

오프셋 스트립 힌 최적 설계[§]

김민수* · 이관수*[†]

* 한양대학교 기계공학부

Optimum Design of Offset-Strip Fins

Min-Soo Kim* and Kwan-Soo Lee*[†]

* Dept. of Mechanical Engineering, Hanyang Univ.

(Received January 12, 2010 ; Revised February 12, 2010 ; Accepted February 16, 2010)

Key Words : Offset-Strip Fins(오프셋 스트립 힌), Optimum Design(최적설계), MGA(마이크로 유전 알고리즘), *JF* factor(*JF* 인자)

초록: 본 연구에서는 오프셋 스트립 힌 열교환기에서 힌 형상에 대한 최적화를 수행하였다. 압력강하량은 감소시키고 열전달량을 증가시키기 위해 이 둘을 동시에 나타낼 수 있는 j/f , $j/f^{1/3}$, JF 등의 성능 인자가 고려되었다. STDQAO, PQRS, MGA 등의 최적화 기법이 사용되었으며, MGA 를 통해 기존 오프셋 스트립 힌보다 JF 인자는 36%, 열전달 성능은 280% 향상된 최적화된 힌 형상을 제안하였다.

Abstract: This paper optimized the design parameters of the offset strip fin in a heat exchanger. To decrease the pressure drop and increase heat transfer, the performance factors such as j/f , $j/f^{1/3}$, and JF , which could be used to estimate the pressure drop and heat transfer simultaneously, were employed as the criteria for optimization. In the present study, STDQAO, PQRS, and MGA were used for solving the constrained nonlinear optimization problem. The JF factor and heat transfer performance of the optimized offset-strip fin were greater than those of the reference offset-strip fin by 36% and 280%, respectively.

- 기호설명 -

C_p : 정압 비열 [J/kg · K]
 D_h : 수력 지름 [mm]
 f : f 인자
 h : 대류 열전달 계수 [W/m²K]
 k : 열전도 계수 [W/m · K]
 j : j 인자
 p : 압력 [Pa]
 s : 힌간 거리 [mm]
 t : 힌 두께 [mm]
 x : 설계 인자

δ : t/l
 ρ : 밀도 [kg/m³]
 하첨자
 in : 입구
 ref : 기준
 total : 총합
 wall : 벽

그리스문자

α : s/h
 γ : t/s

1. 서론

오프셋 스트립 힌은 plate-fin 열교환기에 널리 사용되고 있으며 기하학적 형상에 의해 열전달 면적을 늘릴 뿐만 아니라 각 열마다 열경계층을 새로 생성하여 열전달량을 증가시킨다. 그러나 오프셋 스트립 힌의 설치에 열교환기 내 압력 강하를 증가시키므로 오프셋 스트립 힌의 열전달 및 압력 강하를 연구하는 것은 매우 중요하다. 따라서 오프셋 스트립 힌 설계는 열전달 증가와 압력 강하 감소라는 상반된 물리 현상을 동시에 만족함으로써 효율

[§] 이 논문은 대한기계학회 2009년도 추계학술대회 (2009. 11. 4.-6., 용평리조트) 발표논문임

[†] Corresponding Author, ksleehy@hanyang.ac.kr

적인 설계사양을 얻을 수 있기 때문에 이러한 목적을 달성하기 위하여 최적설계 기술이 요구된다.

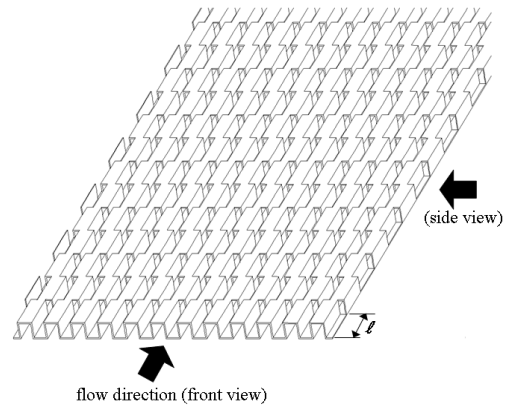
웁셋 스트립 힌 열교환기와 같은 열유체시스템의 최적설계는 과도한 계산 시간과 함수의 비선형성에 의한 수치적 노이즈때문에 구배기반 근사최적화 기법(**gradient-based approximation**)보다 함수기반 근사최적화 기법(**function-based approximation**)이 사용되며,⁽¹⁾ 함수기반 근사 최적화 기법 중 가장 대표적인 것이 반응표면법(**response surface method**)^(2,3)이다. 반응표면법은 비교적 넓은 범위의 설계 영역에 적용할 수 있는 전역 근사 기법으로 전체 해석 결과의 경향을 잘 표현할 수 있는 장점이 있으나 설계 변수의 개수가 많아지면 실험계획법(**design of experiment**)에 의한 함수 계산이 급격히 증가하는 단점이 있다. 이런 단점을 보완하기 위해서 점진적 2 차 반응표면법(**progressive quadratic response surface method, PQRS**)^(4,5)이 제안되었으며, 기존의 반응표면법에 비해 높은 효율성을 보인다.

