

근사최적화 기법을 이용한 히트펌프용 마이크로 채널 응축기 설계

서 석 원, 예 휘 열, 이 관 수[†]
한양대학교 기계공학부

Design of a Micro-Channel Heat Exchanger for Heat Pump Using Approximate Optimization Method

Seok-Won Seo, Hwee-Youl Ye, Kwan-Soo Lee[†]
School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received November 21, 2011; revision received January 3, 2012)

ABSTRACT: A general procedure for the optimal design of a micro-channel heat exchanger for heat pump systems is presented. For this design, a performance analysis program that can reflect the various geometric variables of the micro-channel heat exchanger was developed. The deviation between simulated and experiment results of previous research was within 4% for the heat transfer rate. To prove the feasibility of the optimal design process, the performance of the reference heat exchanger was compared to that of the optimized heat exchanger. The JF_{air} and PEC_v of the optimized heat exchanger were enhanced by 14% and 26%, respectively.

Key words: Condenser(응축기), Micro-channel(미세유로), Optimal design(최적설계), Approximate optimization method(근사최적화 기법)

기 호 설 명

A : 전열 면적 [m^2]
 D_{core} : 열교환기 폭 [mm]
 f : 마찰인자
 F_d : 핀 폭 [mm]
 F_h : 핀 높이 [mm]

그 리 스 문 자

F_p : 핀 간격 [mm]
 F_{th} : 핀 두께 [mm]

h : 대류 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
 H_{core} : 열교환기 높이 [mm]
 j : j 인자
 L_a : 루버 각 [deg]
 L_p : 루버 간격 [mm]
 L_{core} : 열교환기 너비 [mm]
 N_{ch} : 채널 수
 N_l : 루버 수
 N_{pass} : 열교환기의 총 패스 수
 N_{plate} : 열교환기의 총 플레이트 수
 $np(i)$: i 번째 패스의 플레이트 수
 P : 압력 [kPa]
 Q : 전열량 [kW]
 S_1 : S_1 영역 길이 [mm]
 S_2 : S_2 영역 길이 [mm]
 t_{tube} : 플레이트 외벽 두께 [mm]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-2220-0426; fax: +82-2-2295-9021

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

t_{web} : 플레이트 내벽 두께 [mm]
 T : 온도 [°C]
 V : 열교환기 체적 [m³]

하첨자

air : 공기
 avg : 평균
 cal : 해석값
 exp : 실험값
 LMTD : 대수평균온도차
 ref : 기준값
 r : 냉매

1. 서 론

기존의 공랭식 히트펌프 열교환기는 난방 운전 시 실외기가 증발기로 작동되었을 때 열교환기의 핀 표면에 응축수가 생성되며 이는 열교환기의 성능을 저하시킨다. 이에 따라 기존의 공랭식 히트펌프에서는 마이크로채널 열교환기에 비하여 전열성능이 떨어지지만 응축수의 배출이 유리한 핀-관 열교환기(fin-tube heat exchanger)를 주로 사용하고 있다. 그러나 엔진으로 압축기를 구동하는 방식의 가스엔진구동 히트펌프(gas driven heat pump)의 경우 난방 운전 시 엔진과 라디에이터에서 발생하는 열에 의해 응축수와 착상에 의한 성능저하 문제가 전기구동 히트펌프(electric driven heat pump)에 비하여 현저히 낮다. 따라서 가스엔진구동 히트펌프용 열교환기의 경우 마이크로채널 열교환기를 사용하는 것이 가능하다. 자동차용 열교환기에 주로 사용되는 마이크로채널 열교환기는 다수의 유로를 가지는 플레이트 튜브, 공기측 열저항을 줄이기 위해 열경계층을 재생성 시키는 구조의 루버핀, 냉매 분배를 위한 헤더(header) 및 분리막(separator) 등으로 구성되어 있다. 마이크로채널 열교환기는 핀-관 열교환기에 비하여 단위체적당 전열면적이 크고 플레이트 튜브와 루버핀 사이의 접촉 열저항이 없기 때문에 전열성능이 매우 우수하다. 우수한 성능의 마이크로채널 열교환기를 설계하기 위해서는 냉매 유로, 플레이트 튜브 및 루버핀 등의 형상이 열교환기 성능에 미치는 영향을 조사하고 설계인자를 최적화시켜야한다. 그러나 이를 실험을 통하여 수행할 경우 많은 시간과 비용이 소요된다. 따라서 마이크로

채널 열교환기 설계에는 성능해석을 위한 프로그램 개발과 프로그램을 통하여 설계변수를 최적화 시키는 과정이 필수적이다.

