대한설비공학회 2006하계학술발표대회 논문집 pp.357~362

06-S-056

다분지 미니 채널 열교환기의 액단상 열전달 특성에 관한 연구

임 용 빈, 이 승 훈†, 김 정 훈*, 김 종 수**
부경대학교 대학원, *부산대학교 기계공학부, **부경대학교 기계공학부

A study of heat transfer characteristics on the Multi-pass Heat exchanger with Minichannel

Yong-Bin Im, Seung-Hun Lee†, Jeung-Hoon Kim*, Jong-Soo Kim**
Department of Refrigeration & Air Conditioning Engineering, Graduate School of Pukyong National University, Busan 608-739, Korea
**School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea*
***Division of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea*

ABSTRACT: This research focused on the multi-pass heat exchanger using the minichannel possessing the spring fin. An air-water was used as working fluid. The characteristics of liquid single phase heat transfer were verified. The compact heat exchanger (heat transfer area density : $\beta = 2{,}146\ m^2/m^3$), based on the shape of header(Top combining header), 63 minichannels (D_i : 1.4 mm, L : 0.25 m) and the air side adopting the copper wire spring fin, was fabricated. The heat transfer area density of the air side was improved up to 161% when compared with the conventional fin-tube heat exchanger that adopts the heat transfer tube with the inner diameter of 5 mm. With regard to heat transfer performance, heat transfer rate per unit volume increased up to 142% when compared with the fin-tube heat exchanger adopting the heat transfer tube with the inner diameter of 5 mm.

Key words: Compact Heat exchanger(컴팩트 열교환기), Multi-pass(다분지), Heat transfer performance(열전달율), Minichannel(미니채널)

기 호 설 명

A	:	전열면적	[m^2]
C_p	:	비열	[kJ/kg·K]
D_h	:	수력직경	[m]
f	:	Friction factor of Kays and London	[−]
G	:	질량 유속	[kg/m^2s]
h	:	대류 열전달계수	[W/m^{2}K]
j	:	Colburn j-factor	[−]
k	:	열전도도	[W/mK]
Nu	:	Nusselt 수	[−]
Pr	:	Prandtl 수	[−]
Q	:	열전달량	[W]
Re	:	Reynolds 수	[−]
T	:	온도	[℃]
U	:	총괄 열전달 계수	[kW/m^{2}K]
V	:	속도	[m/s]
v	:	비체적	[m^3/kg]

그리스 문자

ρ	:	밀도	[kg/m^3]
σ	:	표면 응력	[N/m]
σ_{FF}	:	자유유동면적율	[−]

하첨자

a	:	공기	

†Corresponding author
Tel.:+82-051-620-1502 fax: +82-051-611-6368
E-mail address:xess27@naver.com

f : 마찰
i : 관내측
o : 공기측
w : 물

1. 서 론

공조기용 열교환기의 고성능화는 열원 및 주위와의 온도차 증가, 전열면적과 총괄열전달 계수의 증대를 통해 전열 시스템의 에너지 소비효율 개선과 자원 절약 및 설치 공간 제한 극복을 위한 소형화를 목표로 지속적인 연구와 개발이 이루어져 왔으나, 아직도 그 성능과 효율의 개선의 여지가 많다[1]. 공조용 다분지 열교환기는 분배헤더, 합류헤더, 전열지관 그리고 휜으로 구성된다. 다분지 열교환기의 성능은 각 지관으로서의 이상류 유량분배 특성에 좌우되며, 이상류 분배는 헤더 및 지관에서의 압력 손실 및 열전달 특성에 좌우된다. 미니채널에서의 단상 열전달에 관한 연구로써, Adams 등[2]은 물을 이용하여 내경 0.76~1.09 mm인 원형관 내에서의 단상 강제 대류 열전달에 관한 실험적 연구를 수행하였다. 실험을 통해서 얻은 열전달 계수 및 Nu수는 종래의 Gnielinski[3] 상관식으로 예측한 값보다 높은 것으로 보고하였다. 그리고 Gnielinski[3] 상관식을 수정하여 미니채널에 적용할 수 있는 액단상 열전달 상관식을 제안하였다. 미니 채널을 전열관으로 사용할 경우, 열교환기의 성능을 대폭 향상시킬 수 있지만, 관경 감소에 따른 압력손실 역시 증가하므로, 냉매 회로의 길이를 줄이기 위해 분배헤더를 적용해야 한다. 따라서 본 연구에서는 적용된 분배헤더와 미니채널 전열관을 사용하여 다분지 열교환기를 제작하였으며, 미니채널에 적합한 스프링 형상 휜[4]을 공기측에 적용하였다. 액 단상 열전달에 관한 실험을 수행하였고, 이들 자료를 새로운 열교환기 설계를 위한 기본 설계 자료로 제공하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 다분지 미니채널 열교환기 실험장치