웁셋 스트립 힌 설계 시 힌 밀집도를 크게 하여 열전달 면적을 증가시키는 것은 열전달 성능을 높이지만 동시에 압력 강하를 크게 하는 단점이 있다. 따라서 힌 설계 시 열전달 증가와 압력 강하 감소라는 상반된 물리 현상을 잘 만족시키려면 이 둘을 동시에 나타내는 성능 지표가 필요하다. 열교환기 힌에서 압력 강하는 **friction factor f** 로, 열전달은 **Colburn factor j** 로 나타내며 이 둘을 결합하여 성능 지표로 사용하고 있다. 이런 성능 지표로 대표적인 것이 $jf, jf^{1/3}, JF$ 이다.

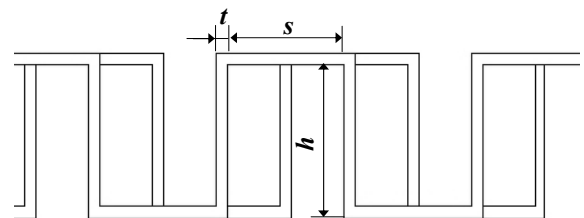
본 연구에서는 기존 웁셋 스트립 힌에서의 압력 강하 및 열전달 특성을 파악하여 얻은 상관식을 이용하여 각 최적화 기법에 대한 효율성을 분석하고 최적 설계를 제안한다. 최적 설계 시 목적함수는 압력 강하와 열전달 성능을 결합한 $jf, jf^{1/3}, JF$ 를 성능 지표로 사용하며, 이에 따른 최적화 결과를 비교하고 이를 통해 최적화된 웁셋 스트립 힌 형상을 제안한다.

2. 최적화 방법 및 힌 성능 지표

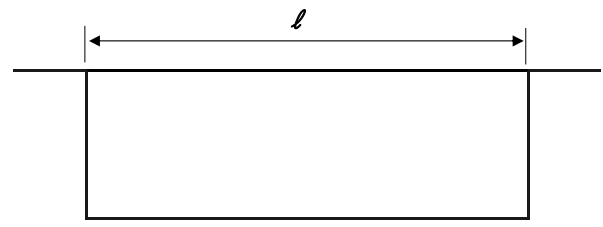
본 연구의 해석 대상 웁셋 스트립 힌은 Fig. 1(a)와 같으며, Fig. 1(b)와 (c)는 정면과 측면에서의 형상이다. 웁셋 스트립 힌의 형상은 Fig. 1(b)와 (c)에 나타난 힌간 거리(**fin spacing, s**), 힌 높이(**fin height, h**), 힌 두께(**fin thickness, t**) 및 힌 길이(**fin length, l**)로 나타내며, 힌의 무차원 설계 인자는 $\alpha = s/h$, $\delta = t/l$, $\gamma = t/s$ 로 정의한다. 최적 설계를 위한 최적화 방법으로는 순차적 이점 대각 2 차 근사 최적설계(**STDQAO**), 점진적 2 차 반응표면법(**PQRS**)과 마이크로 유전 알고리즘(**MGA**)이 각각 사용되었다. 힌의 성능을 나타내는 성능 지표



(a) Overall geometry of offset strip fin



(b) Front-view



(c) Side-view

Fig. 1 Schematic of offset strip fin

는 압력 강하와 열전달 성능을 결합한 $jf, jf^{1/3}, JF$ 를 이용하였다.