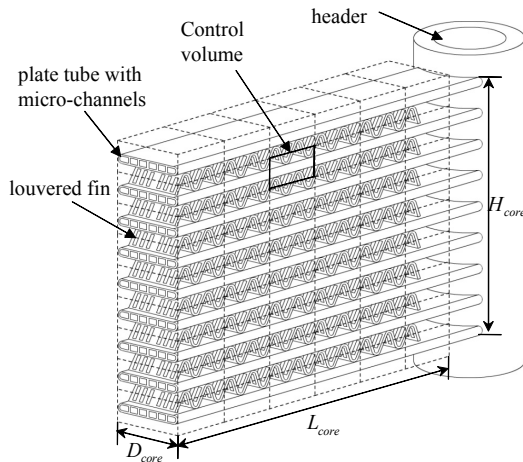
Park and Hrnjak⁽¹⁾은 실험을 통해 R410A를 사용하는 동일한 체적의 마이크로채널 열교환기와 핀-관 열교환기의 성능을 비교하였다. 마이크로채널 열교환기를 사용하는 경우 핀-관 열교환기에 비해 시스템의 COP가 향상되고 냉매 충전량이 감소하여 마이크로채널 열교환기의 우수성을 입증하였다. Kim and Bullard⁽²⁾는 실험을 통해 폭과 높이는 같고 두께 방향의 길이가 다른 2가지 형상의 마이크로채널 열교환기와 4가지 형상의 핀-관 열교환기를 사용하여 공기유속에 따른 열전달 및 압력강하성능을 분석하였다. 그러나 위의 두 연구에서는 제한된 형상의 열교환기를 사용하였기 때문에 열교환기의 각 형상인자가 열전달 및 압력강하 성능에 끼치는 영향은 제시하지 않았다. Chung et al.⁽³⁾은 마이크로채널 튜브를 사용하는 평행류 열교환기(parallel flow heat exchanger)에 대해 augmented lagrangian method (ALM)을 사용하여 냉매가 균일 유량분배를 갖도록 분리막의 위치, 냉매의 입구와 출구의 위치 그리고 마이크로채널의 중횡비를 최적화 하였다. 그러나 그는 단상유동에서의 냉매측 유량분배에 영향을 미치는 인자만을 최적화하였기 때문에 이를 상변화가 발생하는 마이크로채널 응축기의 형상 최적설계에 적용하는 것은 적절치 않다. 이와 같이 마이크로채널 열교환기에 대한 열전달 특성, 핀-관 열교환기와의 성능비교에 관한 연구가 활발히 이루어지고 있는 반면, 마이크로채널 열교환기에 관한 최적설계 연구는 부족한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 히트펌프에 적용할 수 있는 마이크로채널 열교환기의 일반화된 최적설계과정을 소개하고자 한다. 이를 위하여 마이크로채널 열교환기의 다양한 설계인자를 고려할 수 있는 성능해석 프로그램을 개발하였다. 또한 본 연구에서 제시한 최적설계과정에 의해 설계된 열교환기와 기준 열교환기의 성능을 비교하여 최적설계 방법의 타당성을 입증하고자 한다.

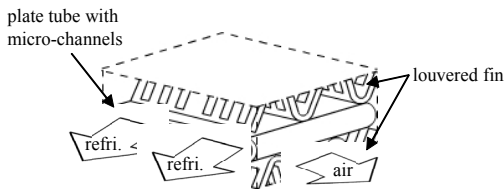
2. 해석 프로그램

2.1 해석 모델

열교환기 성능 해석에는 Fig. 1과 같이 전체 영역



(a) Micro-channel heat exchanger



(b) Control volume

Fig. 1 Schematic of a micro-channel heat exchanger.

을 여러 개의 검사체적으로 나눈 후 각 검사체적을 하나의 열교환기로 생각하여 계산하는 section-by-section법⁽⁴⁾을 사용하였다. 각 검사체적에서의 열전달량 산정에는 공기와 냉매의 열전달계수가 필요하며 이는 실험상관식을 사용하였다. 이때 냉매의 경우 건도가 0.85~1.0 사이에서는 실험상관식 사용범위를 벗어나므로 단상과 2상의 상관식을 선택하곤 하였다. 실험상관식으로부터 얻어진 열전달계수와 ϵ -NTU법⁽⁵⁾을 사용하여 검사체적의 열전달량을 산정하였다. 또한 실험상관식을 사용하여 각 검사체적의 공기와 냉매의 압력강하량을 산정하였다. 검사체적에서 얻어진 열전달량에 에너

지 평형을 적용하고 압력강하량을 고려하여 공기와 냉매의 출구 상태량을 계산하였다. 각 검사체적에서 출구 상태량은 공기와 냉매의 유동방향에 따라 각각 다음 검사체적의 입구 상태량으로 정보가 전달되고, 각 검사체적에서 얻어진 전열량과 압력강하량을 합산하여 전체 열교환기의 성능을 산정하였다. 본 연구에서 사용된 실험상관식은 Table 1과 같다.

열교환기의 열유동 현상은 매우 복잡하기 때문에 다음과 같은 가정을 적용하여 열교환기 성능 해석을 위한 모델링을 단순화 하였다.

- (1) 냉매와 공기의 유동은 정상상태이다.
- (2) 단위 검사체적에서 냉매와 공기의 물성은 일정하다.
- (3) 단일 패스(pass)에서 헤더로부터 각 플레이트 튜브로의 냉매 유량분배는 균일하다.
- (4) 열교환기전면의 공기의 유속분포는 균일하다.
- (5) 헤더에서의 열전달 및 압력강하의 영향은 무시한다.

