원형휜-원형관 열교환기의 휜효율 이론에 관한 수치적 검증

강 희 찬,[*1] 임 복 빈,[2] 이 종 휘[2]

VERIFICATION OF FIN EFFICIENCY THEORY FOR THE CIRCULAR FINNED-TUBE HEAT EXCHANGER BY NUMERICAL EXPERIMENT

H.C. Kang,[*1] B.B. Lim[2] and J.H. Lee[2]

The purpose of the present study is to investigate the convective heat transfer characteristics and the validity of fin efficiency of the circular finned-tube heat exchanger by using commercial CFD code. The heat transfer coefficient obtained by using the laminar model was 22% overestimated to the experimental data. The fin surface temperature compared with the experimental data measured by the liquid crystal method. The fin efficiency by the present numerical experiment, defined as normalized and averaged fin surface temperature, was greater than the theoretical fin efficiency and the difference is increased at high value of the factor mrϕ.

Key Words : 열전달(Heat Transfer), 열교환기(Heat Exchanger), 원형관(Circular Tube), 휜 효율(Fin Efficiency), 수치실험(Numerical Experiment)

1. 서 론

산업이 발달함에 따라 에너지 사용이 급증하고 있으며 이는 에너지 자원의 고갈과 환경문제로 이어지고 있다. 따라서 산업열기기의 중요 구성요소인 열교환기 전열성능 향상이 절실하다.

특히 공기를 대상으로 하는 열교환기의 전열성능을 향상시키기 위하여 휜(fin)의 사용이 필수적이다. 휜은 전열면적과 열전달계수의 곱(Ah)을 증가시키는 데 그 목적이 있다[1].

열교환기에서 열전달계수는 여러 가지 방법으로 평가되어 졌다. Wang 과 여러 연구자들[2-7]은 실제 또는 모형 열교환기의 시료에 대하여 열전달계수를 측정하였다. Moon[8]은 원형휜-원형관 열교환기에 대하여 압력강하와 열전달 성능을 예측하였다. Goldstein 과 Sparrow[9]는 열전달-물질전달의 상관관계를 이용한 승화법으로 순수열전달계수 또는 국부열전달계수를 구하였다. Beecher와 Fagan[10], Ali와 Ramadhyani[11] 그리고 Ito등[12]은 휜 표면이 일정 온도 또는 일정 열속 경계조건에 대한 열전달계수를 구하였다.

휜이 있는 열교환기의 해석에 있어서 휜효율과 순수열전달계수를 분리하여 고려하는 것은 매우 중요하다. 이전의 분리해석의 과정에서 휜효율 이론을 적용하였다. 그러나 기존의 휜 효율에 관한 이론은 다음과 같은 가정 하에 얻어진 것이다[13].

(1) 공기(또는 유체)의 온도는 휜의 전 표면에 일정하다.

(2) 열전달계수는 전 표면에 균일하다.

(3) 휜 내부에서의 열전도는 1차원적 이다.

Kang[14]은 실제 열교환기는 위의 세 가지 가정이 모두 만족되지 않음을 처음으로 지적하고 단면적이 일정한 휜에 대하여 수치적으로 검증하였다.

본 연구는 원형휜-원형관 열교환기를 대상으로 기존의 열교환기 휜 이론이 전열성능 해석, 즉 휜효율과 열전달계수의 예측에 적합한지를 평가하는 것을 목적으로 하였다. 상용 프로그램인 CFX 11을 이용하여 4가지의 열교환기 조건에 대하여 열전달계수, 휜 온도분포 및 휜효율을 구하고 기존의 실험결과와 비교하였다.

접수일: 2009년 7월 10일, 수정일: 2009년 10월 23일,
게재확정일: 2009년 10월 30일.