2.1 최적화 방법

순차적 이점 대각 2 차 근사 최적 설계(**STDQAO**)는 기존의 이점 지수 근사 기법(**two-point exponential approximation, TPEA**)⁽⁶⁾을 수정한 이점 대각 2 차 근사 기법(**two-point diagonal quadratic approximation, TDQA**)⁽⁷⁾을 이용한 구배 기반 근사 최적 방법이다. 그러나 열유체 시스템과 같이 함수의 비선형성이 매우 크고 이에 따른 노이즈가 심한 경우는 앞의 **STDQAO**와 같은 구배 기반 근사 최적화 기법(**gradient-based optimization**)보다 함수 기반 최적화 기법(**function-based optimization**)을 사용하여야 한다. 함수 기반 최적화 기법 중 가장 널리 사용되는 것이 반응표면법(**response surface modeling**)이다. 그러나 기존 반응표면법은 설계 변수의 개수가 많아지면 실험계획법(**design of**

experiment)에 의한 함수 계산이 급격히 증가하는 단점이 있다. 이런 단점을 보완한 것이 점진적 2 차 반응표면법(progressive quadratic response surface modeling, PQRS_M)^(4,5)이다.

유전 알고리즘(genetic algorithm)은 자연 현상의 진화 원리를 적용한 알고리즘으로 돌연변이(mutation), 교배(crossover)와 선택(selection)에 의해 다음 세대에서 보다 나은 개체로 진화한다. 유전 알고리즘은 유전자의 크기와 한 세대에 몇 개의 유전자가 존재하느냐에 따라 수렴하는 정도가 다르다. 유전자의 크기는 각 변수의 최대값과 최소값 사이를 몇 등분하느냐에 따라 다르며, 이 유전자의 크기가 너무 작으면 수렴 속도는 빠르나 최적값에서 벗어날 가능성이 크고, 유전자의 크기가 너무 크면 수렴 속도가 매우 느리게 되어 많은 세대를 거쳐야만 최적값이 나타난다. 이러한 문제점을 보완한 것이 마이크로 유전 알고리즘(micro genetic algorithm, MGA)⁽⁸⁾이다. 마이크로 유전 알고리즘은 매개변수의 크기나 복잡함에 관계 없이 매우 적은 수의 개체군을 사용하여 진화 연산을 수행하며, 각 세대의 초기 개체군 생성 시에 임의적으로 개체를 생성하는 특징이 있다. 이런 작업이 돌연변이 연산(mutation)의 역할을 대신하고 이에 따라 교배연산비율(crossover rate)은 1 이 되어 수렴 속도를 높이고 계산 횟수를 줄이는 장점이 있다.

2.2 흰 성능 지표

열교환기 흰의 압력 강하 성능 및 열전달 성능은 각각 friction 인자 f 와 Colburn 인자 j 를 이용하여 나타낼 수 있으며 각각에 대한 정의는 다음과 같다.

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho u_{in}^2} \left(\frac{D_h}{4L_m} \right) \tag{1}$$

$$j = St \cdot Pr^{2/3} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}} \tag{2}$$

흰 설계는 열전달 증가와 압력 강하 감소라는 상반된 물리 현상을 동시에 만족하여야 하기 때문에 f 와 j 를 결합하여 나타낸다. 열전달은 망대 특성(larger-the-better)이고 압력 강하는 망소 특성(smaller-the-better)임을 이용하여 단순하게 흰 성능을 나타낸 지표는 다음과 같은 j/f 지수⁽⁹⁾이며, 이 지수가 클수록 흰 성능이 우수함을 나타낸다.

$$j/f = \frac{j}{f} \tag{3}$$

JF 지수⁽¹⁰⁾는 열전달계수와 단위 면적당 펌프 파워(pumping power)의 관계를 이용하여 정의된다. 열전달계수는 식 (2)를 이용하여 다음과 같이 나

타낼 수 있다.

$$\frac{h}{h_{ref}} = \frac{j}{j_{ref}} \frac{Re/D_h}{Re_{ref}/D_{h,ref}} \tag{4}$$

단위 면적당 펌프에 의한 동력파워는 식 (1)을 이용하면 다음과 같다.

$$\frac{\Delta p/A}{\Delta p_{ref}/A_{ref}} = \frac{f}{f_{ref}} \left(\frac{Re/D_h}{Re_{ref}/D_{h,ref}} \right)^3 \tag{5}$$

식 (4)와 (5)를 정리하여 JF 지수라 정의한다.

$$JF = \frac{h/h_{ref}}{\left(\frac{\Delta p/A}{\Delta p_{ref}/A_{ref}} \right)^{1/3}} = \frac{j/j_{ref}}{\left(f/f_{ref} \right)^{1/3}} \tag{6}$$

JF 지수의 기준 흰의 j_{ref} 와 f_{ref} 를 1 이라 하면 다음과 같은 $j/f^{1/3}$ ⁽¹¹⁾을 얻을 수 있다.

$$j/f^{1/3} = \frac{j}{f^{1/3}} \tag{7}$$

3. 최적 설계

읍셋 스트립 흰의 최적화된 형상을 얻기 위하여 앞에서 기술한 최적 설계 방법과 성능 지표를 이용하여 최적 설계 문제를 구성하고 최적화를 수행하였다. 이에 따라 최적화된 흰 형상을 제안하였다.