2.2 프로그램 검증

개발된 프로그램을 검증하기 위하여 실험 논문을 활용하였다. Kim and Bullard⁽²⁾은 공기유속 0.75~1.5 m/s의 범위에서 R22를 사용하는 2가지 형상의 마이크로채널 응축기에 대하여 열전달량과 압력강하량을 측정하였다. Park and Hrnjak⁽¹⁾은 공기유속 1.0 m/s에서 R410A를 사용하는 마이크로채널 응축기에 대하여 열전달량과 압력강하량을 측정하였다. 위의 열교환기 형상과 운전조건에서 시뮬레이션을 수행하여 실험결과와 비교하였으며 이를 Fig. 2에 도시하였다. 실험값과 해석값은 오차범위 4%이내에서 잘 일치하였다.

Table 1 List of correlations used for calculating heat transfer coefficient and pressure drop

Items	Applied region		Correlations
Heat transfer	Air		Chang et al. ⁽⁶⁾
	Refrigerant	Single phase	Dittus-Boelter ⁽⁵⁾
		Two phase	Aker et al. ⁽⁸⁾
Pressure drop	Air		Chang et al. ⁽⁷⁾
	Refrigerant	Single phase	Blasius ⁽⁵⁾
		Two phase	Aker et al. ⁽⁸⁾

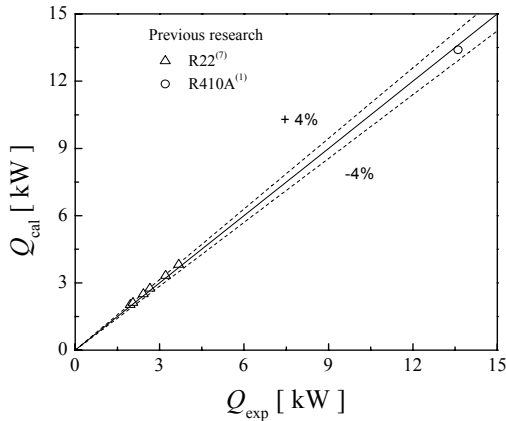


Fig. 2 Comparison of the heat capacity between simulation and experiment using the results of previous research.

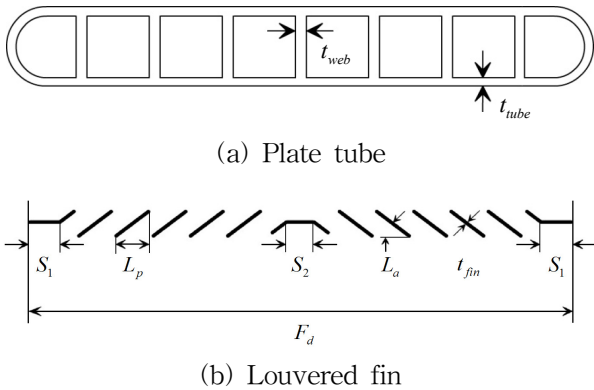


Fig. 3 Cross-section of plate tube and louvered fin geometry.⁽⁶⁾

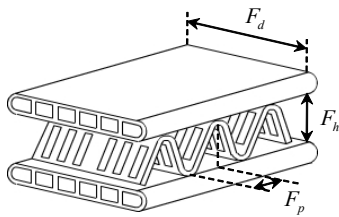


Fig. 4 Design variables used in the optimal design process.

3. 최적 설계

본 연구에서 사용된 열교환기는 20HP급 가스엔진 구동 히트펌프용 마이크로 채널 응축기이며, 냉매는 R410A를 사용하였다. 열교환기의 세부형상은 Fig. 3과 같으며, 이에 대한 기준모델의 열교환기 치수는 Table 2와 같다. 해석을 위한 운전조건은 공기유속 1.86 m/s, 공기 입구온도 35°C, 냉매 입구온도 80°C,

Table 2 Specifications of the reference heat exchanger

Items		value
Core	$L_{core} \times H_{core} \times D_{core}(\text{mm})$	1550 × 1050 × 23.2
	refrigerant flow circuit	37-30-20-14
	$A_{air,ref}(\text{m}^2)$	75.6
	$h_{air,ref}(\text{kW}/\text{m}^2 \cdot \text{°C})$	26.5
Plate	$\Delta P_{air,ref}(\text{Pa})$	154
	$t_{tube}(\text{mm})$	0.3
	$t_{web}(\text{mm})$	0.3
Fin	N_{ch}	10
	$F_p(\text{mm})$	1.06
	$F_h(\text{mm})$	8
	$F_d(\text{mm})$	23.2
	$F_{th}(\text{mm})$	0.115
	$L_p(\text{mm})$	1.2
	$L_l(\text{mm})$	7
$L_a(\text{mm})$	27	
	N_l	16

냉매 입구압력 2800 kPa이다. 냉매 유량의 경우 secant법⁽⁹⁾을 사용하여 냉매의 출구 과냉도 5°C를 만족시키는 냉매유량을 산정하고 이를 해석에 적용하였다. 마이크로채널 열교환기를 최적설계하기 위한 과정은 다음과 같다. 우선, 열교환기의 형상인자 중 최적설계에 사용할 설계변수를 선정할 후, 이에 따른 냉매 유로의 형태를 결정한다. 설계변수 변경에 따른 열교환기의 성능을 평가하기 위하여 목적함수를 선정하고 설계문제를 구성한 후 설계변수를 최적화한다.