1 정회원, 군산대학교 기계자동차공학부
2 정회원, 군산대학교대학원 기계공학과
* Corresponding author, E-mail: hckang@kunsan.ac.kr

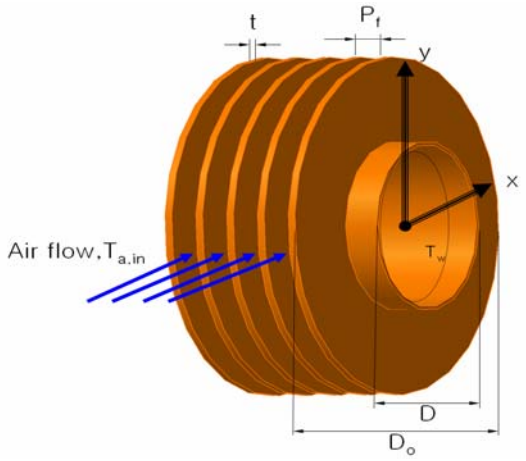


Fig. 1 Schematic diagram of circular finned-tube heat exchanger

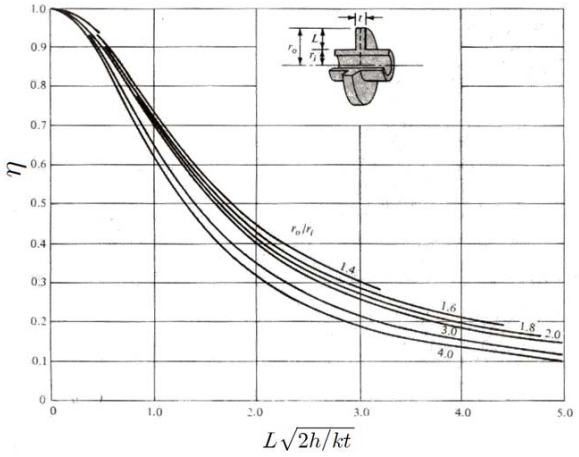


Fig. 2 Theocratical fin efficiency for the circular finned-tube heat exchanger (from [13])

2. 원형휜-원형관 열교환기의 휜효율이론

2.1 해석대상

본 연구의 해석 대상은 Fig. 1과 같다. 두께가 일정한 다수의 원형휜이 일정온도(T_w)를 갖는 원형관에 부착되어 있다. 공기는 원형관에 직교하여 균일한 온도($T_{a,in}$)와 속도(u)로 흐른다. 본 연구의 수치실험 조건은 Table 1과 같다. 원형관의 외경(D) 25.4 mm, 휜의 외경(D_o) 50.8 mm, 휜피치(P_f)는 4.8 mm를 기준조건으로 하고 열교환기의 휜외경, 휜피치 및 휜의 열전도율이 다른 경우에 대하여 비교하였다.

2.2 휜효율 이론

Fig. 1과 같이 원형휜-원형관 열교환기에서 열전달은 원형관과 원형휜에서 열전달의 합으로 다음과 같이 구한다[13].

$$Q=(A_t+\eta_f A_f)h(T_w-T_{a,in}) \tag{1}$$

여기서 A_t, A_f, η_f와 h는 각각 원형관의 면적, 원형휜의 면적, 휜효율 및 순수열전달계수이다.

위 식에서 열전달계수가 균일하고, 유체의 온도가 일정하며, 반경방향으로 1차원 열전도가 있는 경우 이론 휜효율은 다음과 같다[13].

$$\eta_f=\frac{2r}{m(r_o^2-r^2)}\left[\frac{K_1(mr)I_1(mr_o)-K_1(mr_o)I_1(mr)}{K_1(mr_o)I_0(mr)+K_0(mr)I_1(mr_o)}\right] \tag{2}$$

$$m=\sqrt{2h/kt} \tag{3}$$

식 (2)와 (3)에서 r과 r_o는 원형관의 반지름과 원형휜의 반지름이다. 여기서 k와 t는 휜의 열전도율과 두께이다.
Schmidt[14]는 다음과 같이 식 (2)를 단순화하였다.