내경 7.9 mm의 원관 헤더와 내경 1.4 mm 미니채널을 지관으로 사용한 다분지 미니채널 열교환기를 제작하고, 공기측 전열성능 향상을 위해 직경 0.5 mm의 동 세선(copper wire)스프링을 지관의 공기 측 휜으로 적용하였다. 열교환기는 수평 하부 분배 헤더와 수직 지관 그리고 수평 상부 합류 헤더로 구성된다. 스프링 휜이 부착된 63개의 지관은 분배 및 합류 헤더 길이 방향으로 1열 배열하였다. 스프링 휜 열교환기의 개략도를 Fig. 1에, 그리고 열교환기의 제원을 Table. 1에 나타내었으며, 현재 시판 중인 L사의 5 mm 전열관을 사용한 휜-튜브 열교환기와의 형상 비교를 Table. 2에 나타내었다. 직경 0.5 mm의 동세선 8.4 m를 내경 0.9 mm, 외경 1.9 mm, 길이 0.98 mm의 스프링으로 제작하였으며, 휜 피치 1.9 mm로 부착하였다. 스프링 휜과 전열관의 접촉저항을 줄이기 위하여, 전열관 표면을 은납으로 두께 0.1 mm로 코팅하고, 휜을 장력감김(tension wounding)으로 부착하여 고정 후, 열풍기로 가열함으로써 휜과 전열관이 용접(brazing) 되어 접합되도록 제작하였다. 스프링 휜의 상세도는 Fig. 2에 나타내었다.

Table. 1 Dimension of spring fin heat exchanger

Branch tube diameter (O.D)	[mm]	1.8
Branch tube thickness	[mm]	0.2
Number of branch tubes	[EA]	63
Spring fin thickness	[mm]	0.5
Straight length of spring fin	[m]	8.4
Number of fins	[EA]	120330
Distribution and combining header(O.D)	[mm]	9.52
Distribution and combining header(I.D)	[mm]	7.9
Fin, branch tube and header material	[-]	Copper

Table.2 Comparison between conventional fin&tub type heat exchanger and spring fin heat exchanger

Type	Size (L×H×T) [mm]	Volume [m³]	Heat transfer area [m²]	Heat transfer area per same volume	Heat transfer area density [m²/m³]
Fin& tube(5ϕ)	200× 310×20	1.24×10^{-3}	1.657	100%	1337
Spring fin type	352× 250×5.6	38.8×10^{-5}	0.832	161%	2146

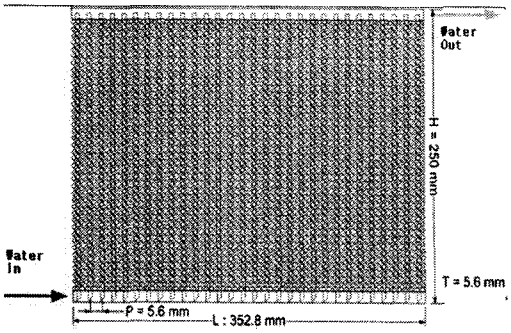
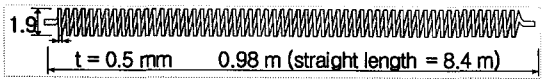
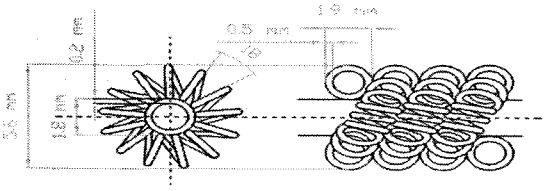


Fig. 1 Schematic diagram of spring finned heat exchanger.



(a) Copper wire spring fin



(b) Spring finned tube

Fig. 2 Specification of spring fin.