3.1 설계 변수

마이크로채널 열교환기의 설계인자는 크게 열교환기의 크기, 플레이트 튜브 형상, 루버핀 형상으로 나눌 수 있다. 일반적으로 열교환기의 너비(L_{core})와 높이(H_{core})는 외부의 골격에 의해 결정되므로 열교환기의 크기는 두께방향의 길이인 핀 폭(fin depth, F_d)에 의해 결정된다. 플레이트 튜브 형상의 설계인자는 플레이트 외벽 두께(tube thickness, t_{tube}), 플레이트 내벽 두께(web thickness, t_{web}) 그리고 플레이트 튜브 당 마이크로채널의 수가 있다. 플레이트 튜브의 경우 전열성능 뿐만 아니라 높은 압력에 의한 내압성을 고려해야하기 때문에 플레이트 외벽 두께와 플레이트 내벽 두께를 변경하는 것은 적절치 않다. 또한 플레이트 튜브는 각 채널의 중횡비가 1에 근접할 때 전열성능이 가장 우수⁽³⁾하므로 이를 만족하도록 플레이트 튜브 당 마이크로채널의 수를 산정하고 설계

변수에서 제외시켰다. 루버핀의 경우 해석에 사용된 공기측 실험 상관식^{6, 7)}이 루버핀의 제한된 세부형상을 반영하고 있기 때문에 루버핀의 세부형상을 설계변수로 선정하는 것은 적절치 않다. 따라서 이를 제외한 핀 폭(F_d), 핀 간격(F_p), 핀 높이(F_h)를 설계변수로 선정하였으며 이를 Fig.4에 도시하였다.

3.2 유로 설계

마이크로채널 열교환기의 열전달 및 압력강하 성능은 냉매 유로의 패스 수 및 각 패스의 플레이트 튜브 수에 영향을 받기 때문에 이에 대한 최적화가 필요하다. 또한 열교환기의 높이(H_{core})가 고정되어 있기 때문에 전체 플레이트 튜브의 수는 핀 높이(F_h)에 종속되고 핀 높이(F_h)가 변경되면 최적 유로도 바뀌게 된다. 따라서 본 연구에서는 핀 높이(F_h)에 따른 냉매 유로를 최적화 하였다.

3.2.1 냉매유로 설계 방법

응축기에서 냉매는 비체적이 큰 기체상태로 유입되어 상변화를 거쳐 상대적으로 비체적이 작은 액체상태로 배출되기 때문에 패스(pass)당 플레이트 튜브 수는 첫 번째 패스에서 마지막 패스로 갈수록 줄어드는 현상이 일반적으로 적용되고 있다. 이와 같은 규칙 하에 완전요인 배치법(full factorial design)을 적용하여 냉매유로를 선정하였다. 그러나 이 방법으로 냉매유로를 최적화 할 경우 발생하는 유로의 경우의 수는 약 35,000개이기 때문에 이를 수작업으로 하게 되면 과도한 시간적 비용이 소요된다. 본 연구에서는 이러한 시간적 비용을 절감하기 위해 냉매유로를 자동으로 생성하는 알고리즘을 개발하여 프로그램에 적용하였다. 이에 대한 알고리즘을 흐름도(flow chart)로 나타내면 Fig. 5와 같다. Fig. 5에서 냉매유로 생성프로그램은 열교환기 전체의 플레이트 수(N_{plate}), 패스 수(N_{pass})의 정보를 입력받는다. 입력받은 정보를 바탕으로 각 패스의 플레이트 튜브 수가 균등하게 나누어 냉매유로를 구성하고, 이를 기준으로 각 패스의 플레이트 튜브 수를 변경하여 새로운 냉매유로를 생성한다. 이 때, 하나의 패스에 지나치게 적은 수의 플레이트 튜브를 배치하면 냉매의 압력강하가 급격히 증가하기 때문에 하나의 패스에 배치할 수 있는 최소 플레이트 튜브 수는 10개로 제한하였다. 첫 번째 패스를 제외한 모든 패스에 10개 미만의 플레이트 튜브가 배치되면 프로그램을 종료한다. 본 연구에서는 위의 프로그램

을 사용하여 2, 4, 6패스의 냉매유로를 생성하였다. 냉매유로 생성프로그램을 사용하여 생성된 핀 높이에 따른 냉매유로의 수를 Table 3에 정리하였다.