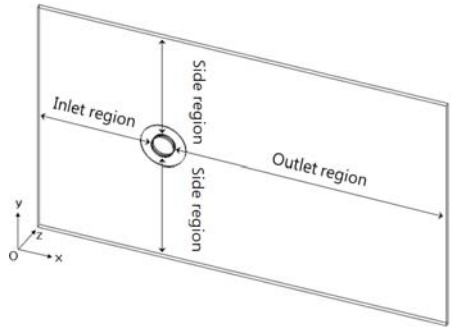
$$\eta_f=\frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} \tag{4}$$

$$\phi=\left(\frac{r_o}{r}-1\right)\left[1+0.35\ln\left(\frac{r_o}{r}\right)\right] \tag{5}$$

Table 1 Dimensions and test conditions of the heat exchangers in the present work

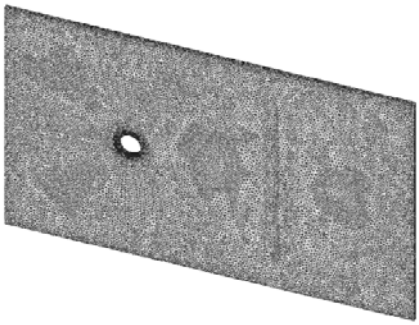
Parameter	Symbol	Unit	Dimension
Tube Dimeter	D	mm	25.4
Fin Dimeter	D_o	mm	50.8*, 44.6
Fin pitch	P_f	mm	4.8*, 2.54
Fin Thickness	t	mm	1.0
Thermal conductivity of fin	k	W/m·K	401*, 12.83
Wall temperature	T_w	°C	100.0
Inlet fluid temperature	$T_{a,,in}$	°C	0.0
Air Velocity	u	m/s	0.663-6.63

* Reference condition



(a)

(b)



(c)

Fig. 3 Numerical domain and grid in the present study (a) computational domain, (b) fin domain, (c) air domain

Fig. 2는 직경비에 따른 이론 효율을 나타낸 것이다. 이러한 휜효율 이론식은 앞에서 논의한 세 가지 가정 하에 얻은 것으로 실제 경우에 대한 검증이 필요하다.

휜효율은 열전달의 온도효율과 유사성을 가지고 있으며 휜의 평균온도($\overline{T_f}$)를 원형관의 온도(T_w)와 유체의 온도($T_{a,in}$)로 정규화한 무차원휜평균온도(T^*)와 같다.

$$T^* = \left(\overline{T_f} - T_{a,in}\right)/\left(T_w - T_{a,in}\right) \tag{6}$$

본 연구에서 Reynolds 수와 Nusselt 수는 각각 원형관 외경

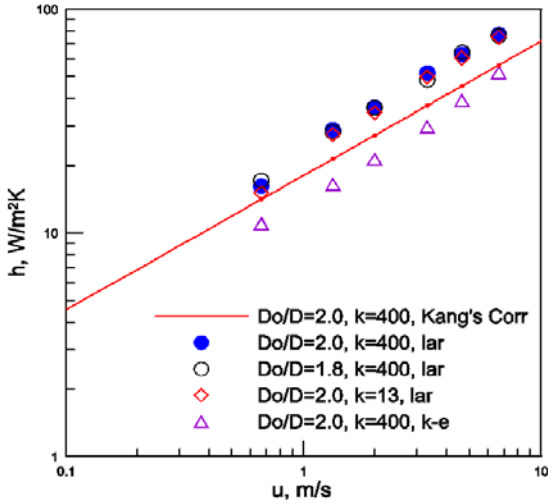


Fig. 4 Comparison of heat transfer coefficient of the present numerical experiment with Kang's correlation[18]

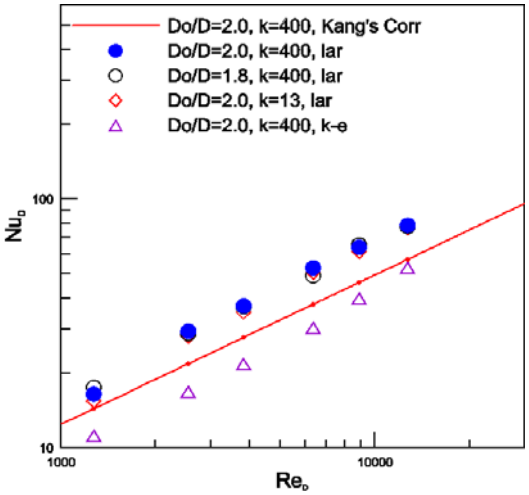


Fig. 5 Nusselt number versus Reynolds number

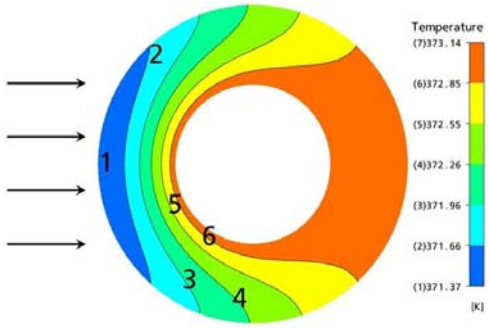
(D)을 대표 길이로 하여 다음과 같이 정의하였다.