2.2 실험장치의 구성

스프링 휜-미니채널 다분지 열교환기의 액단상 열전달 특성을 평가하기 위해 작동유체로써 물을 사용하여 실험하였다. 실험장치는 시험부, 온수 순환부, 풍동(Wind-tunnel) 그리고 데이터 계측부로 구성되며 풍동내부로 시험부를 장착하여 열전달 특성을 파악하였다. 장치의 개략도와 실제 모습을 Fig. 3에 나타내었다. 온수 순환부는 순환항온조, 스트레이너, 펌프, 인버터, 전자 질량유량계, 니들밸브로 구성되며, 니들밸브와 펌프에 연결된 인버터를 이용하여 유량을 조절하였다. 순환항온조에서 일정한 온도의 온수는 펌프와 니들밸브를 거쳐 일정 유량으로 공급되고, 전자 질량유량계(Oval : DO25S, Range : 0.3 kg/min, Accuracy : 0.2%) 에서 유량이 측정되며, 시험부를 통과한 후 다시 항온조로 재순환한다.

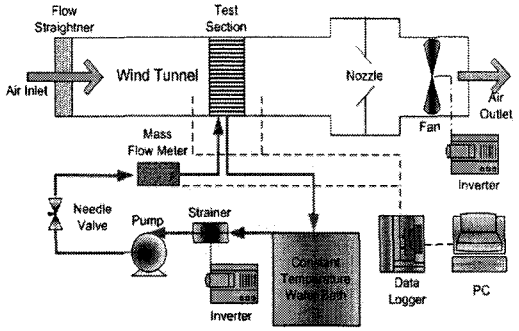


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus for liquid single phase heat transfer experiment.

2.3 실험 방법

물을 이용한 액 단상 열전달 특성 실험은 시험부로 유입되는 공기의 전면 풍속은 0.5 ~ 2.0 m/s 범위에서 0.5 m/s 단위로 변화시켰으며, 입구 공기의 온도는 20±0.5℃에서 실험을 수행하였다. 열교환기로 공급되는 온수 온도는 75(±0.5)℃, 질량유속은 50 ~ 200 kg/m^2s 범위에서 50 kg/m^2s 단위로 변화시켰다. 액단상 실험조건을 Table. 3, 계측기 사항을 Table. 4에 나타내었다.

Table. 3 Test conditions for liquid single phase heat transfer experiment

Air velocity [m/s]	1, 1.5, 2.0
Inlet air temperature [℃]	20 (±0.5)
Inlet air relative humidity [%]	20%
Inlet water temperature [℃]	50 (±0.5)
Inlet water mass flux [kg/m^2s]	200, 300, 400, 500, 600

Table. 4 Accuracies for measuring data

Measuring sensor	Error		Note
Temperature (T-type TC)	± 0.3℃		-
Differential pressure (test section)	± 0.01 mm	V_{air}=1 m/s: 6.5%	Inclined-vertical manometer (Dwyer, MARLII, M-80)
		V_{air}=1.5 m/s: 2.9%	
		V_{air}=2 m/s: 1.6%	
Differential pressure (nozzle)	± 0.1 mm	V_{air}=1 m/s: 0.81%	Inclined-vertical manometer (Dwyer, MARLII, M-80)
		V_{air}=1.5 m/s: 0.36%	
		V_{air}=2 m/s: 0.2%	
Absolute pressure (refrigerant side)	0.025% of reading		DPI(Druck, PMP4170)
Relative humidity	± 2%		Delta OHM (HD 2008 TO)
Mass flow-meter	± 0.1% of reading		Oval

공기측과 물측의 열전달량은 식(1)과 식(2)으로 나타내어지며, 공기측 열전달계수를 계산하기 위하여 식(3)과 같이 공기측과 물측 열전달율의 산술 평균값을 사용하였다.

$$Q_a = \rho_{air} A V_{air} (T_{a,o} - T_{a,i}) = G_{air} \cdot C_{p,a} (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (1)$$

$$Q_w = \rho_{water} A V_{water} (T_{w,i} - T_{w,o}) = G \cdot C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (2)$$

$$Q = (Q_a + Q_w)/2 \quad (3)$$

관 내측의 액 단상 열전달 계수는 Nu수를 이용하여 식(4)로부터 구할 수 있다. k_f는 액상의 열전도도, D_h는 관 내부의 수력 직경이다. 관내 유동이 층류일 경우 식(5)를, 난류 유동일 경우 Colburn의 식(6)으로부터 구할 수 있다.

