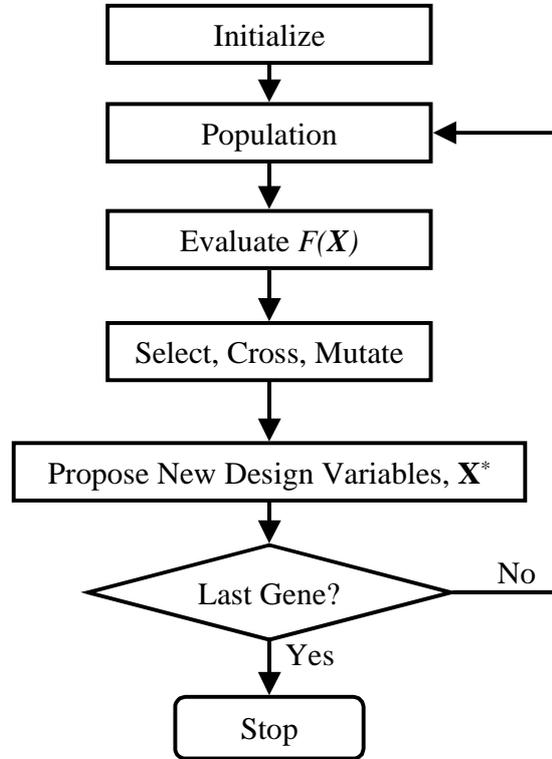


Fig. 5.4.2. Numerical methodology for optimization

$$\textit{Find} \quad \mathbf{X} = \{h, d_1, d_2\}^T \quad (5.4.20)$$

$$\textit{to minimize} \quad F_1(\mathbf{X}) = f \quad (5.4.21)$$

$$\textit{to maximize} \quad F_2(\mathbf{X}) = N$$

$$0.2 \leq h \leq 1.5 \text{ mm}$$

$$0.2 \leq d_1 \leq 1.5 \text{ mm} \quad (5.4.22)$$

$$0.2 \leq d_2 \leq 1.5 \text{ mm}$$

식(5.4.22)의 설계변수의 범위는 제작 가능성을 고려하여 설정하였다. 다목적 최적화를 수행함으로써 각 목적함수의 절대값과 그 범위 등은 전혀 문제가 되지 않으므로 목적함수에 정규화 과정 없이 그 자체를 사용하였다. 설계값을 유전인자로 나타내기 위한 표현형으로 이진수를 사용하였으며, 각 개체들의 재생산을 위한 선택에 있어서의 평가는 적합도를 이용하였다. 적합도는 f 와 Nu 수에 대해 각각 계산되어진다. 자손세대를 구성하기 위해 임의 선택된 개체의 다목적 적합도, 파레토, 적소를 고려하였다. 만약 두 개체가 모두 지배적이지 않다면 적소를 평가하게 된다. 적소 평가에서 더 높은 적합도를 얻은 것이 선택된다. 그 외의 경우라면 임의의 개체가 선택된다. 같은 과정을 선택 레벨만큼 반복하게 된다. 2개의 개체가 선택되면 임의의 난수를 발생해서 이들의 교배여부를 결정하게 된다. 만약 교배율보다 높은 값이 나오면 이들 개체는 교배를 하지 않고 다음 세대로 넘겨진다. 만약 교배율보다 낮은 값이 나오면 교배를 수행하게 된다. 2점 교배를 사용하기 때문에 부모 개체 임의의 2곳을 선정한 후 유전자를 서로 교환하게 된다. 교배가 끝나면 이전 세대와 같은 수의 개체가 생성되고 이들 중 일부 유전자를 돌연변이 시키게 된다. 한 세대 내의 모든 개체의 모든 유전자에 대하여 유전자 돌연변이 난수를 발생한 후 돌연변이 율보다 낮은 수가 나오면 그 유전인자에 대하여 배타적합(XOR)연산을 수행하였다. 새롭게 평가를 수행한 개체에 대해서는 모두 저장해 두었다. 만약 평가를 필요로 하는 개체가 존재하면 먼저 저장된 개체를 찾아 이미 계산된 경우라면 열유동해석을 수행하지 않고 기존의 계산값을 복사하였다. 그리고 기존에 존재하지 않는 계산이라면 해석기를 통한 열유동해석을 수행하였다.

유전알고리즘에 사용한 최적화 인자들은 Table 5.4.1에 나타내었다. 각 세대 별로 개체수는 30이며, 총 진화 횟수는 5회이다. 세대형 진화 알고리즘을 사용하기 때문에 각 세대는 같은 개체수를 유지하게 된다. 교배율은 0.8이며 진화 횟수가 짧

Table 5.4.1 Parameters for genetic algorithm

	Value
Population	30
Generation	5
Cross over rate	0.8
Mutation rate	0.5%
Tournament level	2
Niche	3
Elitism	0

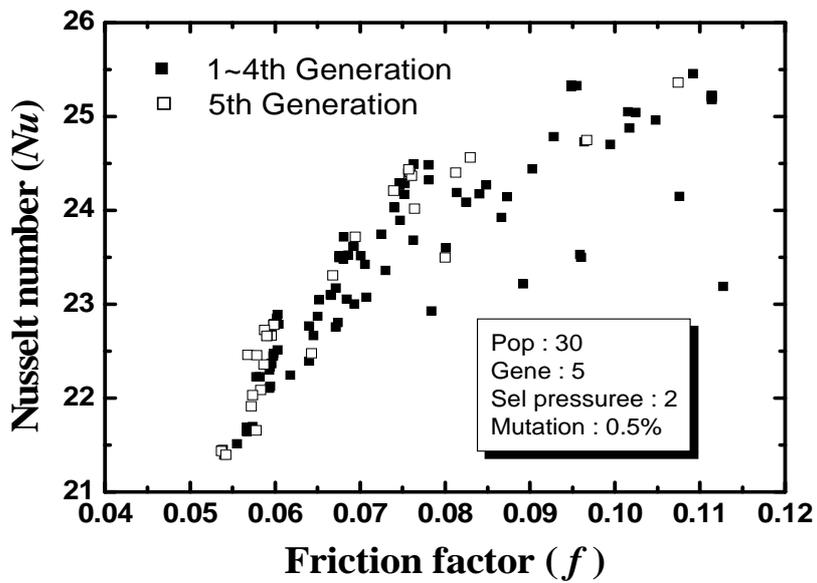


Fig. 5.4.3 Friction factor and Nusselt number

기 때문에 비교적 높은 율로 돌연변이를 발생하도록 하였다. 적소값은 3으로 각 개체사이의 구간 거리가 3이하가 되었을 때 해당 개체는 밀집된 개체수에 비례해

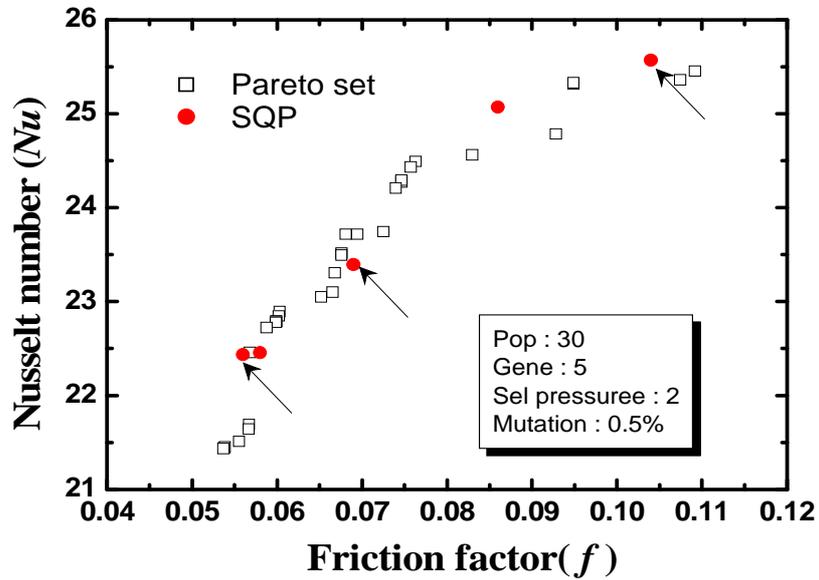
서 적합도를 저평가하게 된다. 이렇게 함으로 해가 한 곳에 모이는 것을 방지 할 수 있으며, 파레토 프론티어(pareto frontier)에 고르게 분포하도록 하였다. 한 번 유동 해석을 수행하는 데 약 2.5시간이 소요되었으며, 총 계산 시간은 Linux Red Hat 7.3이 설치된 Pentium 4 컴퓨터에서 약 15일(함수계산횟수 : 144회)이 걸렸다. 이는 동일한 형상과 조건에 대해 국소최적화기법인 SQP법으로 수행하였을 때의 함수계산횟수인 135회(4)에 비해 약 6.6% 증가에 그침으로서 매우 효율적임을 알 수 있다.

Fig. 5.4.3 는 Table 1의 조건에 대해 제 5세대까지의 두 목적함수인 Nu 수와 f에 따른 파레토 프론티어를 나타낸 그림이다. Fig. 5.4.3에서 보는 바와 같이, 임의 발생된 1세대에서 진화중인 4세대까지는 광범위한 계산영역에 걸쳐 분포하고 있으며, 제5세대에서 이르러 파레토 프론티어를 따라 형성되고 있음을 알 수 있다.

제5세대에 대한 일련의 파레토 프론티어를 국소 최적화 기법인 SQP법을 이용하여 본 연구자의 기존연구(4)와 비교하여 이를 Fig. 5.4.4에 나타내었다. 참고로 SQP법에서는 2개의 목적함수를 가중법(weighting method)에 의해 선형화 하였으며, 동시에 이들 목적함수의 값은 범위와 크기에서 다르므로, 다음과 같이 정규화(normalization) 하였다.

$$F(\mathbf{X}) = wf \cdot \left(\frac{f}{f^0} \right)^{1/3} + (1 - wf) \cdot \left(\frac{N^0}{N} \right) \quad (5.4.23)$$

여기서 wf는 가중계수로서, wf가 1에 가까우면 마찰계수의 최소화에 주안을 두게 되며, 반대로 0에 가까우면 열전달 위주의 최적화를 수행하게 된다. 또한 상첨자 0는 기준모델 (h=1.0 mm, d1 =1.0 mm, d2 = 0.5mm)에 대한 값으로서, 이때의



(\rightarrow $wf=0.1$, $wf=0.5$, $wf=0.9$)

Fig. 5.4.4 Comparing Pareto sets between GA and SQP

마찰계수와 Nu 수는 각각 0.074와 23.71이다. 그러나 GA를 이용한 이 연구는 다 목적 최적화를 수행하기 때문에 가중이나 정규화가 필요치 않아, 설계변수들에 대한 사전 지식을 필요로 하지 않는다. Fig. 5.4.5에서 보는 바와 같이, 이 연구의 결과와 SQP의 결과는 전반적으로 비슷한 성향을 보이고 있다. 특히 마찰계수가 낮은 영역 ($f < 0.08$)에서는 GA가 SQP법에 비해 우수한 해를 보여주고 있다. 또한 SQP법의 $wf=0.5$ 인 경우와 동일한 제 3의 영역에서는 유전알고리즘을 이용한 결과가 보다 우수함을 알 수 있다. 반면에 열전달 계수가 높은 영역($Nu > 25$)에서는 유전 알고리즘을 이용한 방법이 한 세대 내의 개체가 많지 않아 충분한 검색을 하지 못하고 있음을 Fig. 5.4.5는 잘 보여주고 있다.

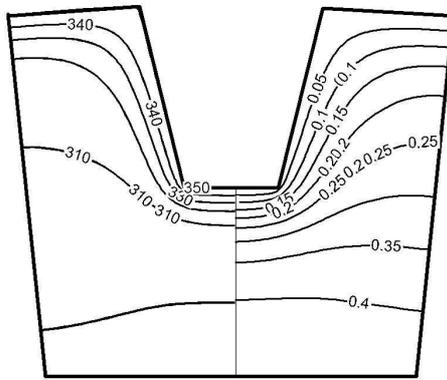
전체 파레토 프론티어 중 일부를 Table 5.4.2에 표시하였다. 환의 높이, h 가 가장 지배적인 영향력을 가짐으로 판의 높이가 높아짐에 따라 마찰계수가 커짐과 동시에 Nu 수 또한 증가하고 있음을 Table 5.4.2는 잘 보여주고 있다. 이는 열전달 향상을 위해서는 전열면적을 증가시켜야 하며, 이로 인해 환 주위를 지나는 유체의 유속이 빨라짐으로서 열경계층 발달을 억제시켜야 하기 때문이다. 또한 빠른 유속으로 압력강하량이 증가하게 되는 것이다. 그러나 환의 상/하부 두께(d_1 과 d_2)는 환의 높이가 열전달 및 압력강하에 미치는 영향과는 달리 열전달 및 압력강하의 증가에 대해 일정한 경향을 보여주지 못하고 있다. 특히, d_2 는 감소 후 다시 증가하고 있는데, 이로부터 비 선형성이 강한 최적화 문제는 GA를 이용하여야 보다 정확한 최적해를 구할 수 있음을 시사하고 있다. 그러나 과도하게 큰 d_2 는 열전달 뿐 아니라 마찰에도 불리하기 때문에 제약조건을 주지 않아도 일정한 크기 이상으로 증가 하지 않았다.