$$\mathrm{Re}_D = \rho u D/\mu \tag{7}$$

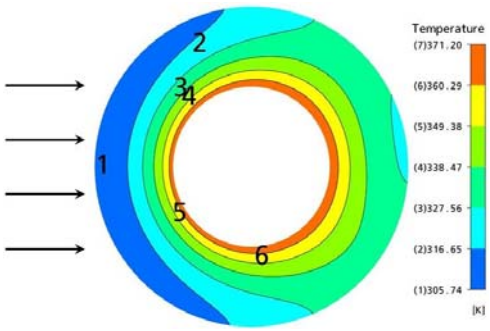
$$\mathrm{Nu}_D = hD/k \tag{8}$$

3. 수치해석 방법

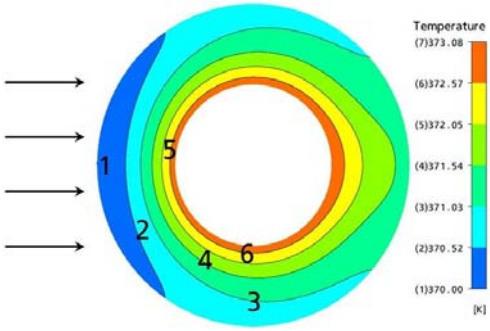
본 연구의 해석대상인 열교환기의 규격은 Table 1과 같다. 휜은 구리(k=401 W/m·K)로 하고 유체는 공기로 하였다. 계산



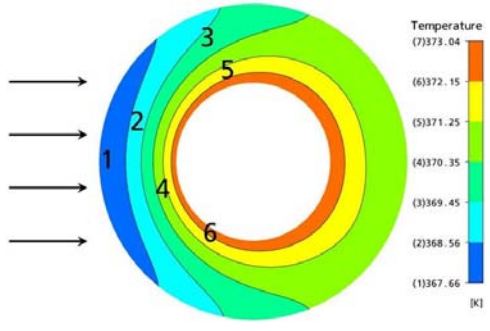
(a) laminar model, D_o/D=2.0, k = 401 W/m·K, h=16.2 W/m²·K, Re_D =1,270, ϕmr=144.8



(b) laminar model, D_o/D=2.0, k = 12.83 W/m·K, h=75.4 W/m²·K, Re_D =12,700, ϕmr=1710.8



(c) k-ε model, D_o/D=2.0, k =401 W/m·K, h=52.4 W/m²·K, Re_D =12,700, ϕmr=260.2



(d) laminar model, D_o/D=2.0, k=401 W/m·K, h=77.4 W/m²·K, Re_D =12,700, ϕmr=316.4

Fig. 6 Isotherm lines of the fin in the present numerical experiment

영역의 크기는 Fig. 3와 같이 x와 y방향으로 입구영역, 출구영역 그리고 양쪽 측면 영역에 대해서 각각 5D, 12D, 5D로 하였고, z방향으로 휜피치(P_f)를 하였다.

본연구에서는 연속방정식, Navier-Stokes 방정식 및 에너지 방정식을 계산하였다. 유동조건은 삼차원 비압축성 정상상태 점성유동과정으로 가정하였다. 원형휜에 대하여 공기의 열전달과 연관된 열전도 방정식을 유동모델은 층류와 표준 k-ε 난류 모델을 사용하여 계산하였다.