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_f}{D_h} \quad (4)$$

$$Nu = 4.36, \text{ for } Re \le 2{,}300 \quad (5)$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} \Pr^{1/3} \quad (6)$$

열전달량 Q는 식(7)으로 표현되며, A는 전열면적을, U는 총괄열전달 계수를, 그리고 ΔT_{lm}은 대수평균 온도차이며, 하첨자 i와 o는 관내측과 공기측을 의미한다. 식(9)로부터 공기측 대류열전달 계수를 구하였다.

$$Q = UA\Delta T_{lm} = U_i A_i \Delta T_{lm} = U_o A_o \Delta T_{lm} \quad (7)$$

$$\Delta T_{lm} = (\Delta T_1 - \Delta T_2)/\ln(\Delta T_1/\Delta T_2) \quad (8)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i Ai} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (9)$$

Kays and London[5]의 고전적인 연구는 많은 종류의 컴팩트 열교환기에 관한 공기측 열전달 성능을 Colburn의 j-factor과 Friction factor에 관한 자료를 제공하였으며, 휜을 적용한 컴팩트 열교환기의 성능은 식(10)으로 정의되는 Colburn의 j-factor와 식(11)로 정의되는 f-factor를 $Re_{\max}$에 상관하여 나타내는 것이 일반적이다.

$$j = St \cdot \Pr^{2/3} = \frac{h}{G_{\max}} Pr^{2/3} \quad (10)$$

$$\Delta P = \frac{G_{\max}^2 v_i}{2}\left[(1+\sigma_{FP}^2)\left(\frac{v_o}{v_i} - 1\right) + f\frac{A}{A_{ff}}\frac{v_m}{vi}\right] \quad (11)$$

$$f = \frac{A_{ff}}{A}\frac{v_i}{v_m}\left[\frac{2\Delta P}{G_{\max}^2 v_i} - (1+\sigma_{FF}^2)\left(\frac{v_o}{v_i} - 1\right)\right] \quad (12)$$

$Re_{\max}$는 식(13)으로 정의되는 최소 자유 면적을 통과하는 공기의 최대질량유속 $G_{\max}$와 식(14)으로 정의되는 공기측 유로통로의 수력직경 D_h로부터 계산된다.

$$Re_{\max} = \frac{G_{\max} D_h}{\mu} \quad (13)$$

$$G_{\max} = \rho_{air} \cdot V_{\max} = \frac{\rho_{air} V A_{fr}}{A_{ff}} = \frac{G}{A_{ff}} = \frac{G}{\sigma_{FP} A_{fr}} \quad (14)$$

$$D_h = \frac{4 A_{ff} L}{A} \quad (15)$$

여기서, L은 공기가 열교환기를 통과하는 평균길이, A_{ff}는 공기측 유로의 최소 자유 유동면적, A_{fr}은 열교환기의 앞면적, A는 공기측 총 전열면적을 의미한다. Table. 5에 열교환기 성능 계산에 사용된 값들을 나타내었다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 단상 열전달 성능 실험 결과

각 지관으로 유량 분배가 균일하게 이루어진다고 가정하였을 경우, 지관에서의 질량유속 범위는 100~300 kg/m^2s이며, Re수는 1,000~3,000이다. 헤더 유입 질량유속 G=200 kg/m^2s에서 헤더 내부 유동은 층류이며, G=300 kg/m^2s 이후는 난류 영역이다. 지관에서 균등 유량 분배로 가정 할 경우 지관에서의 유동은 G=400 kg/m^2s까지는 층류이며, G=500 kg/m^2s에서는 천이영역, G= 600 kg/m^2s은 난류이다. 헤더 유

Table. 5 Dimensions of spring fin heat exchanger

Dimension		size.
Heat transfer area of air side	[m^2]	0.832
Heat transfer area of tube side	[m^2]	0.069
Front air area	[m^2]	0.098
Minimum free flow area	[m^2]	0.035
Minimum free flow area / Front air area	[-]	0.356
Length of air flow direction	[mm]	4.398

Table. 6 Mass flux and Re number for header and branch

G_{header} [kg/m^2s]	G_{branch} [kg/m^2s]	Re_{header} [-]	Re_{branch} [-]
200	101	1981	1001
300	152	2972	1502
400	202	3962	2003
500	253	4953	2504
600	303	5944	3004