Table 5.4.2의 파레토 프론티어 중 Case 2와 Case 4의 최적설계값에 대한 등온선(그림의 좌측)을 10K 간격으로, 그리고 유선(우측)을 0.05 간격으로 도시하여

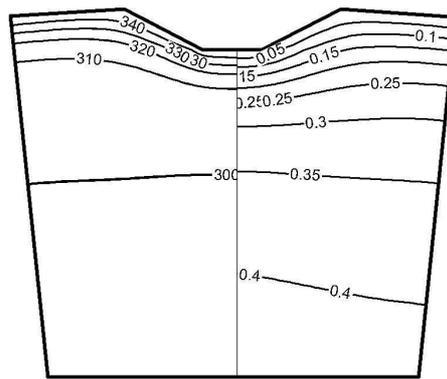
Table 5.4.2 Individuals from Pareto frontier sets

Pareto	Design variables			Objectives	
	h	d_1	d_2	f	Nu
1	0.317	0.618	0.526	0.054	21.430
2	0.341	1.167	0.322	0.057	22.455
3	0.786	1.418	0.424	0.068	23.714
4	1.398	1.492	0.536	0.076	25.330
5	1.500	1.476	0.909	0.109	25.472

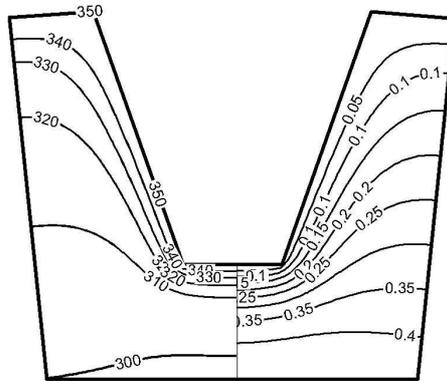
Fig. 5.4.5에 나타내었다. 특히 기준모델($h = 1.0$ mm, $d_1 = 1.0$ mm, $d_2 = 0.5$ mm)과의 비교를 통해 최적해의 우수성을 열 및 유체역학적인 관점에서 살펴보고자 하였다. 먼저 Case 2인 Fig. 5.4.6(b)를 보면 압력강하량을 최소화하기 위한 환의 최적 형상임을 알 수 있다.



(a) Base model: $h=1.0$, $d_1=1.0$, $d_2=0.5$ mm



(b) Case 2 : $h=0.241$, $d_1=1.167$, $d_2=0.322$ mm



(c) Case 4 : $h_1=1.398$, $d_1=1.492$, $d_2=0.536\text{mm}$

Fig. 5.4.5 Some results from Pareto set

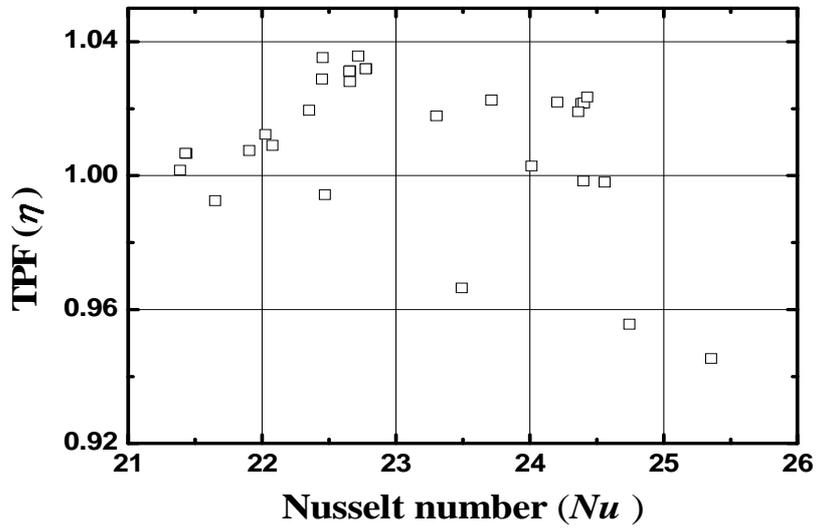
즉, 환의 크기가 작아짐으로 인해 유동단면적이 증가하여 유속이 감소하기 때문이다. 이는 필연적으로 열전달량의 감소를 초래하게 되는 것이다. 참고로 Case 2인 경우의 마찰계수와 Nu 수는 각각 0.057과 22.46으로 기준모델의 0.074와 23.71에 비해, 마찰계수는 약 23% 감소하였으며 동시에 열전달량은 5.3% 감소에 지나지 않았다. Case 4는 Case 2와는 달리 열전달 최대화를 위해 최적화가 이루어진 결과로서, Fig. 5.4.5(c)는 최적형상에 대한 등온선 및 유선분포를 보여주고 있다. 이때의 Nu 수는 25.33으로 기준모델에 비해 약 6.8% 증가하였으나, 마찰계수는 약 2.7% 증가에 그쳤다.

Fig. 5.4.6은 GA를 이용한 최적해의 열성능을 평가하기 위해 제5세대에서의 Nu 수 및 f 에 대한 열성능 요소(thermal performance factor, TPF, n)를 각각 나타낸 그림이다. 펌핑동력을 수반하는 이 연구와 같은 열교환기의 성능평가는 아래의 식으로 정의되는 열성능 요소를 이용한다.

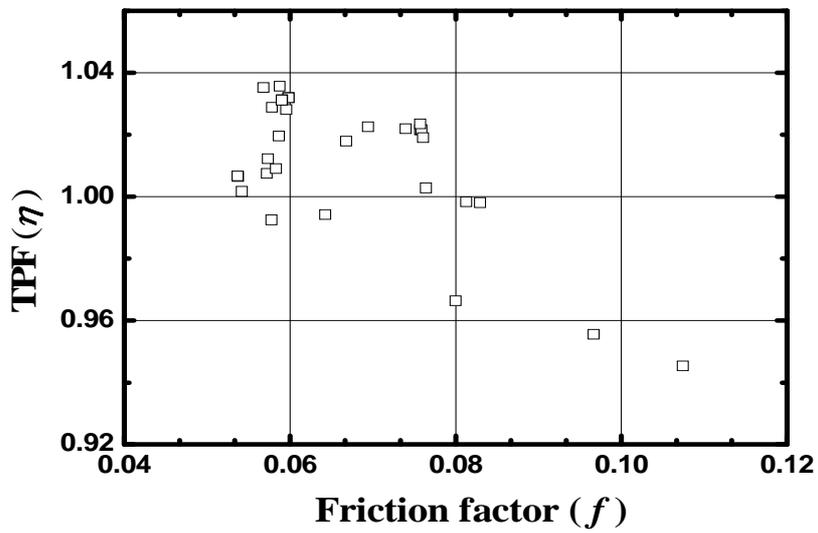
$$\eta = \frac{N/N^0}{(f/f^0)^{1/3}} \quad (5.4.25)$$

식(5.4.25)에서 n 가 1보다 크다는 것은 기준모델에 비해 열성능이 향상되었음을 의미한다. Fig. 5.4.6에서 보듯이, 대부분의 개체는 1이상의 값으로 유효한 설계를 나타내고 있다. 또한 총 32개의 파레토 프론티어 중 8개만이 PTF가 1보다 작았다.

Table 5.4.2에 나타낸 Case2의 경우는 $n = 1.035$ 으로 상당히 높게 나왔다. 이는 상대적으로 열경계층 내에서 온도구배가 점성 경계층 내의 속도 구배보다 크기 때문이다. 또한 흰 부의 경사가 완만하기 때문에 벽면과 모든 흰 부분에서 고르게 일어남을 알 수 있다. Case 4의 경우는 PTF가 0.984로 비교적 낮게 나왔다. 이는 흰의 크기가 극도로 커짐으로 인해 점성경계층 내에서 속도 구배가 급격히 증가하여 마찰계수가 증가하였기 때문이다. 이는 마찰력은 증가하지만 열전달 면적을 증가시킴으로 흰을 통한 열전달에는 유리하게 작용함을 알 수 있다.



(a) Nusselt number vs. TPF



(b) Friction factor vs. TPF

Fig. 5.4.6 Thermal performance factor (TPF) in 5th generation

5.4.5. 소결론

내부에 환이 부착된 원형관에서 환의 높이(h), 환의 상/하부 두께(d_1 과 d_2)를 설계변수로 하여 열전달율(Nu)을 최대화 하면서 마찰(f)을 최소화하는 환 형상을 얻고자 하였다. 이를 위해 전역최적화 방법인 유전알고리즘과 전산 유체역학을 통합하였다. 특히 이 연구는 다목적 최적화 방법을 사용함으로써 성능함수들을 가중하지 않고 각각의 성능함수 자체를 목적함수로 사용할 수 있었으며, 유일하게 결정되지 않는 다목적 함수의 최적값은 서로 지배되지 않는 파레토 프론티어를 찾는 것으로 완성될 수 있었다. 파레토 프론티어는 기존의 SQP 방법에서 구한 최적해를 포함함과 동시에 SQP에서 찾지 못한 넓은 영역의 해를 얻을 수 있었다. 그리고 이 최적해의 집단은 대부분이 열성능 요소가 1이상으로 유효한 해를 얻을 수 있었다. 마찰이 중요한 영역에서도 PTF가 1이상이 상당히 많은 해가 존재하였는데, 이는 실용적으로 사용할 수 있는 우수한 해이며 진화를 거듭함에 따라 그 빈도가 높아졌으며, 5세대가 지난 후의 대부분의 개체는 파레토 프론티어에 접근하였다.

5.5 다목적 GA를 이용한 나선형 환이 부착된 관내 최적설계

5.5.1 해석 모델

이 장에서는 내부에 나선형(helix) 각을 갖는 사다리꼴 형상의 환이 내부에 부착된 관에서 열전달 향상과 압력손실 최소화를 위한 환의 최적형상을 수치적으로 얻고자 한다. 복잡한 형상에 대한 성능함수의 정확한 계산은 매우 중요하므로 CFD를 이용하여 관내부의 열/유동 특성을 규명한다. 또한 서로 상반되는 다목적

(multi-objective) 함수로 인해 최적해는 유일하게 정의되지 않기 때문에 최적해의 집합을 다목적함수를 위한 유전알고리즘(GA, genetic algorithm)을 사용하여 구한다.

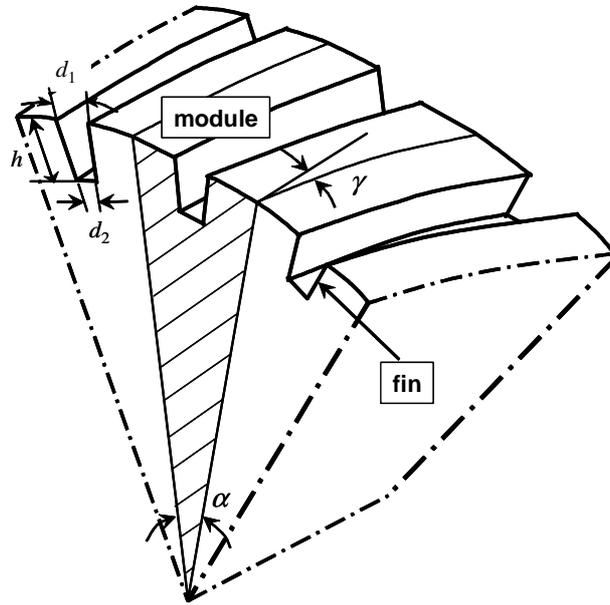
Fig. 5.5.1은 이 연구에서 고려한 내부에 임의의 나선형(helix)각을 갖는 환이 부착된 원형 덕트의 형상을 개략적으로 나타낸 그림이다. 관의 내부에는 원주방향으로 사다리꼴 모양의 환이 규칙적으로 반복되어 부착되어 있다.

5.5.2 최적설계

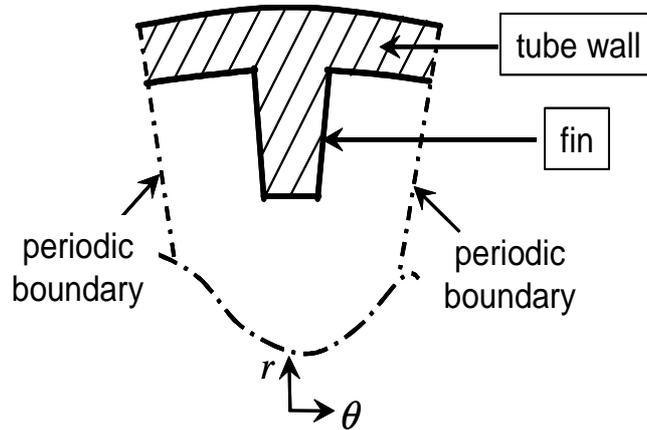
최적설계란 제약조건을 만족하면서 목적(성능)함수를 최소 또는 최대로 하는 최선의 설계변수를 수치적으로 찾는 것으로, 최적설계문제는 기본적으로 최적화할 설계변수, 최소화 또는 최대화할 성능함수, 제약조건 등으로 구성된다.

목적함수 : 열전달과 압력강하는 열교환기의 설계에서 가장 중요한 성능함수이므로 이들을 목적함수로 선정하였으며, 이를 각각 Nu 수(Nusselt)와 마찰계수(f)로서 정량적으로 나타내었다.

설계변수 : 환의 수가 일정한($n = 30$) 이 연구의 경우, 관 내부 형상은 환의 높이(h), 환의 상/하부 폭($d1$ 과 $d2$), 그리고 나선형 각(γ)에 의해 결정되므로 이들을 설계변수로 선택한다.



(a) Schematics



(b) Front view including a tube wall

Fig. 5.5.1 Physical configuration of internally finned tube

제약조건 : 설계변수에 대한 상/하한값을 제작 가능성을 고려하여 설정한다.