3.1 읍셋 스트립 흰 상관식

최적화를 위해서 $j/f, j/f^{1/3}, JF$ 의 세 가지 성능 지표를 목적 함수로 설정하였으며 각 지표에 따라 작동 조건, 작동 유체, 형상 변화를 알아보았다. j 와 f 계산에는 Joo 등⁽¹²⁾의 상관식에 막음비를 적용한 다음의 상관식을 사용하였다.

$\beta \leq 15\%$:

$$f = \exp(6.91)(\alpha)^{-0.12} (\delta)^{0.4} (\gamma)^{-0.0404} (Re_{D_s})^{(0.109 \ln Re_{D_s} - 2.04)} \tag{8}$$

$$j = \exp(1.92)(\alpha)^{-0.076} (\delta)^{0.242} (\gamma)^{-0.122} (Re_{D_s})^{(0.0629 \ln Re - 1.27)} (Pr)^{0.00254} \tag{9}$$

$15\% < \beta \leq 25\%$:

$$f = \exp(9.42)(\alpha)^{0.239} (\delta)^{0.597} (\gamma)^{1.05} (Re_{D_s})^{(0.14 \ln Re_{D_s} - 2.17)} \tag{10}$$

$$j = \exp(0.751)(\alpha)^{-0.0552} (\delta)^{0.218} (\gamma)^{-0.012} (Re_{D_s})^{(0.0397 \ln Re - 0.917)} (Pr)^{0.0239} \tag{11}$$

$25\% < \beta \leq 35\%$:

$$f = \exp(6.48)(\alpha)^{0.0803} (\delta)^{0.646} (\gamma)^{0.628} (Re_{D_s})^{(0.0995 \ln Re_{D_s} - 1.54)} \tag{12}$$

$$j = \exp(0.536)(\alpha)^{-0.0231}(\delta)^{0.241}(\gamma)^{-0.0418}(\text{Re}_{D_h})^{(0.0444 \ln \text{Re} - 0.918)}(\text{Pr})^{0.0493} \quad (13)$$

여기서 막음비는 다음과 같다.

$$\beta = \frac{A_{\text{total}} - A_{\text{vac}}}{A_{\text{total}}} = \left(1 - \frac{1}{1 + \alpha\gamma + \gamma + \alpha\gamma^2}\right) \times 100 \quad (\%) \quad (14)$$

3.2 성능 인자 선정

웁셋 스트립 휠에서 각 성능 지표 특성을 알아보기 위해서 본 절에서는 상관식을 이용하여 설계 제한 조건이 없을 때 각 최적화 방법과 성능 지표 특성을 알아보았다.

기준 웁셋 스트립 휠 형상은 $D_h = 1.435 \text{ mm}$, $\alpha = 0.5$, $\delta = 0.033$, $\gamma = 0.083$ 이고 운전조건은 $\text{Re}_{D_h} = 2500$, 작동 유체는 공기($\text{Pr} = 0.72$)로 하였다. 최적 설계 방법은 구배기반 최적화 기법인 STDQAO, 함수기반 최적화 기법인 PQRSM 과 MGA 를 사용하였다. 각 목적함수에 따른 최적 형상은 Table 1 과 같다. STDQAO 의 경우 국부 최적화 기법이기에 초기해에 따른 영향이 커서 모든 성능 지표에 대해 정확한 최적값을 얻지 못했다. PQRSM 의 경우 j/f 지표에 대해서만 최적값을 얻지 못했으며 $j/f^{1/3}$, JF 에 대해서는 더 적은 반복 횟수로 MGA 와 유사한 최적값을 얻기 때문에 PQRSM 이 MGA 에 비해 매우 높은 효율을 보였으며 초기해에 의한 수렴성도 STDQAO 보다는 우수하였다. 각 성능 지표의 경우 공통적으로 α 와 γ 는 각각 0.1 과 0.159 에서 최적 성능을 보였다. 성능 지표의 경우 시스템의 특성에 따라 각각 그에 맞는 성능 지수를 쓰는 것이 바람직하며, 본 연구에서는 j/f 보다는 $j/f^{1/3}$ 와 JF 가 이론적으로 타당하다고 판단^(10,11)하여 j/f 는 성능 지표에서 제외하였다. $j/f^{1/3}$ 과 JF 는 Table 1 과 같이 동일한 최적