입 질량유속(G_{header})에 대한 Reynold 수(Re_{header})와 지관에서의 질량유속(G_{branch})및 Re

수(Re_{branch})를 Table . 6에 나타내었다. 물 측과 공기측의 열평형(heat balance)은 Fig. 4에 나타난 바와 같이 모든 경우에서 ±4%이내로 나타났다. Fig. 5는 시험부 전면 풍속 및 헤더로 유입되는 온수의 질량유속 변화에 따른 열전달률을 나타냈다. 전면 풍속과 헤더 단면적 기준 질량유속이 증가할수록 열전달률은 증가하였다. 분배헤더에서 지관 내부로의 액상 유량 분배가 균등하게 이루어진다고 가정하였을 경우, 지관에서의 Re수를 기준으로 지관 내부 유동을 구분하면 난류 영역에서 열전달률의 증가율은 층류 영역에 비해 낮게 나타났다.

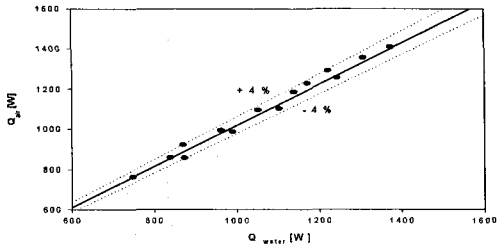


Fig. 4 Heat balance of the validation test for single phase heat transfer rate.

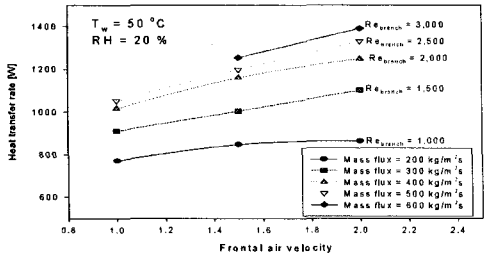
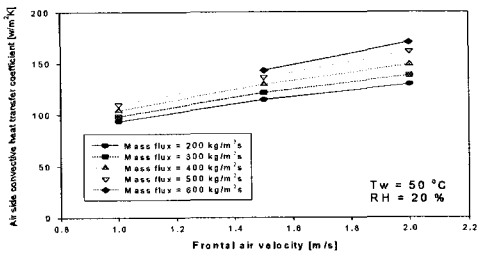
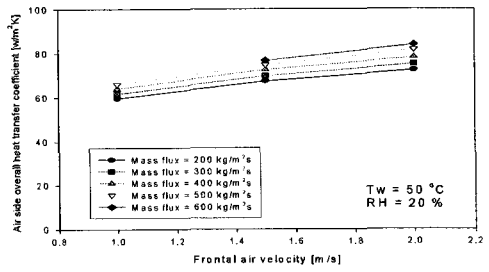


Fig. 5 Variation of single phase heat transfer rate with frontal air velocities and inlet heating water mass flux.

이것은 관내측 열전달률이 증가하더라도 공기측 열전달률이 상대적으로 낮기 때문에 총괄 열전달 계수의 증가량은 관내 측 질량유속의 증가량에 비례하지 않지만, 관내 측 물의 질량유속의 증가에 따른 펌프 소요동력은 유량증가 및 압력손실 증가량의 곱에 비례하여 증가한다. 따라서, 미니채널을 지관으로 사용하는 물-공기 열교환기의 관내측 질량유속은 층류영역으로 설계하는 것이 타당하다고 사료된다. Fig. 6 (a)는 공기측 대류 열전달 계수(convective heat transfer coefficient, h_i)를, (b)는 공기측 총괄 열전달 계수(overall heat transfer coefficient)를 각각 나타낸 것이다. 관내 측 대류 열전달계수를 식(4)으로부터 계산하여 식(9)에 대입하고, 식(7)의 정의로부터 U_iA_i를 계산하여, h_o와 U_o를 구하였다. 공기 측 잠열변화가 없는 건조면 상태에서 열교환기의 공기 측 열전달 성능을 식(10)으로 정의되는 Colburn의 j-factor와 식(11)으로 정의되는 f- factor를 $Re_{\max}$에 상관하여 Fig. 7에 나타내었다.



(a) Convective heat transfer coefficient for air side.



(b) Overall heat transfer coefficient for air side.