이 장에서의 형상최적화 문제를 목적함수, 설계변수, 제약조건, 그리고 설계 변수의 상/하한값 등에 대해 수학적으로 표현하면 다음과 같다.

$$\text{Find} \quad \mathbf{X} = \{h, d_1, d_2, \gamma\}^T \quad (5.5.1)$$

$$\text{to minimize} \quad F_1(\mathbf{X}) = f \quad (5.5.2)$$

$$\text{to maximize} \quad F_2(\mathbf{X}) = N \quad (5.5.3)$$

Subjected to

$$\begin{aligned} 0.5 \leq h \leq 1.5 \text{ mm} \\ 0.5 \leq d_1 \leq 1.5 \text{ mm} \\ 0.5 \leq d_2 \leq 1.5 \text{ mm} \\ 0^\circ \leq \gamma \leq 20^\circ \end{aligned} \quad (5.5.4)$$

5.5.3 수치해석

Fig. 5.5.1에 보는 것과 같이 한 개의 회를 포함한 모듈(module)을 해석영역으로 삼아 3차원 완전 발달한 정상 상태의 열/유동장을 해석하였다. 원형관 내를 지나는 작동유체는 비압축성의 물(Pr = 6.9)이며, 난류유동(Re = 1 x 10⁴)이다. 모든 물성치는 일정하며 부력, 복사 및 에너지 소산에 의한 영향은 매우 적다. 또한 원주방향의 회 주기성으로 인해 $\alpha = 2\pi/n$ (n 은 회 수)의 영역만을 해석모델로 선정하였다. 관의 고체면은 해석에 포함하지 않았으며, 회를 포함한 관 표면은 일정한 온도(T_w = 350°K)로 유지되고, 저온의 유체(T_{in} = 318°K)가 유입된다. 한 모듈

의 원주방향으로는 식 (1)의 주기경계 조건을, 그리고 주유동 방향에 대해서는 식 (2)의 조건을 사용하였다. 격자의 수는 흰 형상에 따라 자동으로 결정되도록 하였으며, 흰 부위나 벽면 근처에 격자를 밀집시켜 유동이나 열경계층을 잘 모사하도록 하였다. 유동방향으로의 길이는 수치해석의 결과에 영향을 미치지 않기 때문에 3층의 격자를 사용했으며, 각 층의 두께는 0.2 mm로 하였다. 열/유동해석은 범용 CFD 코드인 STAR-CD를 사용하였으며, 해석 결과는 모든 변수에 대한 유수의 합과 입/출구 사이의 압력 변화량이 연속 3 반복에 대해 4×10^{-5} 이하 일때를 수렴해로 판단하였다.

- CFD와 최적기법의 통합

이 장에서는 나선형 흰이 부착된 열교환기의 열전달 향상과 압력손실 감소를 동시에 이룰 수 있는 최적설계값을 수치적으로 구하고자 하며, 이를 위해 CFD와 전역 최적화 기법인 GA를 통합하였다. GA를 이용하여 최적화를 수행하기 위해서는 GA에서 생성한 설계변수에 따라 해석기(analyzer)에서 필요한 격자, 해석, 평가를 위한 결과 값의 생성 등 일련의 작업이 이루어져야 한다. 이들의 상호 관련성은 Fig. 5.5.2에 나타내었다.

설계값을 유전인자로 나타내기 위한 표현형으로 이진수를 사용하였으며, 각 개체를 재생산을 위한 선택에 있어서 평가는 적합도를 이용하였다. 적합도는 f 와 Nu 수에 대해 각각 계산되어진다. 자손 세대를 구성하기 위해 임의로 선택된 개체의 다목적 적합도, 파레토, 적소를 고려한다. 만약 두 개체가 모두 지배적이지 않다면 적소를 평가하게 된다.

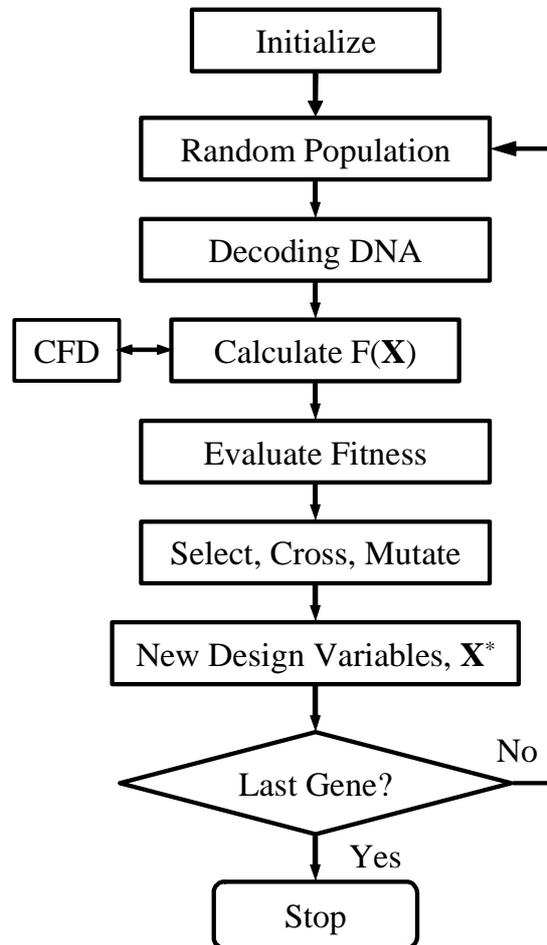


Fig. 5.5.2 Numerical methodology for optimization

적소평가에서 더 높은 적합도를 얻은 것이 선택된다. 이와 같은 과정을 선택 레벨만큼 반복하게 된다. 2개의 개체가 선택되면 임의의 난수를 발생해서 이들의 교배여부를 결정하게 된다. 이때, 정해진 교배율보다 낮으면 교배를 수행하며, 2점 교배를 사용하므로 부모 개체의 임의의 2곳을 선정한 후 유전자를 서로 교환하게

된다. 교배가 끝이 나면 이전 세대와 같은 수의 개체가 생성되고 이들 중 일부 유전자를 돌연변이 시키게 된다. 한 세대 내의 모든 개체의 모든 유전자에 대하여 유전자 돌연변이 난수를 발생한 후 돌연변이율 보다 낮으면, 그 유전인자에 대해 배타적합(XOR)연산을 수행한다. 새롭게 평가를 수행한 개체에 대해서는 모두 저장해 두었다가 평가가 필요한 개체가 존재하면 먼저 저장된 개체를 찾게 되는데, 이미 계산된 경우라면 기존의 계산값을 이용하며, 그렇지 않은 경우에는 열/유동해석을 수행한다.

5.5.4. 결과 및 고찰

Table 5.5.1은 최적해를 구하고자 하는 나선형으로 흰이 주기적으로 부착된 원형관의 초기(기준) 모델에 대한 형상 및 이에 상응하는 목적함수를 나타낸 표이며, Table 5.5.2는 유전알고리즘에 사용된 최적화 인자들이다. 각 세대별로 개체수는 35이며, 총 진화 횟수는 30회이다. 세대형 진화 알고리즘을 사용하기 때문에 각 세대는 같은 개체수를 유지하게 된다. 교배율은 0.8이며, 진화 횟수가 짧기 때문에 비교적 높은 율로 돌연변이를 발생하도록 하였다(0.5%). 적소값은 3으로 주어 각 개체 사이의 구간 거리가 3이하가 되었을 때 해당 개체는 밀집된 개체수에 비례해서 적합도를 저평가하게 된다. 이는 해가 한 곳에 모이는 것을 방지할 수 있으며, 파레토 프런티어(Pareto frontier)에 고르게 분포하도록 하기 위함이다.

- 열/유동해석의 타당성 검증

CFD 모델의 타당성을 검증하기 위하여 원형관에 대하여 마찰 계수와 열전달량을 비교하여 Table 5.5.3에 나타내었다. 벽면과 유체 내부의 온도 변화가 비교

Table 5.5.1 Baseline geometry of finned tube and their objective functions

<i>Design variables</i>	<i>Objective functions</i>
Fin height(h), 1.0 mm Upper width(d_1), 1.0 mm Lower width(d_2), 0.5 mm Helix angle (γ), 15°	Friction coeff. (f), 0.0499 Nusselt number (Nu), 116.03

Table 5.5.2 Parameters for genetic algorithm

	Value
Population	35
Generation	30
Cross over rate	0.8
Mutation rate	0.5%
Tournament level	2
Niche	3

적 적은 경우 다음과 같이 Nu 의 실험값을 수식으로 표현할 수 있다.

$$N = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (5.5.5)$$

또 마찰 계수, f 는 매끈한 관에 관해서 다음과 같은 수식으로 표현할 수 있다.

$$f = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (5.5.6)$$

이 수식은 $0.5 < Pr < 200$ 에 대하여 6%의 오차를 가지고 있다.

Table 5.5.3 Validation for a smooth tube⁽¹⁶⁾

Re	Friction factor (f)		Heat Transfer ($Nu/Pr^{0.4}$)	
	Exp.	This Study	Exp.	This Study
10,000	0.03174	0.0309	36.4525	36.9911
15,000	0.02815	0.0279	50.4198	51.0155
20,000	0.02611	0.0275	63.4676	63.7267

Table 5.5.3에서 보는 것과 같이 Re = 20,000인 경우, 마찰계수가 약 5.3% 최대 오차를 나타내며, 그 외의 경우에는 1% 이내의 오차로 매우 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

- 민감도 해석

각각의 설계변수가 성능함수인 열전달과 압력강하에 미치는 영향을 살펴 보기 위해 민감도 해석을 수행하여, 이를 Fig. 5.5.3 - Fig. 5.5.6에 나타내었다.

먼저, 환의 길이(h)의 영향을 나타낸 Fig. 5.5.3를 보면, h가 커질수록 열전달 및 압력손실이 모두 증가함을 알 수 있다. 이는 열전달 면적이 증가하고, 동일한 입구유량인 경우 유로의 감소와 이로 인한 유속의 증가로 열 경계층의 발달이 늦어지기 때문이다. Fig. 5.5.4에서 보듯이 상부 환 두께(d1)의 증가는 열전달과 마찰손실을 모두 감소시키는 역할을 한다. d1의 증가는 환의 수가 일정한 이 연구의 경우(n=30), 해석 단면상부로 흘러나가는 유체보다는 하부쪽으로 보다 많은 유체가 유출됨으로서 경계층 두께가 두꺼워져 열전달 및 압력손실이 감소하는 것이다.