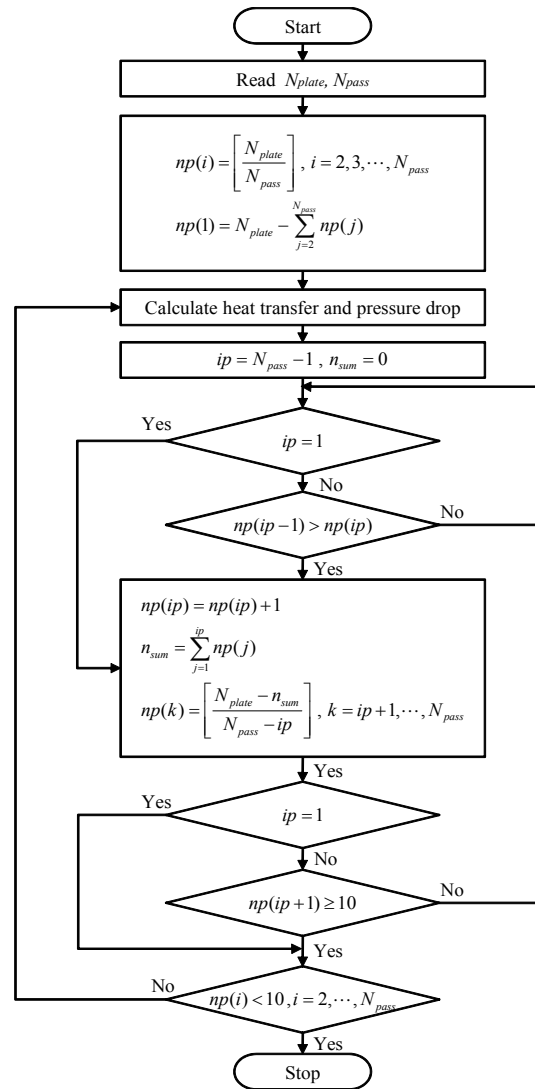


Fig. 5 Flow chart of the algorithm used for generating the refrigerant flow circuits.

Table 3 Number of refrigerant flow circuits generated by the simulation with varying fin height

Fh(mm)	2-pass	4-pass	6-pass
4	75	2768	15973
5	61	1768	6381
6	53	1162	2562
7	47	809	1092
8	41	534	371
9	37	388	148
10	33	269	43
11	30	195	10
12	27	138	5

3.2.2 냉매유로 성능 평가

냉매 유로선정에는 망대(larger the better)특성인 전열량과, 망소(smaller the better)특성인 압력강하량을 동시에 고려해야 한다. 일반적인 열교환기의 성능 평가에는 압력강하계수 f 와 Colburn j factor를 사용하지만 응축기에서는 냉매의 상변화가 발생하기 때문에 이를 사용하는 것은 적절치 않다. 이에 따라 본 연구에서는 냉매 유로의 성능을 평가하기 위하여 열전달량과 압력강하량을 각각 무차원화 시키고 여기에, $JF^{(10)}$ 지수의 개념을 도입하여 다음과 같은 성능 평가 지표를 사용하였다.

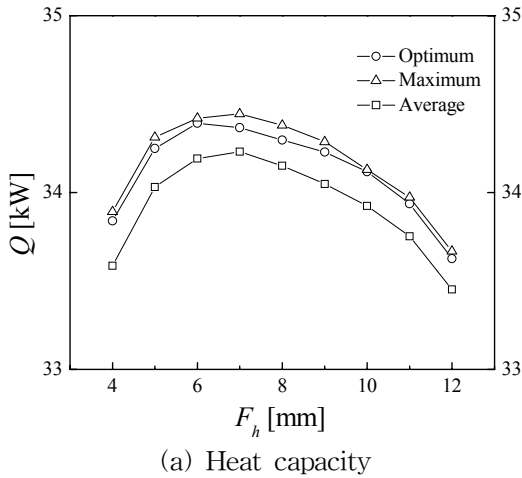
$$PEC_r = \frac{Q/Q_{avg}}{(\Delta P/\Delta P_{avg})^{1/3}} \quad (1)$$