Table 1 Optimization results according to objective functions and optimization methods

Objective	Method	α	δ	γ	Result
j/f	STDQAO	1.05	0.01	0.045	0.447
	PQRSM	1.05	0.01	0.045	0.455
	MGA	0.1	0.01	0.159	0.742
$j/f^{1/3}$	STDQAO	0.1	0.06	0.048	0.038
	PQRSM	0.1	0.06	0.048	0.089
	MGA	0.1	0.05	0.159	0.089
JF	STDQAO	0.1	0.06	0.048	1.203
	PQRSM	0.1	0.06	0.048	2.787
	MGA	0.1	0.05	0.159	2.790

값 및 최적 형상을 보이나, $j/f^{1/3}$ 보다는 JF 가 기준 형상의 j_{ref} 와 f_{ref} 를 이용하여 정규화하기 때문에 작은 차이에도 큰 민감도를 보이므로 앞으로의 최적화에서는 목적함수는 JF 를 사용한다.

3.3 상관식을 이용한 최적 설계 응용

본 연구의 웁셋 스트립 휠 열교환기는 연료 냉각기로서 연료측은 디젤, 냉각수측은 50%에틸렌 글리콜이 흐른다. 열교환기의 작동 사양은 Table 2 와 같다. 디젤 측의 유량이 매우 적기 때문에 실제 열성능 문제는 디젤 측에서 발생한다. 따라서 디젤 측의 웁셋 스트립 휠에 대해서만 최적 설계한다. 디젤 측 열교환기 형태는 Fig. 2 에 나타내었다. 디젤 측은 그림과 같이 4 개의 패스로 구성되며 디젤은 입구로 유입되어 첫 번째 패스의 분배 헤더에서 분배되고 연료측 9 개 채널의 웁셋 스트립 휠을 통과한 후 혼합된다. 혼합된 디젤은 다시 두 번째 패스의 9 개 채널로 재분배되며 이 과정을 각 패스마다 반복하고 출구로 유출된다. 디젤이 각 채널에 균일 분배된다고 가정했을 때, 하나의 채널의 유입 유량은 0.0175 kg/s 이다. 각 채널에 웁셋 스트립 휠이 설치되며 각 채널의 크기는 변경할 수 없으므로 웁셋 스트립 휠이 설치되는 공간은 제한된다. 특히 채널 높이가 3 mm 로 제한되므로 휠 높이(h)와 휠 두께(t)의 합은 3 mm 이다. 따라서 휠 두께가 결정되면 휠 높이($h=3-t$)는 자동으로 계산되므로 휠 높이는 설계 인자에서 제외하

Table 2 Operating conditions of fuel cooler

Working fluid	Inlet temperature (°C)	Mass flow rate (kg/s)
Diesel (fuel)	95	0.1571
50% ethyleneglycol (coolant)	80	4.327

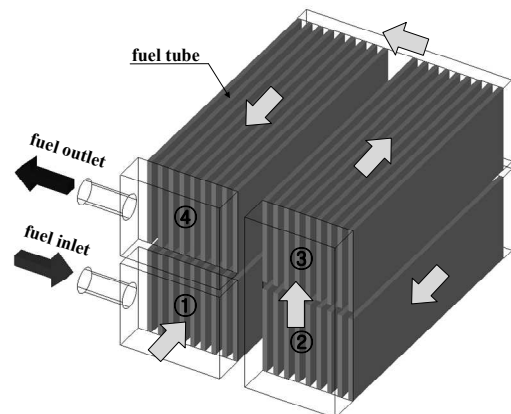


Fig. 2 Flow path of fuel side in a fuel cooler

Table 3 Range of design parameters for optimization

Design variables		Lower limit (mm)	Upper limit (mm)
x_1	s	1	5
x_2	t	0.1	0.5
x_3	l	1	10

Table 4 Optimization results

Method	s_{opt} (mm)	t_{opt} (mm)	l_{opt} (mm)	JF	$jA_{fin}/J_{ref}A_{fin,ref}$	Δp (Pa)
Reference	3.3	0.3	1.5	1.0	1	197.0
STDQAO	1.56	0.1	1.0	1.17	2.01	320.4
PQRSM	1.45	0.1	1.0	1.21	2.22	362.8
MGA	1.0	0.13	5.5	1.36	2.79	399.8