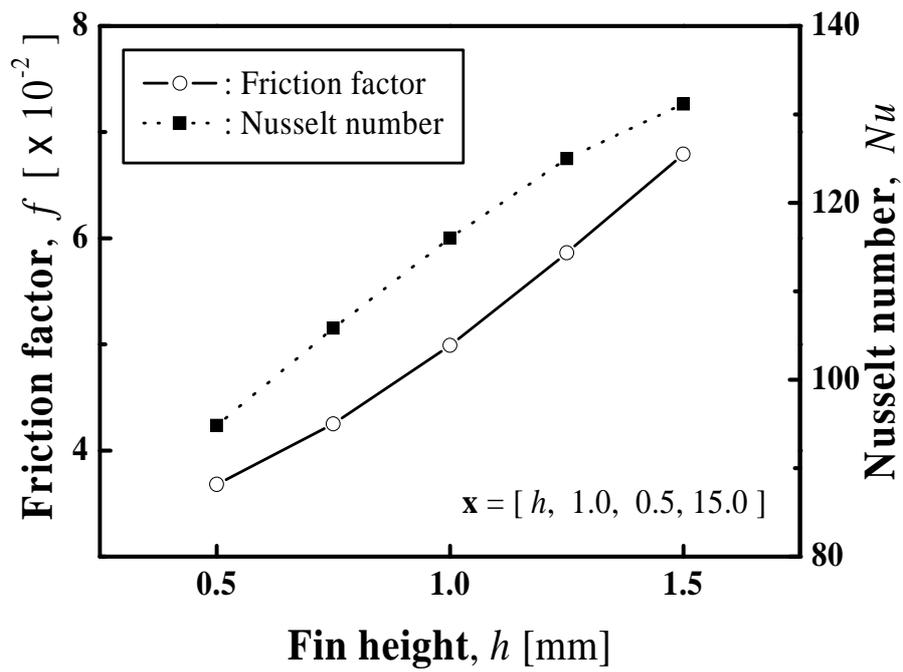


Fig. 5.5.3 Effect of h on performances

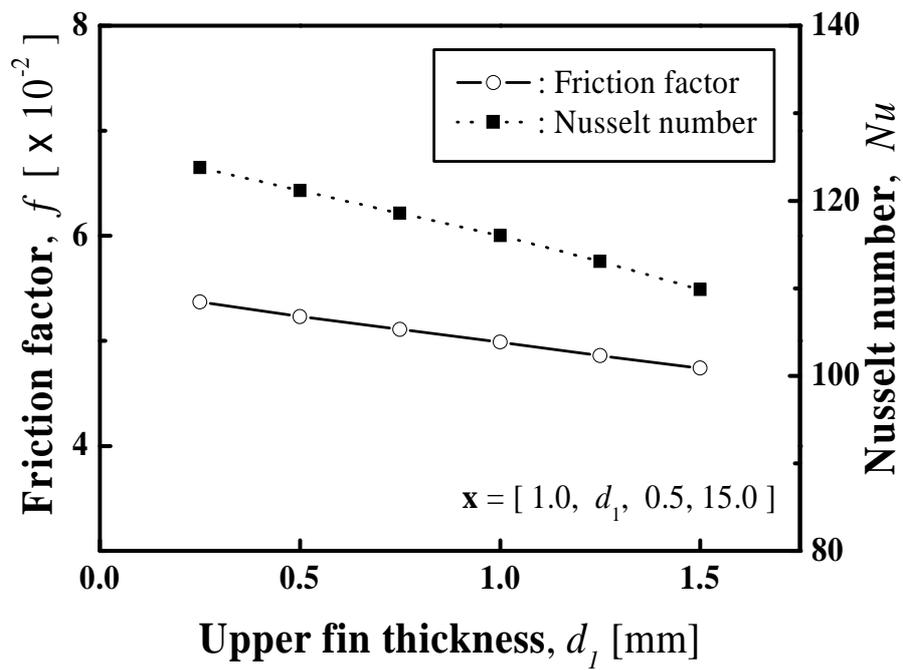


Fig. 5.5.4 Effect of d_1 on the performances

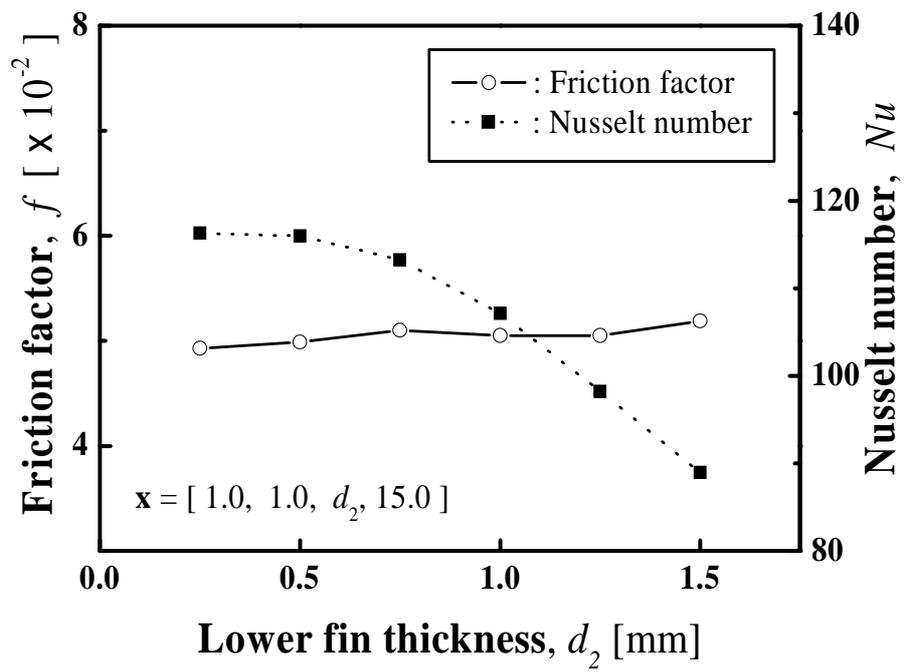


Fig. 5.5.5 Effect of d_2 on the performances

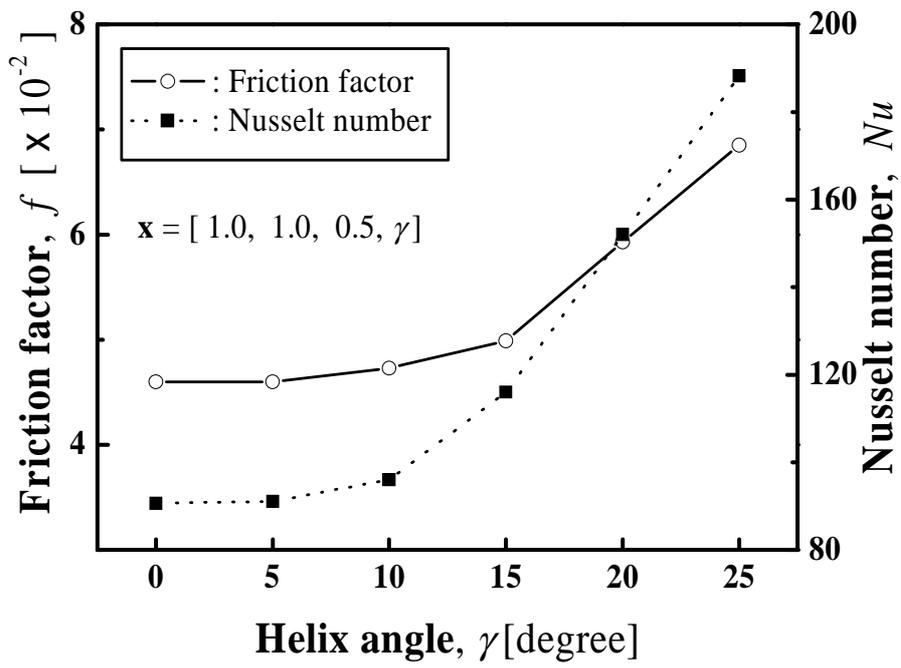


Fig. 5.5.6 Effect of γ on the performances

이러한 현상은 하부 흰두께(d_2)의 영향을 나타낸 Fig. 5.5.5를 보면 보다 자세히 알 수 있다. 그림에서 알 수 있듯이, 열전달의 경우 d_2 가 상부 흰 두께의 기준값인 $d_1 = 1.0 \text{ mm}$ 까지는 그 변화가 미미하다가 그 이후에 급격히 감소하고 있다. 이때 압력손실에 d_2 가 미치는 영향은 거의 없다. 이러한 이유는 다음과 같다. 즉, $d_2 > d_1$ 이 되면, 관의 상부단면이 하부에 비해 작아져 동일한 주 유동위치에서 상부면에 2차 유동이 발생하고 이로 인해 고온의 유체가 이 영역에 머물게 된다. 이로 인해 열경계층 발달이 더더 열전달은 감소되고 상대적인 유속의 감소로 압력강하량의 변화가 거의 나타나지 않는 것이다. 따라서 과도하게 큰 d_2 는 열전달 뿐 아니라 마찰에도 불리하기 때문에 제약조건을 주지 않아도 일정한 크기 이상으로 증가하지 않을 것으로 사료된다. 특히 나머지 설계변수에 비해 헬릭스 각(γ)이 열전달 및 압력강하에 미치는 영향은 매우 크게 나타났는데, 이는 주 유동방향으로의 유동을 교란시켜 난류성분을 보다 증가시키기 때문이다. 참고로 Fig. 5.5.6에서 흰이 관 내부에 직선으로 부착된 경우($\gamma = 0$)에 비해 나선형각을 갖고 흰을 부착된 경우에 압력강하 및 열전달 모두 증가하고 있음을 잘 보여주고 있다. 특히, $\gamma < 10$ 인 경우에 그 영향은 상대적으로 매우 미미하며, 따라서 모든 최적해는 헬릭스 각이 10이상일 것으로 예측할 수 있을 것이다.

이상의 설계변수에 대한 민감도 해석의 결과 나선형 각과 흰의 길이에 비해 흰의 상/하부 두께가 열전달 및 압력강하의 변화에 많은 영향을 미치지 않음을 알 수 있으며, 비 선형성이 강한 최적설계 문제는 GA를 이용하여야 보다 정확한 최적해를 얻을 수 있음을 시사한다.

- 최적 해

설계값을 유전인자로 나타내기 위한 표현형으로 이진수를 사용하였으며, 적합

도는 Nu 와 f 에 대해 각각 계산되었다. 자손 세대를 구성하기 위해 임의 선택된 개체의 다목적 적합도, 파레토, 적소를 고려하였다. 하나의 최적해를 얻기 위해 함수의 계산 횟수는 144회로, 이는 동일한 형상과 조건에 대해 국소최적화기법인 SQP 방법으로 수행하였을 때의 135회에 비해 약 6.6% 증가에 그침으로써 매우 효율적임을 알 수 있다.

Fig. 5.5.7은 대표적인 파레토 해를 나타낸 그림으로, 얻어진 최적해 파레토는 195개이다. 30세대를 진화하면서 생성된 모든 개체를 가로축에 마찰계수를, 세로축에 Nusselt 수로 하는 2차원 평면에 나타내었다. 파레토는 마찰계수에 대하여 정렬을 수행하여 번호를 부여한 것으로 Pareto_#1은 가장 적은 마찰 계수 값을 가지는 개체이며, 반대로 Pareto_#195가 가장 큰 Nu 를 가지는 개체이다. 어두운 사각형(■)은 최전방해(Pareto frontier)을 나타내며, 속이 빈 도형은 지배되어지는 해를 의미한다. 이 연구에서는 열전달은 최대, 압력손실을 최소화하는 문제로 목적함수가 서로 모순(trade-off)되기 때문에 최전방해는 좌측 하단에서 우측 상단으로 형성되는 해들의 집합이 된다. 즉, 파레토 프런티어는 디자인 공간의 넓은 지역에 가장 바깥 영역에 존재함을 알 수 있다. 참고로 왼쪽 하단의 파레토는 마찰에 의한 손실은 적으며 열전달은 적게 일어난다. 오른쪽 상단은 그 반대 현상이다.

Fig. 5.5.8은 임의 선택한 대표적인 파레토에 대한 설계변수의 변화를, 그리고 Table 5.5.4는 이들에 대한 최적해(최적설계 변수값, 목적함수)를 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 모든 설계변수가 목적함수에 따라 일정한 경향으로 변함을 알 수 있다. 그리고 Pareto_#117 이후에 나선형 각의 변화가 거의 나타나지 않고 있으며, d_2 의 경우는 모든 최전방해에 대해 거의 일정한 값을 가지는 경향을 보였다. 환의 높이, h 가 열전달에 미치는 영향이 큼으로 Pareto_#117 이후에 일정하게

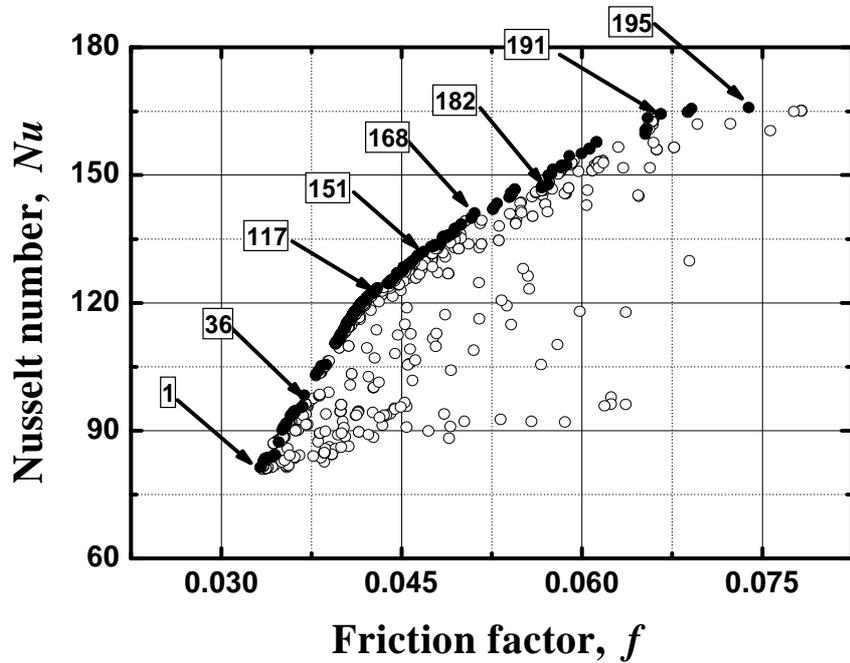


Fig. 5.5.7 Pareto set and dominated individuals with objectives ; Nusselt No. (Nu) and friction coefficient(f)

증가하고 있다. 이는 동일한 나선형 각이라면 흰의 높이가 클수록 열전달 관점에서 보다 유리하다는 것을 의미한다. 또한 Pareto_#1과 Pareto_#36은 거의 비슷한 흰 형상으로 단지 나선형 각에 의해 Nu 와 f 의 차이를 보임을 알 수 있다. 또한, d_1 과 d_2 에 대해서는 특별한 제약을 주지 않았으나, 모든 파레토 집합들은 $d_1 > d_2$ 가 성립하였다. d_2 가 d_1 보다 큰 경우는 실제 제작 상 어려움이 있을 뿐 아니라 유동이나 열적인 측면에서도 대체적으로 불리하다. 특히, Pareto_#195는 Pareto_#191에 비해 열전달은 약 0.9% 증가에 그쳤으나, 압력강하량은 약 11%나 증가하여 실제 최적해로는 적당하지 않은 것으로 사료된다.

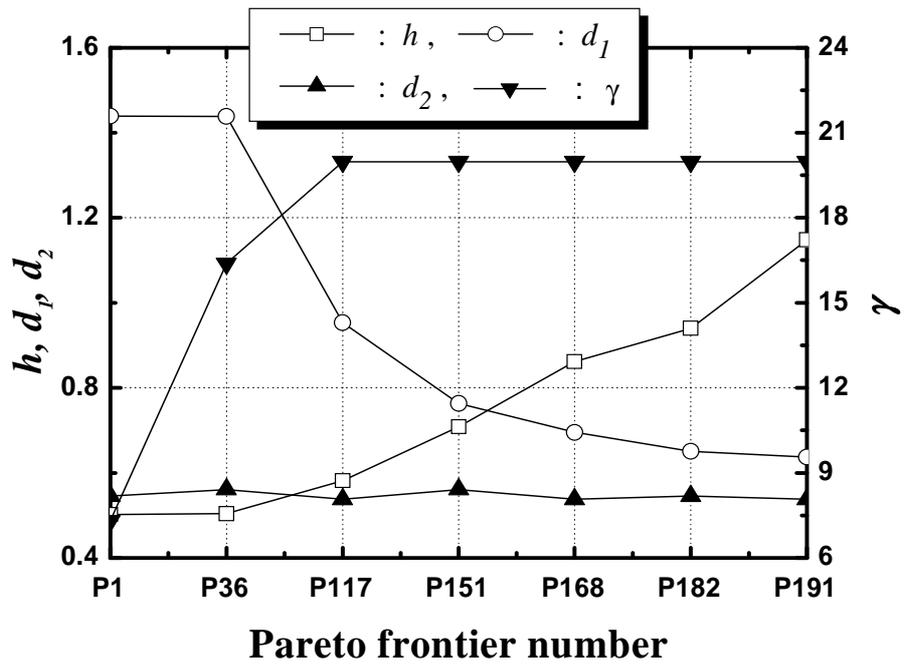
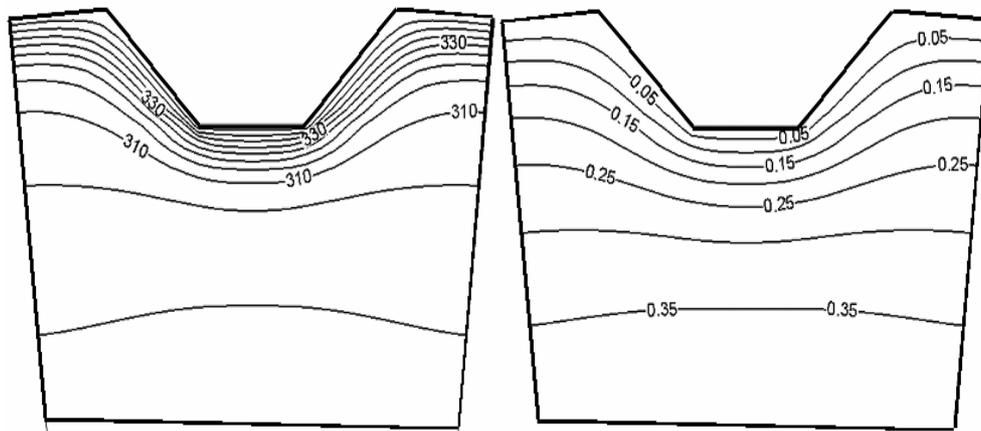