Q_{avg} 와 ΔP_{avg} 는 핀 높이에 따른 각 패스별 모든 경우의 유로에 대한 전열량과 압력강하량의 평균

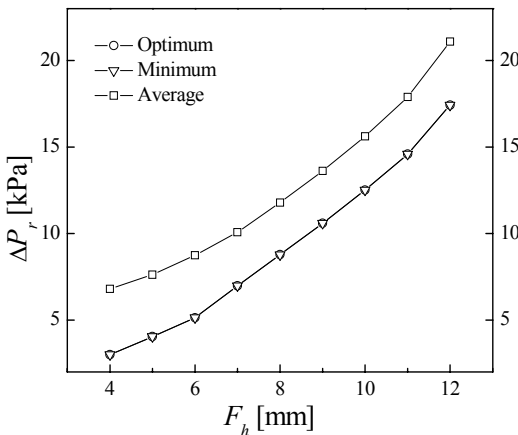
값이다. 위의 성능 평가지표의 타당성을 검증하기 위하여 앞 절에서 생성한 4패스 냉매유로에 대하여 핀 높이에 따른 전열량과 압력강하량을 Fig. 6에 도시하였다. Fig. 6에서 maximum과 minimum은 핀 높이에 따른 4패스 냉매유로의 최대 전열량과 최소 압력강하량을 각각 나타내며, average는 핀 높이에 따른 4패스 냉매유로의 열전달량과 압력강하량의 평균값을 나타낸다. optimum은 핀 높이에 따른 4패스 냉매유로 중, 위의 성능 평가지표를 사용하여 선정된 최적 유로의 전열량과 압력강하량이다. Fig. 6(a)를 보면 최적화된 냉매유로의 전열량은 최대값에 근접하였으며, Fig. 6(b)의 경우 압력강하는 최소값에 근접하였다. 따라서 본 성능평가 지표는 열전달량과 압력강하량의 특성을 잘 반영하고 있으므로 이 지표 사용하여 냉매유로를 설계하였다.

3.2.3 냉매유로 설계 결과

제 3.2.1절에서 생성된 전체 유로에 대하여 식(1)의 성능 평가 지표를 사용하여 핀 높이에 따른 각 패스별 최적 유로를 도출하였다. 도출된 최적 유로의 전열량과 압력강하량을 Fig. 7에 도시하였다. 2패스 유로는 핀 높이에 관계없이 4패스와 6패스 유로에 비하여 전열성능이 떨어졌다. 4패스와 6패스 유로의 전열성능은 비슷한 수준이지만 압력강하성능은 4패스 유로가 우수하다. 따라서 본 연구에서는 압력강하 대비 전열성능이 우수한 4패스 유로를 사용하였다. 4패스 유로의 핀 높이에 따른 최적 유로를 Table 4에 정리하였다.



(a) Heat capacity



(b) Pressure drop

Fig. 6 Results of the refrigerant flow circuit optimization in the 4-pass heat exchanger.

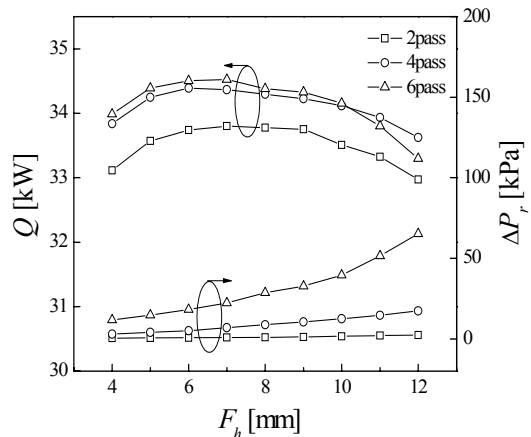


Fig. 7 Comparison of heat capacity and refrigerant pressure drop with an optimized refrigerant flow circuit of 2, 4 and 6 passes.

Table 4 Number of plate tubes at each pass with varying fin height in the optimized 4-pass heat exchanger

Fh(mm)	Number of plate tubes			
	pass #1	pass #2	pass #3	pass #4
4	56	41	41	23
5	48	41	32	20
6	42	41	25	17
7	42	34	22	14
8	37	30	20	14
9	31	29	20	12
10	28	27	19	11
11	26	25	16	12
12	25	22	15	11

3.3 목적 함수

열교환기는 열전달은 증가시키고 압력강하는 감소시키는 방향으로 설계되어야 한다. 이러한 특성을 결합시킨 성능 평가 지표가 JF 지수⁽¹⁰⁾이다. 본 연구에서는 JF 지수를 공기측 목적함수로 적용하였다. JF 지수는 열전달계수와 단위면적당 펌프동력의 관계로부터 다음과 같이 정의된다.

$$JF_{air} = \frac{j/j_{ref}}{(f/f_{ref})^{1/3}} = \frac{h_{air}/h_{air,ref}}{\left(\frac{\Delta P_{air}/A_{air}}{\Delta P_{air,ref}/A_{air,ref}}\right)^{1/3}} \quad (2)$$

열전달 계수는 Newton의 냉각법칙으로부터 다음과 같이 산정하였다.

$$h_{air} = \frac{Q}{A_{air}\Delta T_{LMTD}} \quad (3)$$

이를 식(2)에 대입하여 정리하면 JF_{air} 지수는 다음과 같다.

$$JF_{air} = \frac{Q}{\Delta T_{LMTD}} \frac{(\Delta P_{ref}/A_{ref})^{1/3}}{h_{ref}} \frac{1}{\Delta P_{air}^{1/3} A_{air}^{2/3}} \quad (4)$$

$$= \frac{c_1 c_2}{\Delta P_{air}^{1/3} A_{air}^{2/3}}$$

여기서,

$$c_1 = \frac{(\Delta P_{air,ref}/A_{air,ref})^{1/3}}{h_{air,ref}}, \quad c_2 = \frac{Q}{\Delta T_{LMTD}}$$