Fig. 6 Variation of air side heat transfer coefficient with frontal air velocities and heating water mass flux.

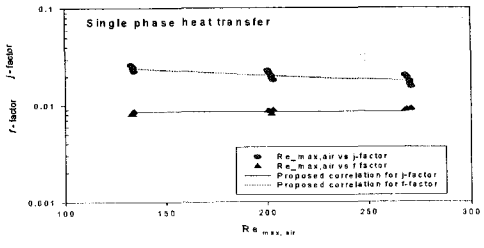


Fig. 7 Comparison of the proposed correlations for j and f factor and experimental results at dry surface condition.

Re_{max}가 증가함에 따라 j-factor와 f-factor는 감소하였으며, 이는 기존의 컴팩트 열교환기와 유사한 경향을 나타낸다. 압력 손실 및 공기측 대류 열전달계수로부터 열교환기 설계에 필요한 f-factor와 j-factor의 상관식을 식(16) 및 식(17)와 같이 구하였다.

$$f = 0.009 \times Re_{max}^{-0.01} \quad (16)$$

$$j = 0.21 \times Re_{max}^{-0.44} \quad (17)$$

Fig. 8에 단위체적당 열전달율을 기존의 루버휜-튜브 열교환기에 관한 장 등[6]의 데이터와 비교하여 나타내었다. 시험 조건은 열교환기 유입 온수 온도 50℃, 전면 풍속 2.0 m/s으로 동일하지만, 본 연구에서의 입구 공기온도가 20℃이지만, 장 등[6]의 실험 조건에서 입구 공기온도는 30℃이므로, 열전달률의 단위를 [kW/m^3K]로 하여 비교하였다. 단위체적당 열전달률은 142%증가하였으므로, 기존의 루버휜 열교환기에 비해 열교환기의 소형화가 가능할 것으로 기대된다.

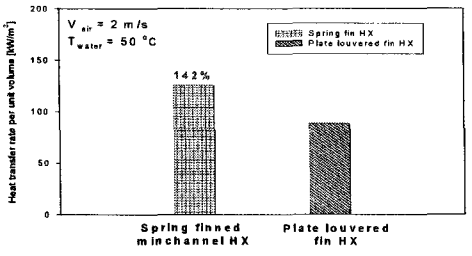


Fig. 8 Comparison of heat transfer performance conventional louver fin heat exchanger and the spring fin-minichannel heat exchanger.

4. 결 론

본 연구에서는 실험을 통해 액 단상 열전달 특성을 조사하였으며, 이를 통해 다음의 결론을 얻었다.

(1) 헤더의 분배 형상과 63개의 미내채널(D_i:1.4 mm, L:0.25 m), 그리고 공기측에 스프링 형상 휜을 적용한 컴팩트 열교환기(β=2,146 m^2/m^3)를 제작하였으며, 공기측 전열면적 밀도는 내경 5 mm의 전열관을 적용한 기존 휜-튜브형 열교환기 대비 161% 향상되었다.

(2) 액단상 열전달 성능은 루버휜 열교환기 대비 단위체적당 열전달량[kW/m^3K]이 142% 증가하였다.

(3)스프링 휜-미니 채널 열교환기 설계에 요구되는 f factor 및 j factor 상관식을, 건조 표면 조건에서 식(16), (17)의 형태로 제안하였다.

참고문헌

1. 金鍾秀, 勝田正文, 1995, "CFC 대체냉매용 고성능 열교환기의 개발," 냉동공조공학, Vol. 14, No. 5, pp. 9-19.
2. T. M. Adams, S. I. Abdel-Khalik, S. M. Jeter, and Z. H. Qureshi, 1998, "An experimental investigation of single-phase forced convection in micro-channels", I. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 41, No. 6, pp. 851-857.
3. V. Gnielinski, 1976, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow", I. Chem. Eng. Vol. 16, pp. 359-368.
4. 이기택, 2005, "스프링 휜 컴팩트 열교환기의 열전달 성능에 관한 연구", 부경대학교 공학석사 학위논문.
5. W.M. Kays and A.L. London, 1984, "Compact heat exchangers", 3rd Ed., Mc Graw-Hill.
6. 장혁재, 강병하, 김석현, 박병규, 2002, "평판관-루버핀 열교환기의 공기측 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험적 연구", 설비공학논문집, 제14권, 제6호, pp. 485-492.