Fig. 5.5.8 Design variable for randomly sampled Pareto individuals

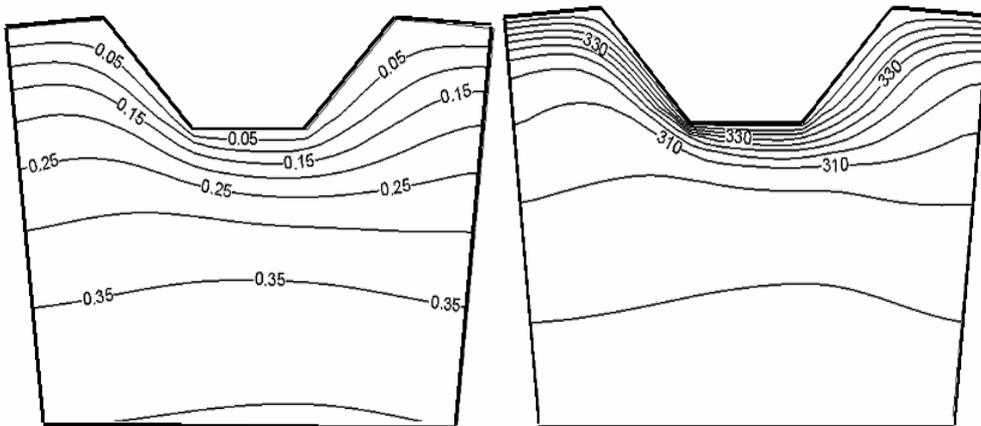
Table 5.5.4 Optimal solutions of the design variables for various Pareto sets

<i>Pareto</i>	<i>Design variables</i>				<i>Objectives</i>	
	<i>h</i>	<i>d₁</i>	<i>d₂</i>	γ	<i>f</i> (10 ⁻²)	<i>Nu</i>
1	0.502	1.440	0.545	7.312	3.33	81.36
36	0.504	1.439	0.561	16.38	3.69	98.32
117	0.582	0.953	0.538	19.98	4.25	122.16
151	0.708	0.763	0.561	19.98	4.85	135.52
168	0.862	0.696	0.538	19.98	5.44	146.62
182	0.940	0.651	0.545	19.98	5.89	154.53
191	1.148	0.637	0.538	19.98	6.66	164.33
195	1.394	0.907	0.561	19.98	7.39	165.80

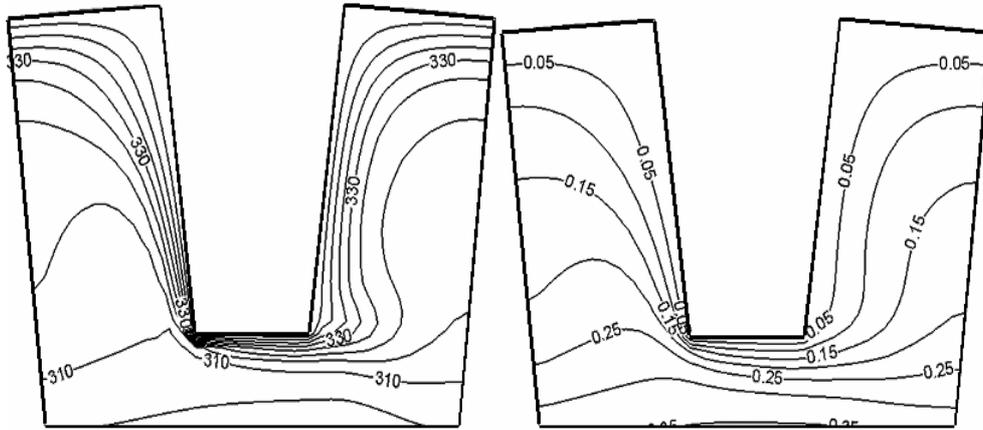
Table 5.5.4의 파레토 프론티어 중 대표적으로 Pareto_#1과 #36 그리고 #191의 최적 설계값에 대해 $z = 0.2$ mm 위치에서의 등온선(그림의 좌측)을 5K 간격으로, 그리고 유선(우측)을 0.05 간격으로 도시하여 Fig. 5.5.9에 나타내었다. Pareto_#1에 대한 온도 및 속도분포를 나타낸 Fig. 5.5.9a를 보면, 압력강하량을 최소화하기 위한 환의 최적형상임을 알 수 있다. 이는 환의 높이는 작고 d_1 과 d_2 의 차이를 비교적 크게 함으로($d_1/d_2 = 2.64$) 환의 경사면이 유순하게 되어 유동면적의 증가로 유속이 감소하고, 이로 인해 온도와 속도 구배가 작아져 마찰에 의한 손실을 최소화 할 수 있는 형상이 되는 것이다(즉, 기준모델에 대해 마찰계수와 열전달량이 각각 34%, 30% 감소). 이때의 나선형 각은 비교적 작아 ($\gamma = 7.31^\circ$) 좌우 대칭의 온도 및 속도 분포를 보인다. Pareto_#36의 경우 그렇지 않은 leeward-면에 비해 온도와 속도의 구배가 증가한다.



(a) Pareto_#1



(b) Pareto_#36



(c) Pareto_#191

Fig. 5.5.9 Isotherms(left) and streamlines (right) of randomly selected Pareto individuals

이로 인해 열전달율은 증가하지만, 마찰에 의한 손실도 커지게 된다(이때 마찰 손실은 $f = 3.69$ 로서 Pareto_#1의 결과와 비슷하지만, $Nu = 98.32$ 로 기준모델에 비해 15% 감소에 그침으로서 Pareto_#1에 비해 열전달이 매우 향상됨). 이는 나선형 각이 열전달에 미치는 영향이 매우 크기 때문이다. 이러한 현상은 나선형 각이 커짐에 따라 더욱 두드러진다(Fig. 5.5.9c). 최대 열전달을 위한 Pareto 최진방해인 Pareto_#191의 온도장과 속도장을 보면 주로 열전달 향상 관점에서 환이 설계되어 짐을 알 수 있다. 즉, 환 높이(h)의 증가와 Pareto_#36에 비해 큰 나선형 각 ($\gamma = 19.98^\circ$)으로 인해 주 유동방향(Fig. 5.5.9b)은 Pareto_#1에 비해 단면 형상은 거의 같으며 단지 나선형 각이 많은 차이를 보인다(Table 5.5.4 참조). 따라서 속도 및 온도 분포는 회전성분으로 인해 좌우대칭이 깨어지며 상대적으로 빠른 유속의 유체가 환과 접하는 windward-면의 경우 심부까지 차가운 유체가 빠른 유속으로

도달하며 동시에 열전달 면적의 증가로 열전달량 및 압력강하량이 가장 크게 나타나는 것이다.

펌핑동력을 수반하는 이 연구와 같은 열교환기의 성능평가는 아래의 식으로 정의되는 열성능 요소(thermal performance factor, TPF)를 이용한다.

$$\eta = \frac{Nu/Nu^0}{(f/f^0)^{1/3}} \quad (5.5.7)$$

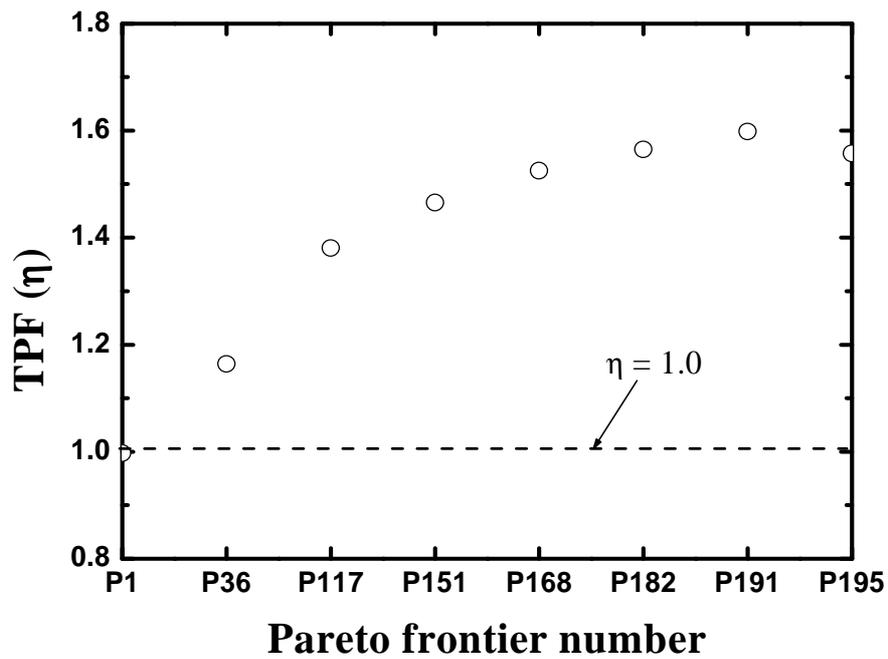


Fig. 5.5.10 Thermal performance factor (TPF) for randomly selected Pareto individuals

Fig. 5.5.10은 최적해의 열성능을 평가하기 위해 제30세대에서의 Nusselt 수 및 마찰계수(f) 에 대한 TPF를 나타낸 그림이다. 여기서 상첨자 0은 기준조건에 대한 값이다. 식(24)에서 n 가 1보다 크다는 것은 기준모델에 비해 열성능이 향상되었음을 의미한다. Fig. 9에서 보듯이, 선택된 파레토개체는 Pareto_#1을 제외하고는 모두 PTF가 1이상의 값으로 유효한 설계를 나타내고 있다.

5.5.5. 소결론

내부에 사다리꼴의 흰이 부착된 원형 관에서 흰의 높이(h), 흰의 상/하부 두께($d1$ 과 $d2$)와 나선형 각(γ)을 설계변수로 하여 열전달율(Nu)을 최대화 하면서 마찰(f)을 최소화하는 흰 형상을 얻고자 하였다. 이를 위해 전역최적화 기법인 유전알고리즘과 전산유체역학을 통합하였다. 특히 이 연구는 다목적 최적화 방법을 사용함으로써 목적함수들을 가중하지 않고 유일하게 결정되지 않는 다목적 함수의 최적값이 서로 지배되지 않는 파레토 프런티어를 구하였다. 각 세대 당 35개의 개체를 30회 진화시켜 넓은 영역의 Nu 와 f 를 가진 195개의 파레토 집합을 얻었다. 파레토 집합이 마찰을 우선으로 배열할 경우, Pareto_ #117 이후의 개체들은 모두 최대 나선형 각도인 20° 근방의 값을 가짐으로서 나선형 각이 열/유체역학적 관점에서 매우 중요한 인자임을 알 수 있다. 상대적으로 마찰 손실 우선의 해들은 작은 나선형 각으로 압력 강하를 최소화하기 위하여 핀의 경사면을 완만하게 만드는 경향을 보였다. 특히, 가장 마찰 손실이 적은 Pareto_#1과 열전달이 가장 활발한 Pareto_#191을 비교하면,

$$N_{191}/N_{01} = 2.02 \quad , \quad f_{191}/f_{01} = 2.0$$

로 열전달율이 약 2.02배, 마찰손실은 2.0배 정도 증가하였다. 파레토 집합은 모든 디자인 공간에서 지배되어지지 않는 우수한 최 일선의 해들의 집합으로서 이들 집합 중 설계개념에 가장 합당한 개체를 선택함으로써 가장 우수한 설계점을 얻을 수 있을 것이다. 그리고 이 최적해의 집단은 대부분이 열성능 요소(TPF)가 1이상이므로 유효한 해를 얻을 수 있었다. 특히, 마찰을 최소화하는 영역에서도 TPF가 1 이상으로 나타났는데, 이는 실용적으로 사용할 수 있는 우수한 해이며 진화를 거듭함에 따라 그 빈도가 높아졌다.

5.6 Kriging법을 이용한 평판-흰형 방열판 최적설계

5.6.1 해석 모델

이 연구에서 고려한 열시스템은 덕트, 방열판, 그리고 반응부로 구성되어 있으며, 이를 Fig.1에 개략적으로 나타내었다. 축류팬에 의하여 발생한 일정한 온도의 공기는 덕트를 지나 방열판의 흰에 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-흰형 방열판을 Fig. 5.6.1에 자세히 나타내었다. 알루미늄으로 만들어진 방열판의 흰(fin)은 용출(extrusion)형이다. 방열판의 전체 크기는 길이(L)가 430mm, 폭(W)이 188mm, 그리고 높이(H)가 60mm이며, 높이는 흰의 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 삼각형 모양의 와류발생기가 설치되어 있으며, 이는 두개의 열원 사이에 존재한다.