입구(x=0)에는 일정한 속도조건을 적용하였으며, 출구(x=18D)에는 유출(outflow) 경계조건을 부여하였다(Fig. 3). 네 개의 경계면(y=0, y=11D, z=0, z=P_f)에 대해서는 대칭경계조건을 적용하였다. 원형관의 벽 온도(T_w)를 100°C로 입구의 공기 온도($T_{a,in}$)는 0°C로 하였다. 입구속도 범위는 0.663-6.63 m/s이며, 이는 Reynolds 수 1,270-12,700에 해당한다. 수치해석에 사용된 공기의 물성치는 대기압, 0°C를 기준으로 밀도는 1.29 kg/m^3, 정압비열은 1004.4 J/kg·K, 열전도율은 0.025 W/m·K, 그리고 점성계수는 1.71x10^{-5} kg/m·s 이다.

계산격자는 Fig. 3과 같이 사면체를 사용하였고, 원형관 벽 부근에서는 격자를 조밀하게 구성하였다. 기준 열교환기 형상인 경우 휜과 공기 영역은 각각 요소 1,170,222개 (node 248,575개)와 요소 2,965,076개 (node 871,816개)이다.

수렴조건은 질량잔류항의 합이 10^{-4}이하이고 에너지 균형 99% 이상인 조건으로 하였다. 해석 장비는 PC(CPU 3.0 GHz, RAM 8GB)를 사용하였으며, 각각의 경우에 대하여 계산은 약 24h 정도 소요되었다.

4. 결과 및 고찰

4.1 열전달계수

Fig. 4와 5는 본 연구에서 구한 열전달계수와 Nusselt 수를 비교한 것이다. 본 연구에서 열전달계수는 식 (1)에서 나타낸 바와 같이 휜효율을 고려한 순수열전달계수이다. 순수열전달계수는 휜의 열전도율과 무관하며 고체의 형상, 유체의 종류와 공기의 속도과 같은 유동특성에 관계하는 인자이다.

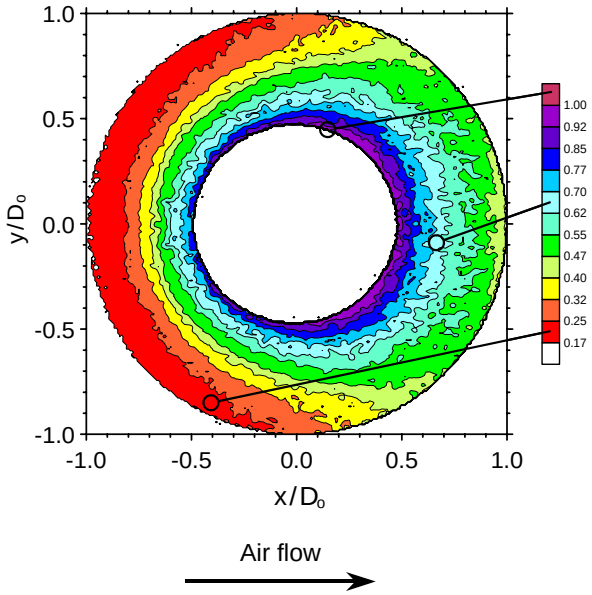


Fig. 7 Contours of normalized temperature for circular finned tube heat exchanger measured by Kang [17]. (T^* = 0.485) at Re =7,088

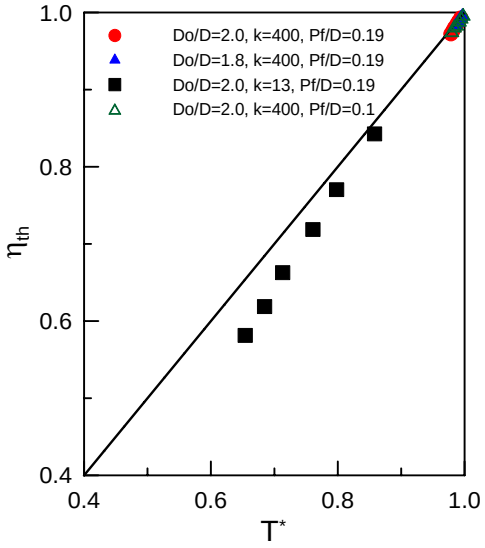


Fig. 8 Comparison of the fin efficiencies by the present numerical experiment with the theory

Fig. 4에서 공기의 속도가 증가하고 휜의 직경이 감소하고 휜의 열전도율이 증가함에 따라 열전달계수는 증가하는 경향을 보인다. 휜의 직경이 작아지면 휜과 휜 사이를 지나는 유동에서 평균경계층의 두께가 얇아지며 열전달계수가 증가한다. 또한 공기의 속도가 증가하면 경계층의 두께가 얇아지며 열전달을 증가한다.