본 연구에서는 동일한 운전조건에서 전열량 34 kW를 만족시키며 냉매 출구 과냉도 5°C를 확보할 수 있는 응축기를 설계하고자 한다. 따라서 전열량 및 공기와 냉매의 입, 출구 온도는 상수이다. 또한 기준모델의 공기측 압력강하량, 열전달 계수, 전열면적도 상수이다. 이에 따라 공기측 압력강하와 전열면적이 작을수록 JF_{air} 지수는 커지게 되며 JF_{air} 지수만을 성능 평가 지표로 사용할 경우 열교환기 체적이 증가하게 된다. 이를 방지하기 위하여 다음과 같은 PEC_V 지수를 목적함수로 추가하였다.

$$PEC_V = \frac{V_{ref}}{V} \quad (5)$$

PEC_V 지수는 열교환기 체적의 함수로 PEC_V 지수가 1보다 크면 기준열교환기에 비하여 체적이 감소하는 것을 의미한다.

3.4 설계문제 구성

설계문제를 구성하기 위하여 다음과 같이 구속조건을 설정하였다. 핀 간격이 0.7 mm를 미만이면 루버핀 간의 간섭현상이 발생하게 되므로 이를 0.7 mm 이상으로 제한하였다. 열교환기의 높이(H_{core})와 너비(L_{core})는 고정되어있기 때문에 열교환기 체적은 핀 폭(F_{depth})에 의해 결정된다. 따라서 체적을 감소시키기 위하여 핀 폭은 기준 열교환기의 핀 폭보다 작아야 한다. 핀 높이(F_h)의 경우 4 mm 미만에서는 공기측 전열면적 감소로 인해 열전달능력이 감소하고, 12 mm를 초과하면 플레이트 튜브의 수 감소로 인해 냉매 압력강하가 급격히 증가한다. 따라서 핀 높이는 4~12 mm의 범위만을 고려하였다. 또한 과도한 냉매 압력강하는 열교환기의 성능을 저하시키므로 냉매 압력강하의 상한선을 50 kPa로 설정하였다. 앞서 선정한 목적함수와 구속조건을 사용하여 다음과 같이 설계문제를 구성하였다.

$$\begin{aligned} \text{Fing} & \quad x_1, x_2, x_3 \\ \text{Objective} & \quad JF_{air}, PEC_V \\ \text{subject to} & \quad 0.7 \text{ mm} \leq x_1 \leq 5 \text{ mm} \quad (6) \\ & \quad 16 \text{ mm} \leq x_2 \leq 23.2 \text{ mm} \\ & \quad 4 \text{ mm} \leq x_3 \leq 12 \text{ mm} \\ & \quad \Delta P_r \leq 23.2 \text{ mm} \end{aligned}$$

여기서,

$$\begin{aligned} x_1 &= \text{fin pitch}, F_p \\ x_2 &= \text{fin depth}, F_d \\ x_3 &= \text{fin height}, F_h \end{aligned}$$

3.5 최적화 기법

개발된 프로그램을 이용하여 최적 설계에 필요한 해석을 직접 수행할 경우 과도한 수치적, 시간적 비용이 소요된다. 따라서 본 연구에서는 원래의 함수를 적절한 근사모델로 치환하여 최적 설계에 필요한 해석을 수행하는 근사 최적설계를 사용하였다. 근사모델을 생성하기 위하여 실험계획법(design of experiment)을 사용하였으며 3변수 5수준의 완전요인배치법을 사용해 125개의 실험점을 생성하였다. 생성된 실험점에서 시뮬레이션을 수행하여 얻어진 결과와 Kriging법⁽¹¹⁾을 사용해 근사모델을 생성하였다.

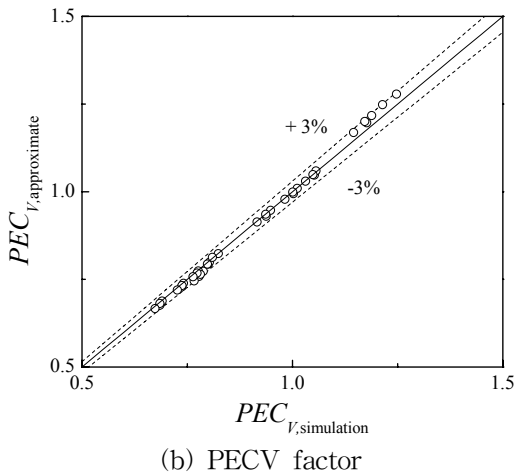
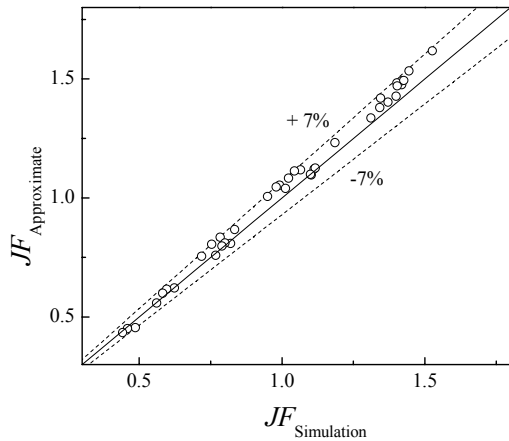


Fig. 8 Comparison of the objective functions with an approximate model and simulation.