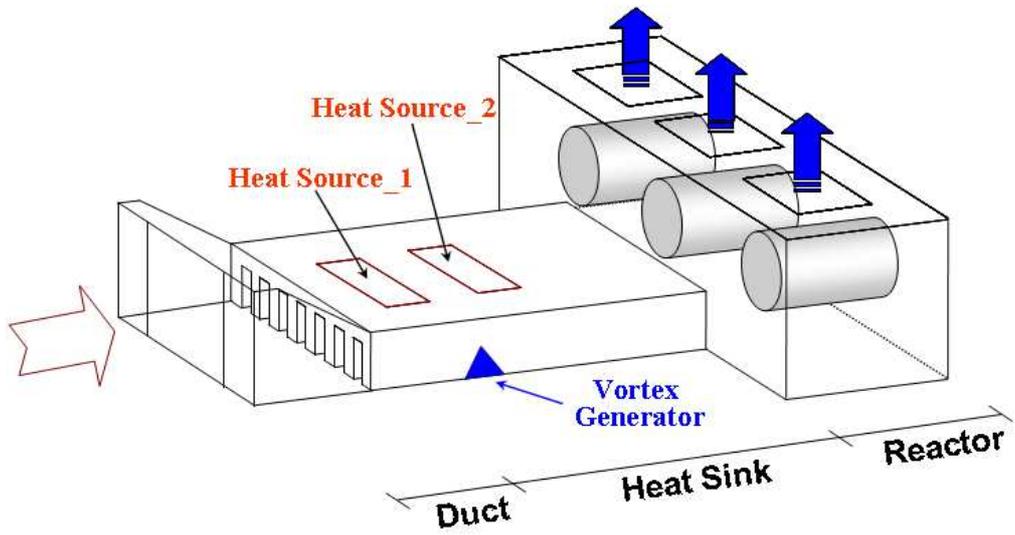


Fig. 5.6.1 Schematics of the thermal system

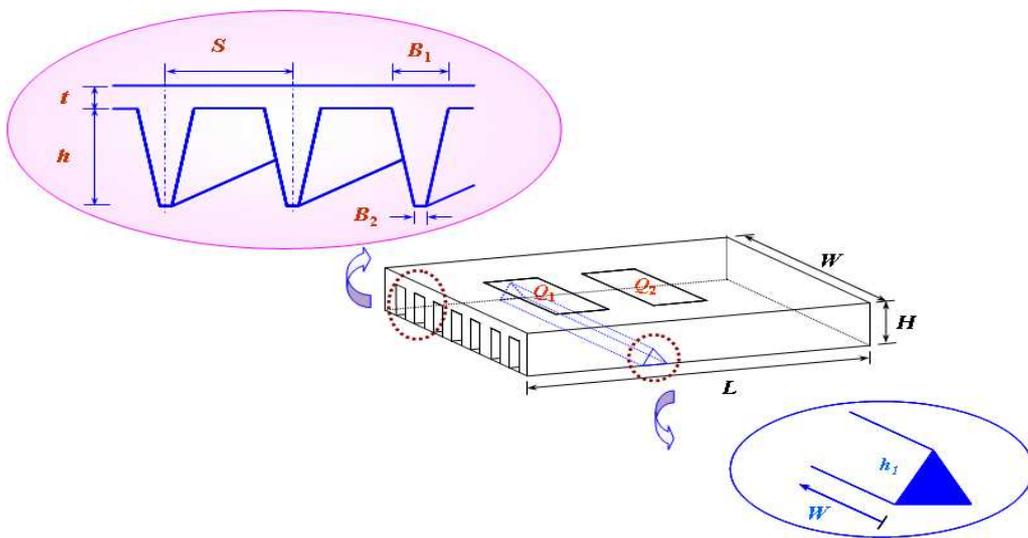


Fig. 5.6.2 Schematics of the heat sink with vortex generator

5.6.2 최적설계의 수학적 공식화

최적화란 제약조건을 만족하면서 목적함수(objective function)를 최소화 또는 최대화하는 최상의 설계변수를 수치적으로 구하는 것으로, 최적화 문제는 일반적으로 설계변수, 목적함수(또는 성능함수), 그리고 제약조건 등으로 구성된다.

목적함수 및 설계변수: 팬의 작동조건이 일정한 경우, 열전달 증가를 위한 환의 설치는 필연적으로 방열판 내부의 압력강하량을 증가시킨다. 따라서 방열판 성능향상을 위해 최소화할 목적함수로는 일반적으로 압력강화(ΔP)와 열저항 ($\theta_j = \Delta T / Q = [T_{\max} - T_{\infty}] / Q$)을 주로 선택한다. 여기서 ΔT 는 온도상승(temperature rise)으로 방열판과 열원의 접촉면 온도(T_{\max})와 대기온도(T_{∞})의 차이이며, Q 는 유입열량이다. 그러나, 실제 방열판설계시 가장 중요하게 고려할 요소는 방열판 내 최대온도가 시스템의 안정적 작동을 위한 일정 온도 이하로 유지 시키는 것이다. 따라서, 본 연구에서는 ΔT 를 제약조건으로, 그리고 ΔP 를 목적함수로 선정하였다.

열저항과 압력강하에 직접적으로 영향을 미치는 기하학적인 변수를 설계 변수로 선정하여야 한다. 따라서, Fig.2에서 보듯이, 크기가 일정한 방열판의 내부 형상은 환의 피치(S), 환의 수(n), 기저부 두께(t), 환의 높이(h), 기저부 환두께(B1), 그리고 하부 환 두께(B2)에 의해 결정되어짐을 알 수 있다. 그러므로 본 연구에서는 방열판의 기저부 두께, 기저부 환 두께, 그리고 하부 환 두께를 설계변수로 선정하였다. 따라서, 본 연구에서 고려한 평판-환형 방열판에 대한 비선형, 제약조건을 갖는 최적화문제는 다음과 같이 수학적으로 표현할 수 있다.

$$\text{Find} \quad \mathbf{x} = \{B_1, B_2, t\}^T \quad (5.6.1)$$

$$\text{to minimize} \quad f(\mathbf{x}) = \Delta P (= P_{in} - P_{out}) \quad (5.6.2)$$

subject to

$$g_1 = \frac{\Delta T}{(\Delta T_{specific})} - 1 \leq 0, \quad g_2 = \frac{B_2}{B_1} - 1 \leq 0 \quad (5.6.3)$$

$$1.25 \leq B_1 \leq 5.0 \text{ mm}, \quad 1.25 \leq B_2 \leq 5.0 \text{ mm}, \quad 7.0 \leq t \leq 25.0 \text{ mm} \quad (5.6.4)$$

여기서 \mathbf{x} 는 설계변수 벡터이고, $f(\mathbf{x})$ 는 설계변수에 의해 결정되는 목적함수이며, 그리고 $g(\mathbf{x})$ 는 부등호 제약조건이다.

5.6.2 해석절차

평판-휨 방열판의 최적 설계값을 얻기 위해서 먼저 설계변수에 대한 표본점을 선정하고, 이에 대한 목적함수 값은 CFD를 이용하여 구한다. 다음으로, 표본점과 반응값을 이용하여 크리깅 상관계수를 추정하고, 완성된 모형을 적용하여 최적설계값을 도출하게 된다.

- 표본점 선택

크리깅을 수행하기 위해서는 먼저 실험계획법(design of experiments DOE)에 의해 표본점을 선정하여야 한다. 전산실험 모형에서는 중심합성계획법(central composite design, CCD)이나 Box-Behnken과 같은 고전적인 실험계획보다는 Space-filling의 개념을 만족하는 실험계획을 이용하는 것이 바람직한 것으로 알려져 있다. 이는 정해진 실험의 개수를 가지고 주어진 설계영역에서 가장 고르고 가장 빈틈없이 행할 수 있는 실험계획법이다. 본 연구에서는 전산실험 계획의 효과적인 샘플링 기법으로 알려진 라틴 초정방 설계(Latin hypercube design)법을 적

용하고자 한다.

라틴 초정방 설계법은 생성하려고 하는 표본점의 개수를 n_s 개라 할 때, n_s 개의 행과 n_{dv} 개의 열로 이루어진 행렬을 생성하여 표본점을 배열하는 방법이다. 이 방법은 각 설계변수의 수에 따라 임의로 배치되는 방법으로서, 차원을 축소할 때에도 각 설계변수의 수준은 n_s 으로 유지되어 어떠한 정보의 손실도 유발하지 않는 장점을 갖고 있다.

- 표본점 대한 목적함수 계산

일단 라틴 초정방설계법에 의해 표본점이 선택되면, 이들에 대한 목적함수는 3.3절에 설명한 방열판내 열/유동장 해석으로부터 구해진다.

- 크리깅 상관계수 추정

2장에서 설명된 크리깅 추정량을 완성하기 위해서는 식 (10)의 최적화 문제를 해결해야 한다. 본 연구에서는 유전자 알고리즘(Genetic Algorithm)을 사용하여 크리깅 상관계수를 추정하고자 한다. 우선, 최적의 상관계수를 결정하기 위해 초기 염색체를 구성한다. 각 염색체는 설계변수의 개수에 대하여 $(\theta_1, \dots, \theta_{n_{dv}})$ 와 같이 구성된다. 이때, 상관계수의 선택범위가 결정되어 있어야 하며, 범위 내 난수로서 후보 염색체를 구성한다. 다음으로, 반복계산의 수가 결정되면 상관함수를 계산하고, 상관행렬 \mathbf{R} 이 생성되며, $\tilde{\boldsymbol{\beta}}$ 과 $\hat{\sigma}^2$ 을 산출할 수 있다. 이제 목적함수 $\varphi(\boldsymbol{\theta})$ 의 값을 산출하는데, 이 과정이 염색체를 평가하는 과정이다. 선택과 교배과정에서는 좋은 형질의 염색체는 그대로 선택하고 나머지는 확률적으로 선택하는 확률바퀴 방법을 적용하였으며, 선택된 유전자에 대하여는 산술적 교배방법을 적용하였다. 돌연변이 과정에서는 연산자로서 균등 돌연변이 연산을 시행하였다. 이러한 계산

은 주어진 반복횟수(이 연구의 경우 10,000)에 따라 계속 업그레이드 하여 최종결과값을 출력한다. 이에 대한 수행 과정을 Fig. 5.6.3에 도시하였다.

- 크리깅 최적수준 탐색

최적의 상관계수가 산출되면, 이를 통해 상관함수가 결정되고, 상관행렬 \mathbf{R} 과 새로운 지점과 관측지점과의 상관벡터 \mathbf{r} 을 결정하며, 크리깅 추정량을 산출할 수 있다. 따라서, 크리깅 최적값을 산출함으로써 설계공간에서의 최적수준을 탐색하게 된다. 본 연구에서는 담금질 모사기법(simulated annealing)을 적용하여 최적수준을 탐색하였으며, 이의 해석절차를 Fig. 5.6.4에 도시하였다.

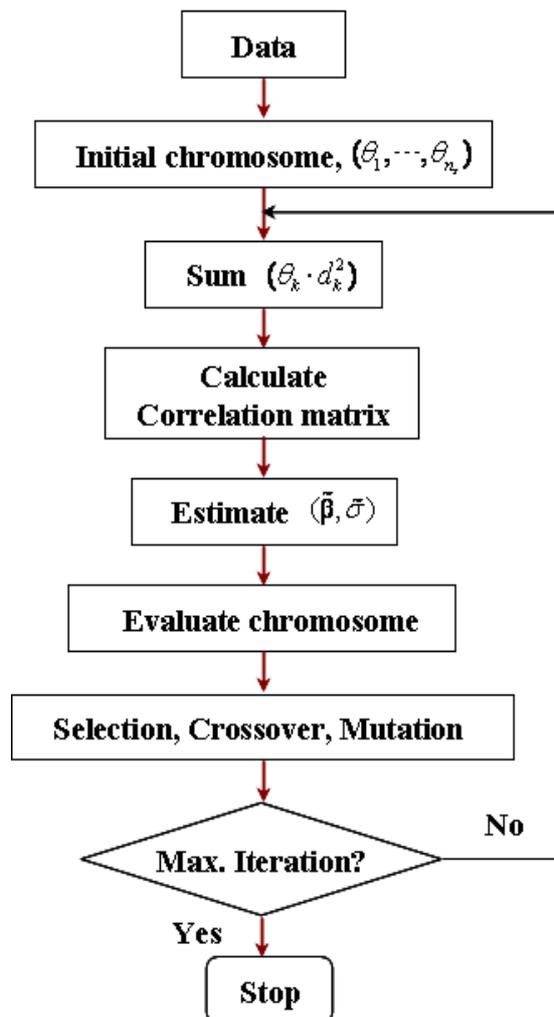


Fig. 5.6.3 Procedure for obtaining Kriging correlation coefficients

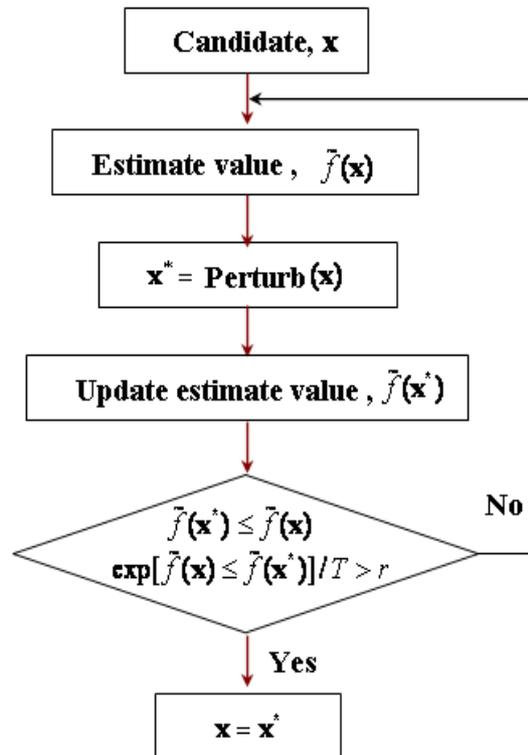


Fig. 5.6.4 Procedure for obtaining optimal level of Kriging

5.6.3 결과 및 고찰

평판-흰형 방열판의 성능 향상을 위한 최적설계 변수값을 CFD와 크리깅 방법을 이용하여 수치적으로 구하였다. 이를 위해 설계변수의 상/하한값을 고려하여 설계점을 선택하였으며, 선택된 설계점을 이용하여 최적 설계값을 도출할 수 있었다.