층류와 난류모델을 적용한 수치계산 결과를 Kang[18]의 상관식과 비교하였다. 층류모델 결과는 Kang의 상관식보다 평균 22% 높게 예측하였다. k-ε 난류 모델은 실험상관식 보다 하향 예측 된다. 따라서 본 해석 영역에 대하여 층류 해석이 난류해석 상대적으로 타당하다고 사료된다.

앞에서 언급한 바와 같이 휜효율을 고려한 경우 순수한 열전달계수는 휜의 열전도율의 함수가 아니다. 본 수치계산에서 휜의 열전도율이 401 W/m·K에서 12.83 W/m·K로 1/30 수준으로 감소하면 열전달계수는 3.2-7.6% 감소하는 것으로 나타났다. 감소 비율은 유속이 낮은 경우에 더 크다. 이는 휜 내부에서 원주방향의 2차적인 열전도에 기인한다. 원주방향으로 온도의 불균일은 대류가 낮은 유속에서 상대적으로 크다.

4.2 휜 온도분포

Fig. 6은 D_o/D가 2.0일 때 원형휜 온도분포를 나타낸 것이다. 그림 (a)와 (b)는 층류모델을 이용한 경우 휜의 온도분포를 Reynolds 수의 변화에 따라 비교하였다. 휜 온도는 반경과 원주 방향으로 변화하는 2차원 온도분포를 보인다. 휜의 온도는 대류의 영향으로 상류보다 하류가 높으며 원형관 후류의 휜에서 균일한 온도를 나타낸다. 원형관 후류에서 균일한 정도는 저속인 $\mathrm{Re}_D = 1{,}270$에서 더 높게 나타나고 이는 원형관 후류에서 공기의 와류의 크기와 특성에 관련이 있다.

Fig. 6 (b)와 (c)는 Reynolds 수와 휜 열전도율을 동일하게 하고 해석 모델을 각각 층류와 k-ε 난류 모델로 계산한 경우를 비교한 것이다. 그림에서 난류모델을 사용한 경우는 원형관 후류에서 난류의 크기가 감소하여 온도분포가 상류와 하류에서 상대적으로 거의 유사하다. Fig. 7에 도시한 Kang[17] 실험결과와 비교하면 층류모델이 난류모델보다 온도분포를 더 유사하게 예측함을 알 수 있다.

Fig. 6 (b)와 (d)는 Reynolds 수가 12,700으로 동일할 때 휜 열전도율을 각각 401 W/m·K과 12.83 W/m·K로 한 경우 휜 온도분포를 비교한 것이다. 그림에서 휜의 열전도율이 감소하면 휜 온도는 대류의 영향을 더 크게 받아 휜의 온도는 상대적으로 낮아진다. 열전도율이 낮아질수록 휜 내부에서 전도열저항이 증가하고 원형관 근처에서 온도구배가 집중되는 것을 볼 수 있다.

4.3 휜효율

Fig. 8은 무차원휜평균온도(T^*)를 이론 휜효율과 비교한 것이다. 이론 휜효율은 무차원휜평균온도보다 항상 작은 값을 보이고 있다. 휜효율은 열전달계수가 낮고 휜의 두께가 두꺼우며 휜의 열전도율이 높을수록 증가한다. 이는 식 (3)의 m

또는 *h/kt*에 관련한다. 인자 *h/kt*가 감소하면 휜효율도 감소하며 휜효율이 감소할수록 무차원휜평균온도와 이론 휜효율의 편차는 증가한다. 이는 이론 휜효율의 기본 가정인 공기와 휜 사이의 온도차가 이론의 예측과 달라지기 때문인 것으로 사료된다. 또한 휜효율이 감소할수록 휜 내부의 온도차는 증가한다. 이론 휜효율의 오차에 대한 정확한 분석을 위하여 추후 다양한 경우에 대한 연구가 필요하다.