였다. 설계 요구 조건은 열전달량은 클수록 좋고, 압력 강하량은 연료 측의 하나의 채널에서 400 Pa 이하여야 한다. 또한 흰 면적에 대한 구속 조건은 없다. 실제 흰 면적이 커지면 흰 제작 비용이 높아지나 흰 제작 비용보다 열전달량에 대한 요구가 더 커서 흰 면적에 대한 구속은 제외하였다. 목적함수는 앞에서 언급한 JF 와 열전달량을 크게 하기 위해 흰의 열교환면적(A_{fin})에 j 를 곱한 것으로 다중 목적 함수를 취했다. 즉, 효율 측면에서는 JF 지수를 사용하고, 열성능 측면에서는 jA_{fin} 을 사용하였다. 이는 운전 조건과 작동 유체의 물성치가 고정될 때 열전달량을 나타내는 실질적 함수가 j 의 열전달계수와 흰의 열교환 면적이기 때문이다. 따라서 본 연구의 열교환기에 설치되는 읍셋 스트립 흰에 대한 최적화 문제를 Table 3 의 설계 변수와 그 상한과 하한을 이용하여 다음과 같이 구성하였다.

Find x_1, x_2, x_3
 to maximize JF, jA_{fin}
 subject to $1.0 \leq x_1 \leq 5.0$
 $0.1 \leq x_2 \leq 0.5$ (15)
 $1.0 \leq x_3 \leq 10.0$
 $x_2 + h = 3$
 $\Delta p \leq 400 \text{ Pa}$
 $0.05 \leq \beta \leq 0.35$

최적화에 앞서 각 설계 변수 x_1, x_2, x_3 의 변화에 대한 j 와 f 의 변화에 대해 각각 Fig. 3 과 같이 조사하였다. 기준 열교환기 흰 형상은 x_1, x_2, x_3 가 각각 3.3, 0.3, 1.5 mm 이다. 흰간 거리 및 흰 길이가 증가함에 따라 j 및 f 는 감소하였다. 반면에 흰 두께의 변화에 따라 j 및 f 의 변화는 앞의 흰간