- 선택된 설계점 및 목적함수값

식 (12)에서 정의한 세 개의 설계변수 즉, 방열판 기저부 두께(t), 흰의 상/하부 두께($B1, B2$)의 상/하한값을 고려하여 라틴 초정방 설계법을 이용하여 선택한 표본점을 Table 5.6.1에 나타내었다.

Table 5.6.1 Sampling points and corresponding to values of performance functions

No.	x_1	x_2	x_3	ΔP	T_{\max}
1	3.8708	5.0042	8.7333	153.114	352.644
2	2.7375	4.7208	10.6	95.886	354.431
3	3.7292	2.1708	9.5333	77.886	355.088
4	3.1625	3.1625	14.0667	96.015	354.792
5	4.2958	2.4542	14.8667	135.821	353.879
6	2.0292	1.4625	8.2	39.376	359.663
7	1.6042	3.8708	7.1333	49.263	358.439
8	1.7458	2.8792	8.4667	45.474	358.562
9	1.8875	3.3042	11.1333	56.801	357.147
10	1.4625	1.3208	10.8667	38.071	360.702
11	2.4542	4.8625	7.9333	81.395	355.311
12	4.7208	3.0208	9.0	134.122	352.999
13	4.8625	1.6042	10.3333	110.843	354.079
14	5.2875	4.0125	9.8	238.381	351.473
15	5.4292	3.4458	13.2667	262.828	351.819
16	3.0208	2.7375	7.4	62.150	356.144
17	2.1708	4.4375	14.3333	87.141	355.406
18	4.1542	5.1458	13.5333	218.612	351.982
19	4.4375	1.7458	13.0	112.419	354.332
20	2.5958	2.5958	10.0667	59.462	356.531
21	2.3125	2.0292	12.4667	56.498	357.402
22	4.5792	5.2875	11.4	266.645	351.377
23	5.0042	1.8875	7.6667	109.035	354.027
24	3.3042	3.7292	9.2666	90.089	354.328
25	3.4458	2.3125	11.6667	80.562	355.188
26	3.5875	3.5875	11.9333	109.345	353.803
27	1.3208	4.2958	12.7333	60.872	357.451
28	2.8792	5.4292	12.2	127.800	353.728
29	4.0125	4.1542	14.6	167.697	352.857
30	5.1458	4.5792	13.8	322.814	351.347

본 연구에서는 포본점의 수를 30개(즉, $10 \cdot n_s$)로 결정하였는데, 이는 메타모델의 정확성 및 효율성을 동시에 고려한 것이다. 선택된 각 설계점에 대한 방열판 내부의 압력강하량 및 최대온도를 계산하여 Table 1의 5-6번째 열(column)에 나타내었다. 본 연구는 최대온도를 허용범위 내로 유지하면서 압력강하량을 최소화하는 최적설계 문제이므로 Table 5.6.1의 값을 이용하여 상관계수와 크리깅 최적설계값을 구하게 된다. 따라서 방열판 내부에서의 ΔP 와 T_{\max} 의 정확한 계산은 최적설계값을 얻는데 매우 중요하다.

대표적인 최적화 결과를 설명하기 위해, 온도 상승을 40 K로 제한한 경우의 초기 및 최적모델에 대한 기하학적 형상과 이에 따른 최적해를 Table 5.6.2에 나타내었다. 최적화 과정에서 압력강하만을 최소화하게 되면 자연히 방열판 내 최대온도가 급격히 증가할 수 있기 때문에 온도상승을 제한하는 것이다. Table 2에서 보듯이, 모든 설계변수의 최적값은 초기 모델에 비하여 늘어났음을 알 수 있다. 특히, B1과 B2에 대한 최적해는 초기형상에 비해 약 22%, 39.3% 정도 각각 두꺼워졌으며, 기저부 두께(t)의 변화율은 매우 작았다(8.3% 증가). 이로부터 흰 두께(B1, B2)가 방열판의 열성능에 많은 영향을 미치는 설계인자임을 알 수 있다. 이러한 결과는 제한된 온도상승을 만족하기 위해 열전달을 향상시키는 방향으로 설계가 이루어지기 때문이다.

Table 5.6.2 Initial and optimized designs for $\Delta T < 40$ K

	Initial	Optimal
Base part of fin thickness, B_1	2.0 mm	2.44 mm
Lower part of fin thickness B_2	1.5 mm	2.09 mm
Base thickness of heat sink, t	7.0 mm	7.58 mm
Thermal resistance (θ_{ja})	0.066 K/W	0.059 K/W
Pressure drop (ΔP)	41.29 Pa	45.54 Pa
Max. temperature (T_{max})	362.31 K	357.99 K
Temperature rise (ΔT)	44.31 K	39.99 K

이에 따라 최적형상에 대한 열저항은 0.059 K/W로 계산되는데, 이는 방열판과 열원 사이의 최대온도가 감소(4.3 K)함에 따라 초기모델의 0.066 K/W에 비해 약 10.6% 감소한 양이다. 그러나 예상할 수 있듯이, 압력강하량은 41.29 Pa에서 45.54 Pa로 약 10.3 % 증가하였다.

Table 5.6.3은 식(10)에서 정의한 우도함수($\varphi(\theta)$)를 최대화하여 얻은 상관계수(θ)와 이를 이용하여 구한 최적설계변수 및 목적함수(ΔP_{min})를 제약조건 중의 하나인 최대온도에 대해 나타낸 표이다. 여기서 $\theta = \theta_1, \theta_2, \theta_3$ 는 각각 설계변수인 B_1, B_2 , 그리고 t 에 상응하는 상관계수이다. Table 5.6.3의 최적설계 해에서 보듯이, 방열판 내 최대온도(T_{max})의 제한에 따라 서로 다른 설계변수값(\mathbf{x}_{opt})을 얻을 수 있으며, 이에 따라 목적함수인 압력강하량(ΔP_{min})도 변하게 된다. 즉, T_{max} 의 허용범위를 낮게 설정할 경우(본 연구에서는 $T_{max} = 355$ K), 허용범위가 큰 경우($T_{max} = 359$ K)에 비해 모든 설계변수값이 증가 하였음을 알 수 있다.(자세한 경향은 Fig. 5.6.3참조) 이는 동일한 팬(fan) 구동조건인 경우에 열전달면적을 확장시킴과

Table 5.6.3 Correlation coefficients ($\Theta = \theta_1, \theta_2, \theta_3$) and optimal solutions for various max. temperatures.

		355 K	356 K	357 K	358 K	359 K
θ	ΔP	2.402, 1.111, 0.101	2.468, 1.085, 0.103	1.996, 1.023, 0.077	2.168, 0.963, 0.074	1.789, 0.893, 0.061
	T_{\max}	1.280, 0.088, 0.141	1.361, 0.213, 0.168	1.013, 0.102, 0.120	1.145, 0.145, 0.137	1.028, 0.150, 0.122
Optimal	\mathbf{x}_{opt}	3.462, 2.852, 8.489	3.110, 2.498, 8.298	2.766, 2.260, 7.955	2.443, 2.091, 7.582	2.174, 1.935, 7.117
	ΔP_{\min}	76.86	62.07	53.05	45.54	40.23

동시에 환에 의해 형성된 유로를 지나는 유체의 속도가 증가하여 열전달을 향상시키는 방향으로 최적설계가 이루어졌기 때문이다. 이에 따라 목적함수인 ΔP_{\min} 가 증가함을 Table 5.6.3이 잘 보여주고 있다.

유한체적법(FVM)과 같은 수치적인 방법에 의한 열/유동 해석의 가장 큰 단점은 목적함수 계산에 과도한 시간이 소요된다는 것이다. 따라서 최적화기법을 이용한 최적설계 시 최적해의 신뢰성 향상뿐만 아니라 전체적인 해석시간의 최소화를 위한 효율성 제고는 해결하여야 할 매우 중요한 문제이다. 따라서 본 연구에서는 근사최적화 기법인 크리깅 방법의 신뢰성 및 효율성을 확보하기 위하여 국소최

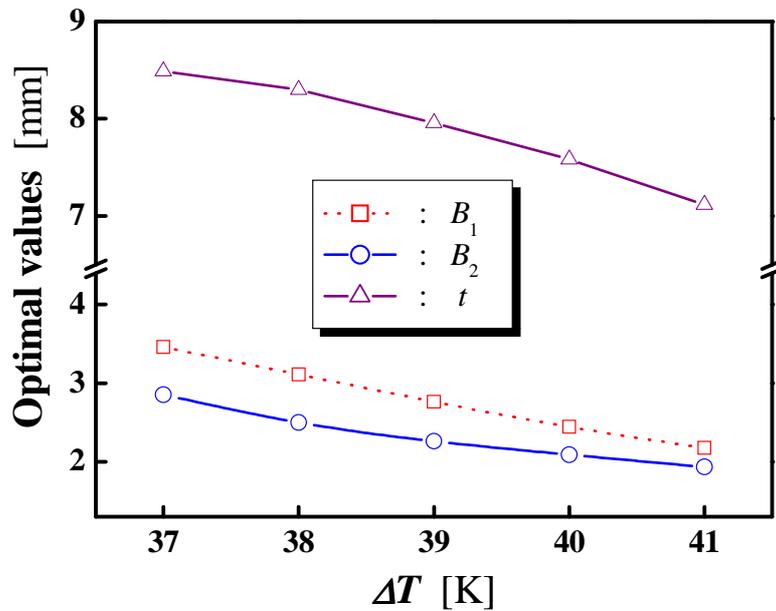


Fig. 5.6.5 Variations of optimal design variables for maximum temperature

적화기법인 순차적 2차 프로그래밍(SQP)법을 본 연구와 동일한 형상 및 조건에 적용한 Park 등의 결과와 비교하여 Table 5.6.4에 나타내었다.

크리깅 방법의 신뢰성(또는 정확성)은 목적함수의 값, 그리고 효율성은 설계 변수의 수정 횟수, 즉 함수계산횟수(NFC, number of function call)를 이용함으로써 정량적으로 비교하고자 하였다. 먼저, 최대 도사한 그림에서 목적함수인 ΔP_{\min} 를 보면, 모든 경우 크리깅 방법이 SQP법에 비해 보다 작게 예측하고 있음을 이 표는 잘 보여주고 있으며, 이로부터 크리깅 방법이 보다 효율적임을 알 수 있다. 또한 NFC를 살펴보면 크리깅 방법은 모든 온도 제한조건에 대해 모두 30회 계산

을 수행한 반면, SQP법은 $\Delta T < 38K$ 인 경우에 67회 함수계산을 위한 열/유동 해석을 수행하는 등 모두 180회의 함수계산횟수가 필요하였다. 따라서 최적화를 완료하는데 필요한 전체 계산시간이 SQP법에 비해 약 1/6에 지나지 않음을 보여 주고 있다. 예를 들면, 하나의 방열판 형상에 대한 해석 시 평균 약 2.5시간이 소요되는(즉, 설계변수에 따라 수렴속도가 다르기 때문) 본 연구의 경우, 크리깅 방법은 약 75시간이 소요되지만, SQP법은 약 452.5시간이 필요한 것이다. 이상의 결과로부터 크리깅 방법이 효율성 및 신뢰성 측면에서 매우 우수한 근사최적화 기법임을 알 수 있다.

마지막으로, 크리깅 방법에 의해 추정된 최적설계변수 및 이에 따른 목적함수 값을 다시 계산하여 비교함으로써 이 방법의 타당성을 검증하고자 한다. 이를 위해 Table 5.6.5에 크리깅 방법에 의해 추정된 설계변수에 대한 목적함수 (ΔP)를 5가지 온도제한에 따라 계산하여 나타내었다. 모든 경우, 크리깅 방법에 의해 제안된

Table 5.6.4 Accuracy and efficiency of Kriging method compared to SQP method

ΔT *	ΔP_{\min} [Pa]		NFC**	
	Kriging	SQP ⁽¹²⁾	Kriging	SQP ⁽¹²⁾
37	76.86	N/A		N/A
38	62.07	62.11		67
39	53.05	53.36	30	51
40	45.54	46.72		42
41	40.23	41.94		21
		Total	30	181

* $\Delta T = T_{\max} - T_{\infty} = (T_{\max} - 318)K$

** NFC : number of function calls

Table 5.6.5 Validation of optimal results for Kriging method

ΔT	\mathbf{x}_{opt}	ΔP_{min} [Pa]	
		Kriging	CFD
37	(3.462, 2.852, 8.489)	76.86	76.94
38	(3.110, 2.498, 8.298)	62.07	62.43
39	(2.766, 2.260, 7.955)	53.05	53.94
40	(2.443, 2.091, 7.582)	45.54	46.79
41	(2.174, 1.935, 7.117)	40.23	41.81

$$* \mathbf{x}_{opt} = [B_1, B_2, t]_{opt}$$

목적함수 값이 계산된 것에 비해 0.1 ~ 3.8 % 정도 작게 예측되었지만 매우 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

5.6.4 소결론

CFD와 근사최적화 기법인 크리깅 방법을 이용하여 와류발생기가 부착된 평판-원형 방열판의 최적형상을 구하였다. 즉, 온도상승(최대온도)을 구속조건으로 하여 압력강하량을 최소로 하는 최적설계 변수값을 얻고자 하였다. 방열판의 기저부 흰(fin) 두께가 열성능에 미치는 영향이 가장 컸으며, 기저부 두께는 상대적으로 미미한 영향을 미쳤다. 온도상승을 40 K로 제한할 경우, 다음과 같은 최적해를 제시할 수 있었다.(B1 = 2.44 mm, B2 = 2.09 mm, t = 7.58 mm) 이 때, 기준 모델에 비해 최적모델은 열저항이 10.6 % 감소하였으며, 압력강하는 10.3%의 증

가에 머물렀다. 또한 SQP법에 의한 최적해와 비교한 결과, 신뢰성과 효율성이 매우 우수함을 알 수 있었다. 특히, 최적화에 필요한 해석시간이 SQP법의 약 16%에 지나지 않아 크리깅 방법이 열/유동시스템의 최적화기법으로 매우 적당하다고 할 수 있다. 또한 본 연구는 방열판 내 온도상승에 따른 설계변수값을 제공함으로써 방열판 설계자들에게 설계 지침을 제시할 수 있었다.