근사모델의 유효성을 판단하기 위하여 근사모델 생성에 사용되지 않은 임의의 실험점 40개에서 시뮬레이션과 근사모델의 결과를 비교하여 Fig. 8에 도시하였다. 근사모델과 시뮬레이션 결과는 JF_{air} 지수 7%, PEC_V 지수 3% 내에서 잘 일치하였다. 따라서 위의 근사모델과 함수기반 최적화 기법인 마이크로 유전알고리즘⁽¹²⁾(micro Genetic Algorithm)을 사용해 열교환기 형상을 최적설계 하였다. 이를 위하여 최적화 상용 프로그램인 PIANO⁽¹³⁾를 이용하였다.

3.6 최적설계 결과

앞 절에서 설명한 설계 기법을 바탕으로 최적설계를 수행하여 그 결과를 Table 5에 정리하였다. 핀 폭(F_d)은 기준모델의 값인 23.2 mm에서 18.4 mm로 감소하였다. 그 결과 열교환기의 체적이 감소하여 PEC_V 지수가 26% 증가하였다. 공기측 압력강하(ΔP_{air})가 11% 증가 하였지만 JF_{air} 지수가 14% 증가하여 압력강하 대비 전열성능은 향상되었다. 핀 높이(F_h)는 기준모델의 값인 8 mm에서 6 mm로 감소하여 전체 플레이트 튜브 수가 101개에서 125개로 증가하였고 그 결과 냉매측 압력강하량(ΔP_r)이 19.3% 감소하였다.

4. 결론

본 연구에서는 히트펌프용 마이크로채널 응축기의 일반화된 최적설계 과정을 소개하였다. 이를 위하여 마이크로채널 응축기의 다양한 설계인자를 고려할 수 있는 성능해석 프로그램을 개발하였다. 기존의 실험결과^(1, 2)와 프로그램의 해석결과는 4% 오차범위 내에서 일치하였다. 열교환기 최적설계에는 근사 최적화 기법을 적용하였으며 실험계획법과 Kriging법을 사용해 근사모델을 생성하였다. 생성된 근사모

Table 5 Results of the optimal design

Items	Reference	Optimal
F_p (mm)	1.06	0.91
F_d (mm)	23.2	18.4
F_h (mm)	8	6
JF_{air}	1	1.14
PEC_V	1	1.26
ΔP_r (kPa)	11.9	9.6
ΔP_{air} (Pa)	154	172.4

텔에 마이크로 유전알고리즘을 적용하여 열교환기의 형상을 최적화 하였다. 본 연구에서 제시한 최적 설계 과정의 타당성을 입증하기 위하여 최적화된 열교환기와 기준 열교환기의 성능을 비교하였다. 최적화된 열교환기는 기준 열교환기에 비하여 PEC_V 지수는 26%, JF_{air} 지수는 14% 향상되었다.

후 기

본 연구는 2011년도 지식경제부의 재원으로 한국 에너지 기술 평가원(2006ECM11P2910-21-3-020)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.

참고문헌

1. Park, C. Y. and Hrnjak, P., 2008, Experimental and numerical study on microchannel and round-tube condensers in a R410A residential air-conditioning system, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 31, pp. 822-831.
2. Kim, M. H. and Bullard, C. W., 2002, Performance evaluation of a window room air-conditioner with microchannel condensers, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 124, pp. 47-55.
3. Chung, K., Lee, K. S., and Lee, W. S., 2002, Optimization of the design factors for thermal performance of a parallel-flow heat exchanger, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 4773-4780.
4. Lee, J. H., Bae, S. W., Bang, K. H., and Kim, M. H., 2002, Experimental and numerical research on condenser performance for R22 and R407C refrigerants, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 27, pp. 372-382.
5. Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., *Fundamentals of heat and mass transfer*, 6th edition, Wiley.
6. Chang, Y. J. and Wang, C. C., 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 533-544.
7. Chang, Y. J., Hsu, K. C., Lin, Y. T., and Wang, C. C., 2000, A generalized friction correlation for louver fin geometry, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 2237-2243.
8. Aker, W. W., Deans, H. A., and Crosser, O. K., 1959, Condensation heat transfer within horizontal tubes, *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, Vol. 55, pp. 171-176.
9. Lee, K. S., 2008, *Numerical methods for engineering*, Wonwha.
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. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 2529-2539.
11. Sacks, J., Welch, W. J., Mitchell, T. J., and Wynn, H. P., Design and analysis of computer experiments, *Statistical Science*, Vol. 4, pp. 409-435.
12. Krishnakumar, K., 1989, Micro genetic algorithms for stationary and non-stationary function optimization, *Intelligent Control and Adaptive Systems*, Vol. 1196, pp. 289-296.
13. PIAAnO(Process Integration, Automation and Optimization) User's manual, Version 3.3, Framax INC., 2011.