5. 맺음말

원형관-원형휜 열교환기의 열전달 특성을 조사하고 휜효율 이론을 검증하기 위하여 휜 직경, 휜 피치, 휜의 열전도율을 변화하며 수치실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 수치계산으로 구한 열전달계수는 층류모델이 *k-ε* 난류모델의 경우보다 Kang의 실험상관식에 유사한 경향을 보였다.
(2) 휜 온도분포로부터 원형관의 하류보다 상류에서 반경방향 열유속이 크고 *h/kt*가 증가할수록 차이는 크다.
(3) 수치실험의 무차원휜평균온도로 구한 휜효율은 이론 휜효율보다 높았고, 단면적이 일정한 휜에 대한 Kang의 연구와 유사한 경향을 보였다.

후 기

본 논문은 지식경제부의 지원으로 수행한 에너지자원인력양성사업의 연구결과입니다.

참고문헌

[1] 1994, Webb, R.L., *Principles of Enhanced Heat Transfer*, John Wiley and Sons.
[2] 1997, Wang, C.C., Fu, W.L. and Chang, C.T., "Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Wavy Fin-and-tube Heat Exchanger," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.14, No.2, pp.174-186.
[3] 1989, Hatada, T., Ueda, U., Oouchi, T. and Shimitz, T., "Improved Heat Transfer Performance of Air Coolers by Strip Fins Controlling Air Flow Distribution," *ASHRAE Transactions,* Vol.95, Part 1, pp.166-170.
[4] 1996, Wang, C.C., Chen, P.Y. and Jang, J.Y., "Heat Transfer and Friction Characteristic of Convex-Louver Fin-and-Tube Heat Exchanger," *Experimental Heat Transfer*, Vol.9, pp.61-78.
[6] 1997b, Wang, C.C., Lee, W.S. and Chang, C.T., "Heat and Mass Transfer for Plate Fin-and-tube Heat Exchanger with and without Hydrophilic Coating," *Working Paper*.
[7] 1996, Kang, H.C. and Kim, M.H., "An Experimental Study on the Thermohydraulic Characteristics of Actual Plane and Strip Fins for Air-conditioner," *Proceedings of the 3rd KSME-JSME Thermal Engineering Conference*, Vol.3, Kyoungju, Korea, pp.139-144.
[8] 2003, Moon, M.S., "Numerical Investigation of Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Circular Fin-and-tube Heat Exchanger".
[9] 1976, Goldstein, L.Jr. and Sparrow, E.M., "Experiments on the Transfer Characteristics of a Corrugated Fin and Tube Heat Exchanger Configuration," *J. of Heat Transfer*, Vol.98, pp.23-34.
[10] 1987, Beecher, D.T. and Fagan, T.J., "Effect of Fin Pattern on the Air-Side Heat Transfer Coefficient in Plate Finned-Tube Heat Exchangers," *ASHRAE Transactions*, Vol. 93, Part 2.
[11] 1992, Ali, M.M. and Ramadhyani, S., "Experiment on Connective Heat Transfer in Corrugate Channels," *Experimental Heat Transfer*, Vol.5, pp.175-193.
[12] 1977, Ito, M., Kimura, H. and Senshu, T., "Development of High Efficiency Air-cooled Heat Exchanger," *Hitachi Review*, Vol.26. pp.323-327.
[13] 1988, Bayazitoğlu, Y. and Özişik, M.N., *Elements of Heat Transfer*, McGraw-Hill.
[14] 1999, Kang, H.C., "판형 휜을 갖는 열교환기의 휜효율에 관한 수치해석적 연구," *공기조화·냉동공학회 논문집*, Vol.11, pp.903-911.
[15] 1945, Schmidt, T.E., "La Production Calorifuque des Surfaces Munies D'ailettes," *Annexe Du Bulletin De L'Institute International Du Froid*, Annexe G-5.
[16] 2006, ANSYS, Inc., *ANSYS CFX Training Manual*, Vol. 124.
[17] 2003, 강희찬, 조도영, 강민철, "원형휜-원형관의 열전달 특성," *설비공학논문집*, Vol.15, pp.762-767.
[18] 2004, 강희찬, 강민철, "단일 원형휜-원형관에 대한 강제대류열전달 상관식," *설비공학논문집*, Vol.16, pp.584-588.