제 6 장 결론

소형화에 따른 고성능 열교환기 설계 시, 열전달 향상을 위해 관 내부에 원주방향으로 흰(fin)을 부착하는 기술은 화학공정 및 전자장비 냉각 등의 많은 산업 현장에서 널리 적용되고 있다. 내부에 흰이 부착된 열교환기 내부는 관과 흰의 표면에 발생하는 열 및 수력학적 경계층에 의해 열전달(heat transfer)량과 펌핑동력(pumping power)량이 결정된다. 이러한 열교환기는 평판형 관에 비해 열전달은 향상되지만, 압력강하에 의한 펌핑동력 역시 증가하게 된다.

따라서 고성능화를 위한 열교환기의 내부 형상은 열전달과 유동현상을 동시에 고려하여 설계되어야 하며, 이는 최적설계(optimal design)를 통해 실현될 수 있을 것이다.

REFERENCES

< BFGS를 이용한 핀-핀형 방열판 최적설계 >

1. 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.
2. 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 Aero- dynamics*, vol.80, pp.221-231.
3. 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.
4. 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.
5. 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.
6. 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.
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 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*, pp. 483-503, John Wiley, New York.
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.

< SQP를 이용한 평판-회형 방열판 최적설계 >

1. Tuckerman, D. B., and Peace, R.F.W., 1981, High-performance heat sinking for VLSI, *IEEE Electron Dev. Letter*, vol.2, pp.126-129.
2. Ledezma, G. and Bejan, A., 1996, Heat sinks with sloped plate fins in natural and forced convection, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol.39, no.9, pp.1773-1783.
3. Jang, J. Y., Wu, M. C., and Chang, W. J. 1996, Numerical and experimental studied of three-dimensional plate-fin and tube exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol.39, no.14, pp.3057-3066.
4. Ma, H. B. and Peterson, G. P., 2002, The influence of the thermal conductivity on the heat transfer performance in a heat sink, *ASME J. of Electronic Packaging*, vol.124, pp.164-169.
5. Ryu, J. H., Choi, D. H., and Kim, S. J. 2003, Three-dimensional numerical optimization of a manifold micro channel heat sink, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 46, pp. 1553-1562.

6. 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.1-15.
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 Nagano, Y., 1996, A two-equation heat transfer model reflecting second-moment closures for wall and free turbulent flows, Int. J. Heat and Flow 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.

< SAO법을 이용한 평판-원형 방열판 최적설계 >

1. Ryu, J.H., Choi, D.H., and Kim, S.J., 2003, Three-dimensional numerical optimization of a manifold microchannel heat sink, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 46, pp. 1553-1562.
2. Park, K., Choi, D.H., and Lee, K.S., 2004, Optimum design of plate heat exchanger with staggered pinarrays, Numerical Heat Transfer Part A, vol.45, pp.347-361.
3. Park, K., Choi, D.H., and K.S. Lee, 2004, Numerical Shape Optimization for High Performance of a Heat Sink with Pin-Fins, Numerical Heat Transfer Part A, vol.46, no.7, pp.1-19.
4. Park, K. and Choi, D.H., 2004, Shape optimization of a plate-fin type heat sink

- with triangular-shaped vortex generator, *KSME International Journal*, vol.18, no.9, pp.1590-1603.
5. Madsen, J.I. and Langyhjem, M., 2001, Multifidelity Response Surface Approximations for the Optimum Design of diffuser flows, *Optimization and Engineering*, vol.2, pp.453-468.
 6. Rodriguez, J.F., Renaud, J.E., Wujek, B.A., and Tappeta, R.V., 2000, Trust region model management in multidisciplinary design optimization, *J. of Computational and Applied Mathematics*, vol.124, pp.139-154.
 7. Hong,K.J., Kim, M.S., and Choi, D.H., 2001, Efficient Approximation Method for Constructing Quadratic Response Surface Model, *KSME Int. Journal*, vol.15, no.7, pp.876-888.
 8. Hong,K.J., Kim, M.S., and Choi, D.H., 2000, Progressive Quadratic Approximation Method for Effective Constructing the Second-Order Response Surface Model in the Large Scaled System Design, *J. of KSME, Part A*, vol.24, no.12, pp.3040-3052.
 9. Vanderplaats, G.N., 1984, Numerical optimization techniques for engineering design with application, Chap.2, McGraw-Hill, New York.
 10. 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, 1984.
 11. 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 Flow Flow*, vol.17, pp.228-237.
 12. FLUENT 6 User's Guide, FLUENT Inc., 1998.
 13. Patankar, S.V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, Washington.
 14. Park, K., Choi, D.H. and Lee, K.S., 2003, Design Optimization of Plate-fin Type Heat Sink for Thermal Stability, *Proc. KSME 2003 Fall Annual Meeting (B)*, pp.

43-48.

< GA를 이용한 내부환이 부착된 열교환기 최적설계 >

1. Pak Hi-Yong, Park Kyoung-Woo and Choi Moon-Suk, 1998, "Numerical Analysis of the Flow and Heat Transfer Characteristics for Forced Convection-Radiation in Entrance Region of an Internally Finned Tubes," KSME Int. J., Vol. 12 no. 2, pp. 310~319.
2. Liu, X. and Jensen, M. K, 2001, "Geometry Effects on Turbulent Flow and Heat Transfer in Internally Finned Tubes," ASME J. of Heat Transfer, Vol.123, pp. 1035~1044.
3. Fabbri, G., 1998, Heat Transfer Optimization in Internally Finned Tubes Under Laminar Flow Conditions, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol.41, no.10, pp.1243-1253.
4. Lee, J, Lee, S. and Park, K., 2005, Flow/Heat Transfer Analysis and Shape Optimization of a Heat Exchanger with Internally Finned Tube, Trans, of the KSME (B), Vol.29, No.4, In printing.
5. Patankar, S. V., Liu, C. H. and Sparrow, E. M., 1977, Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 99, pp. 180~186.
6. 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.
7. Norris, L. H., and Reynolds, W. C., 1975, "Turbulent Channel Flow with a Moving Wavy Boundary," Report. FM-10, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, CA
8. STAR-CD Manual, 2001, Computational Dynamics, Co., London. U. K.

9. A, Carlo Poloni, Andrea Giurgevich, Luka Onesti, Valentino Pediroda, 1999, Hybridisation of a Multi-Objective Genetic Algorithm, a Neural Network and a Classical Optimizer for a Complex Design Problem in Fluid Dynamics, Dipartimento di Energetica Universita di Trieste, Italy.
10. Goldberg, D., 1989, Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning, Addition-Wesley
11. Michalewicz, Z., 1992 ,Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution Programs, Springer-Verlog
12. Booker, L.B., 1987 , Improving Search in Genetic Algorithms”, in Davis L(Editor), “Genetic Algorithms and Simulated Annealing, Morgan Kaufmann Publishers, Los Altos, CA
13. Moon, B.R., 2001, Genetic Algorithm, DaSung Publication Co.

< 다목적 GA를 이용한 나선형 흰이 부착된 관내 최적설계 >

1. Fabbri, G., 1998, Heat transfer optimization in internally finned tubes under laminar flow conditions, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol.41, No.10, pp.1243-1253.
2. Pak, H. Y., Park, K. W. and Choi M. S., 1998, Numerical analysis of the flow and heat transfer characteristics for forced convection-radiation in entrance region of an internally finned tubes,” KSME Int. J., Vol. 12 no. 2, pp. 310-319.
3. Al-Sarkhi, A. and Abu-Nada, E., 2005, Characteristics of forced convection heat transfer in vertical internally finned tube, Int. Comm. in Heat and Mass Transfer, vol.32, pp.557-564.
4. Jensen, M. K., Vlakancic, A., 1999, Experimental investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in internally finned tubes, Int. J. of

- Heat and Mass Transfer, Vol.42, pp.1343-1351.
5. Liu, X. and Jensen, M. K, 2001, "Geometry effects on turbulent flow and heat transfer in internally finned tubes," ASME J. of Heat Transfer, Vol.123, pp. 1035~1044.
 5. Lee, Juhee, Lee, Sangwhan, Lim, Hyo-Jae and Park, Kyoungwoo, 2005, Flow/heat transfer analysis and shape optimization of a heat exchanger with internally finned tube, Trans, of the KSME (B), Vol.29, No.4, pp.460-468(Korean).
 6. Lee, Sangwhan, Lee, Juhee, and Park, Kyoungwoo, 2005, An Application of multi-objective global optimization technique for internally finned tube, J. of SAREK, Vol.17, No.10, pp.938-946(Korean).
 8. Patankar, S. V., Liu, C. H. and Sparrow, E. M., 1977, Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 99, pp. 180~186.
 9. 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.
 10. Norris, L. H., and Reynolds, W. C., 1975, "Turbulent channel flow with a moving wavy boundary," Report No. FM-10, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, CA
 11. Poloni, A. C., Giurgevich, A., Onesti, L., Pediroda, V., 1999, Hybridisation of a multi- objective genetic algorithm, a neural network and a classical optimizer for a complex design problem in fluid dynamics, Dipartimento di Energetica Universita di Trieste, Italy.
 12. Goldberg, D., 1989, Genetic algorithms in search, optimization and machine learning, Addition-Wesley.
 13. Michalewicz, Z., 1992 ,Genetic algorithms + data structures = evolution programs, Springer-Verlog.

14. Booker, L.B., 1987 , Improving search in genetic algorithms”, in Davis L(Editor), “Genetic Algorithms and Simulated Annealing, Morgan Kaufmann Publishers, Los Altos, CA
15. STAR-CD Manual, 2001, Computational Dynamics, Co., London. U. K.
16. J. P. Holman, 1986, Heat Transfer, McGraw-Hill Book Company, pp. 274~278.

< *Kriging*법을 이용한 열교환기 최적설계 >

1. 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.
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. Park, K., Choi, D.H., and Lee, K.S., 2004, Optimum design of plate heat exchanger with staggered pin arrays, Numerical Heat Transfer PartA, vol.45, pp.347-361.
4. Park, K.,Choi, D.H., and Lee, K.S., 2004, Numerical shape optimization for high performance of a heat sink with pin-fins, Numerical Heat Transfer Part A, vol.46, pp.909-927.
5. Box, G. E. P., Hunter, W. G. and Hunter, J. S., 1978, Statistics for Experimenters, John Wiley & Sons, NY.
6. Sacks, J., Welch, W. J., Mitchell, T. J. and Wynn, H. P., 1989, Design and Analysis of Computer Experiments, Statistical Science, Vol.4, No.4, pp.409-435.
7. Friedman, J. H., 1991, Multivariate Adaptive Regression Splines, the

- Annals of Statistics, Vol.19, No.1, pp.1-141.
8. Hardy, R. L., 1971, Multiquadratic Equations of Topography and Other Irregular Surfaces, Journal of Geophysical Research, Vol.76, pp.1905-1915.
 9. Krige, D.G., 1951, A statistical approach to some basic mine valuation problems on the Witwatersrand, Journal of the Chemical Metallurgical and mining society of south Africa, Vol.52, pp.119-139.
 10. Matheron, G., 1962, Traite de geostatistique appliquee. Tome I, Memoires du Bureau de Recherches Geologiques et Minieres, Vol. 14, Editions Technip, Paris.
 11. Simpson, T.W., A Concept Exploration Method for Product Family Design, 1998, Ph.D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, Georgia Institute of Technology.
 12. 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.
 13. 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.
 14. FLUENT 6 User's Guide, FLUENT Inc., Lebanon, New Hampshire, 2003.
 15. Patankar, S.V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, Washington.
 16. Box, G.E.P. and Wilson, K.B., 1951, On the experimental attainment of optimum conditions, Journal of the Royal Statistical Society, Series B, Vol.13, pp.1-45.
 17. Box, G.E.P. and Behnken, D.W., 1960, Some New Three Level Designs for the Study of Quantitative Variables, Technometrics, Vol.2, No.4, pp.455-475.
 18. McKay, M. D., Beckman, R. J. and Conover, W. J., 1979, A Comparison

of Three Methods for Selecting Values of Input Variables in the Analysis of Output from a Computer Code, *Technometrics*, Vol.21, No.2, pp.239-245.

19. Holland, J.H., *Adaptation in Natural and Artificial Systems*, 1975, University of Michigan Press.
20. Kirkpatrick, S., Gelatt Jr. C.D. and Vecchi, M.P., *Optimization by Simulated Annealing*, *Science*, 1983, Vol.220, 671-680.
21. Park, K. and Choi, D.H., 2004, *Shape Optimization of a Plate-Fin Type Heat Sink with Triangular-Shaped Vortex Generator*, *KSME Int. Journal*, Vol.18, No.9, pp.1590-1603.