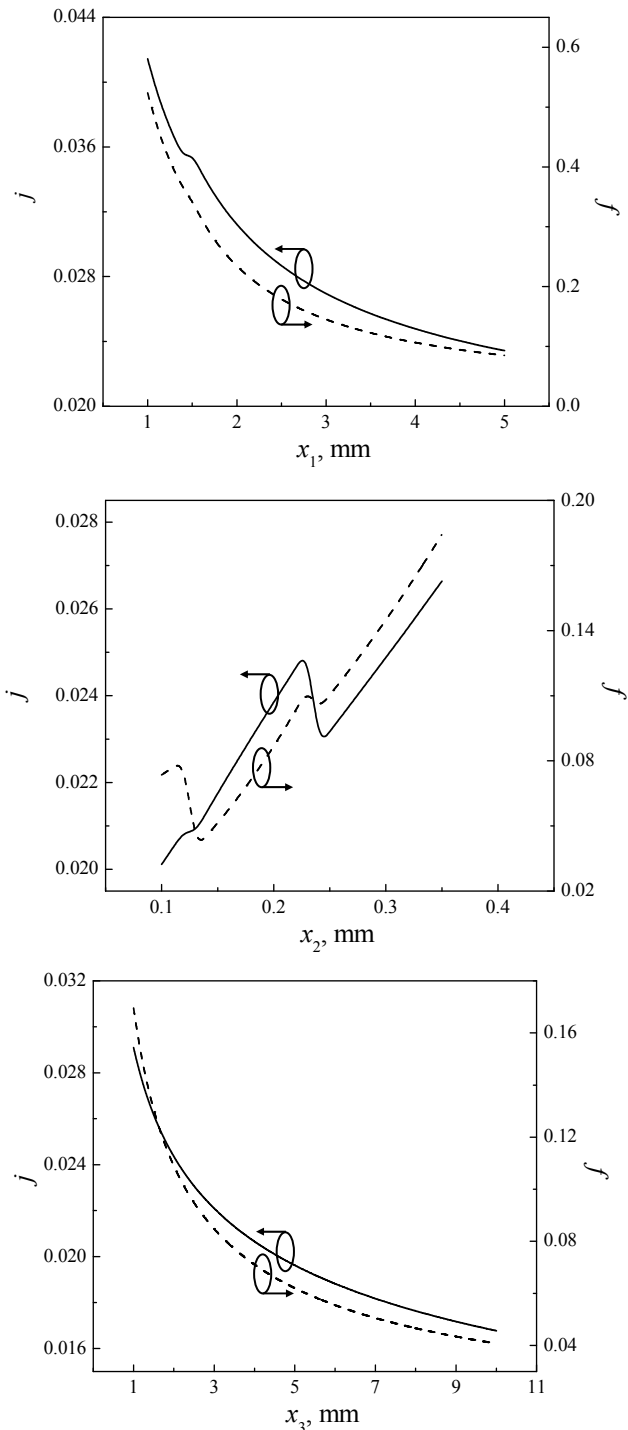


Fig. 3 j and f factors according to design parameters

거리 및 흰 길이의 변화에 비해 커질수록 증가하며 변동이 매우 컸다. 이는 흰 두께에 따라 막음비가 크게 변하고 상관식의 경우 막음비 적용 구간이 각각 다르기 때문이다. 구속 조건인 압력 강하량은 Fig. 4 와 같이 흰간 거리와 흰 길이가 증가할수록 감소하였으며, 흰 길이보다 흰간 거리에 더 민감하고 흰 두께는 두꺼워질수록 압력 강하량이 증가하였다.

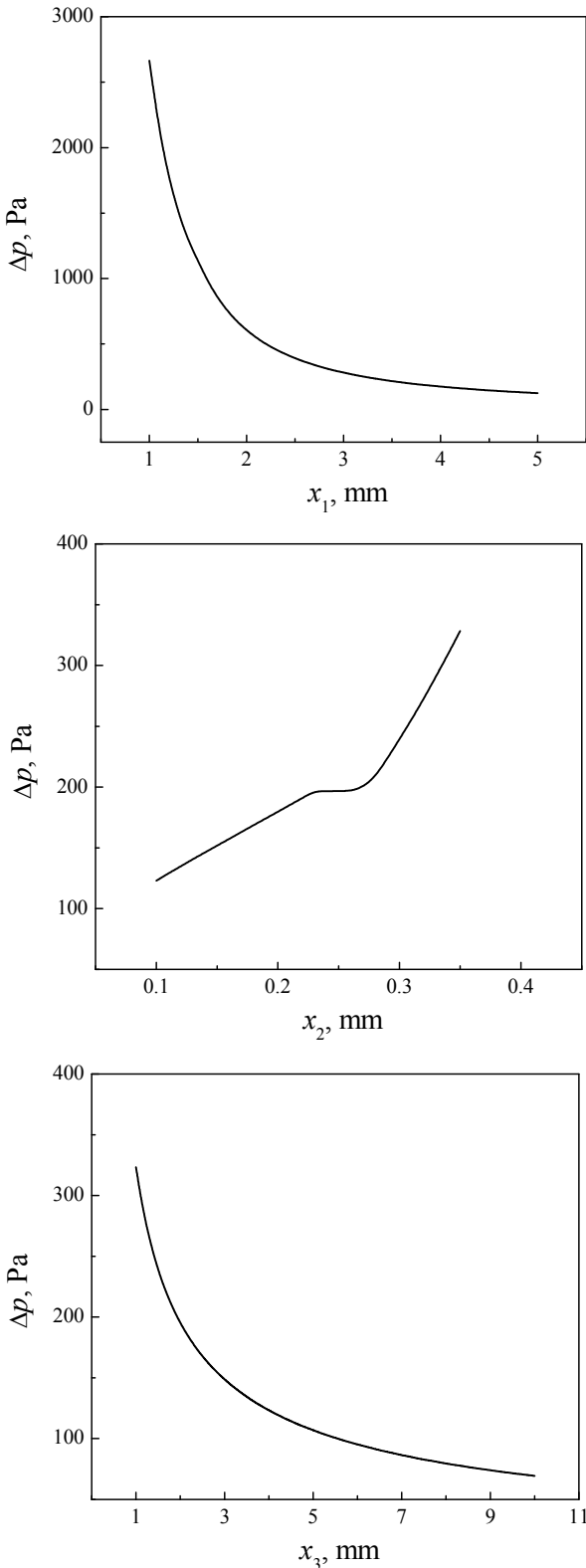


Fig. 4 Pressure drop according to design parameters

상관식을 이용하여 식(15)의 최적화 문제를 STDQAO, PQRS, MGA 를 통해 JF 와 jA_{fin} 을 동시에 최대를 하는 흰 형상을 Table 4 와 같이 얻었

다. 최적화 방법에 따라 최적형상은 각각 다르며, MGA 가 가장 우수한 최적값을 보였다. PQRS의 경우 MGA 보다 낮은 성능의 흰 형상을 최적값으로 보였으나 계산 횟수가 세 방법 중 가장 적어 매우 효율적이었다. STDQAO 는 반복 계산 횟수는 PQRS 보다 많으며 더 낮은 성능의 흰 형상을 제시하여 효율 및 정확도가 가장 불량하였다. MGA 를 통해 얻은 읍셋 스트립 흰의 최적형상은 기존 흰에 비해 JF 는 약 36% 향상시켰으며, 열성능을 나타내는 jA_{fin} 은 약 2.8 배 증가하였다.

4. 결론

본 논문은 수치해석을 통해 얻은 상관식을 통해 운전 조건이 정해져 있고, 흰 설치를 위한 공간이 제한적인 연료 냉각기 읍셋 스트립 흰 형상에 대한 최적화를 수행하였다.

흰의 성능을 나타내는 인자는 $jf, jf^{A/3}, JF$ 를 비교하였으며, $jf^{A/3}, JF$ 는 동일한 최적형상을 나타내나 정규화로 인한 민감도가 큰 JF 가 성능 비교 인자로 더 적합하였다.

흰간 거리 및 흰 길이가 증가함에 따라 j 및 f 는 감소하였다. 반면에 흰 두께의 변화에 따라 j 및 f 의 변화는 변동이 크게 나타났다. 구속 조건인 압력 강하량은 흰간 거리와 흰 길이가 증가할수록 감소하였으며, 흰 길이보다 흰간 거리에 더 민감하고 흰 두께는 두꺼워질수록 압력 강하량이 증가하였다.

상관식을 이용하여 STDQAO, PQRS 및 MGA 를 통해 흰의 최적형상을 얻었다. STDQAO 와 PQRS 의 경우 국부 최적화 기법이기 때문에 MGA 가 가장 우수한 성능의 최적값을 도출하였다. MGA 에서 계산한 최적값은 기존 흰에 비해 JF 는 약 36% 향상시켰으며, 열성능을 나타내는 jA_{fin} 은 약 2.8 배 증가하였다.

후기

이 논문은 2009 년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국과학재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No. 2009-0072371).

참고문헌

- (1) Vanderplaats, G. N., 1984, Numerical Optimization Techniques for Engineering Design with Applications, McGraw-Hill, New York.

- (2) Madsen, J. I. and Langyhjem, M., 2001, "Multifidelity Response Surface Approximations for the Optimum Design of Diffuser Flows," *Optim. Eng.* Vol. 2, pp. 453~468.
- (3) Rodriguez, J. F., Renaud, J. E., Wujek, B. A. and Tappeta, R.V., 2000, "Trust Region Model Management in Multidisciplinary Design Optimization," *J. Comput. Appl. Math.* Vol. 124, pp. 139~154.
- (4) Hong, K. J., Kim, M. S. and Choi, D. H., 2001, "Efficient Approximation Method for Constructing Quadratic Response Surface Model," *KSME Int. J.* Vol. 15, No. 7, pp. 876~888.
- (5) Park, K. and Moon, S., 2005, "Optimal Design of Heat Exchangers Using the Progressive Quadratic Response Surface Model," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 2126~2139.
- (6) Fadel, G. M., Riley, M. F. and Barthelemy, J. M., 1990, "Two Point Exponential Approximation Method for Structural Optimization," *Structural Optimization*, Vol. 2, No. 2, pp.117~124.
- (7) Kim, J. R. and Choi, D. H., 2008, "Enhanced Two-Point Diagonal Quadratic Approximation Methods for Design Optimization," *Computer Method in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 197, pp. 846~856.
- (8) Krishnakumar, K., 1989, "Micro Genetic Algorithms for Stationary and Non-Stationary Function Optimization," *Intelligent Control and Adaptive Systems*, Vol. 1196, pp. 289~296.
- (9) Kays, W. M. and London, A. L., 1984, "Compact Heat Exchangers," McGraw-Hill, New York.
- (10) Yun, J. Y. and Lee, K. S., 2000, "Influence of Design Parameters on the Heat Transfer and Fluid Friction Characteristics of the Heat Exchanger with Slit Fins," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, No. 14, pp. 2529~2539.
- (11) Webb, R. L. and Kim, N. H., 2005, "Principles of Enhanced Heat Transfer," Taylor & Francis, New York..
- (12) Joo, Y. S., Kong, D. H. and Lee, K. S., 2009, "Thermo-Flow Analysis of Offset-Strip Fins According to Prandtl Number," *J. of SAREK*, Vol. 21, No. 6, pp. 340~346.