

Tow in 와류발생기에 의한 핀-관 열교환기의 성능실험

곽 경 민[†], Kahoru Torii^{*}, 배 철 호^{**}

영남대학교 부설 공업기술연구소, ^{*}일본 요코하마 국립대학교 기계공학과, ^{**}영남대학교 기계공학부

Performance Evaluation in Fin-Tube Heat Exchanger by Tow-In Winglet Pairs

Kyung-Min Kwak[†], Kahoru Torii^{*}, Cheol-Ho Bai^{**}

The Institute of Industrial Technology, Yeungnam University, Kyongbuk 712-749, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Yokohama National University, Yokohama 240-8501, Japan*

***Department of Mechanical Engineering, Yeungnam University, Kyongbuk 712-749, Korea*

(Received August 5, 2002; revision received December 13, 2002)

ABSTRACT: To reduce the air side pressure drop in air-cooled heat exchanger, tow-in type winglet vortex generators are applied. A specially designed multiple-channel test core was used in the experiments for the various geometry of winglet vortex generators. The proposed tow-in type vortex generator gives significant separation delay, reduces form drag, and removes the zone of poor heat transfer from near-wake of the tubes. The results show the significant pressure drop reduction for the tow-in winglet vortex generators with the similar enhancement of the heat transfer as other vortex generator applications in heat exchanger. In the range of Reynolds number of 350 to 2100 the pressure drop decrease 8~15% and 34~55% for the in-line and staggered tube banks, respectively, compared to those without vortex generators.

Key words: Tow-in winglet vortex generator(Tow-in 형상의 와류발생기), Fin-tube heat exchanger(핀-관 열교환기), Pressure-drop reduction(압력강하 감소), Heat transfer enhancement(열전달 촉진)

기 호 설 명

D : 원형관 직경 [mm]

f : Fanning 마찰계수

H : 핀 피치 [mm]

h : 열전달계수, 와류발생기의 높이 [mm]

j : j -factor

K_c : 시험부 입구의 손실계수

K_e : 시험부 출구의 손실계수

L : 시험부 길이 [m]

l : 와류발생기의 base 길이 [mm]

Nu : Nusselt 수

ΔP : 시험부의 압력강하 [Pa]

Pr : Prandtl 수

Re : Reynolds 수

s : 와류발생기와 원형관 사이의 간극 [mm]

U_{in} : 시험부 입구 속도 [m/s]

그리스 문자

α : 받음각(attack angle) [deg]

β : 원형관 정체점에서의 중심각 [deg]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-53-812-0722; fax: +82-53-813-3703

E-mail address: kmkwak@yumail.ac.kr

- λ : 열전도계수 [W/m K]
 ν : 동점성계수 [m^2/s]
 ρ : 공기밀도 [kg/m^3]

하첨자

- c : 시험부의 최소단면
 GO : 와류발생기가 없는 핀-관 시험부
 in : 입구
 m : 평균

1. 서 론

핀-관 열교환기(fin&tube heat exchanger)는 지열발전소, 공기조화기를 비롯한 많은 공학적 응용에 적용되고 있다. 여러 개의 핀과 관으로 조합된 열교환기는 관의 주위로 형성되는 말굽와류(horseshoe vortex)에 의해 핀의 열전달을 촉진시키지만, 관 후류 재순환 영역의 핀 표면에서 열전달이 억제되고 관의 형상 항력(form drag)에 의해 압력강하가 증가되는 것으로 알려져 있다.^(1,2) 기존의 연구자들은 핀과 공기 사이의 열전달을 증가시키기 위한 하나의 방법으로서 열전달 촉진에 비해 상대적으로 압력강하의 증가가 작은 와류발생기(vortex generator)를 핀 표면에 부착하여 사용하고 있다.⁽¹⁻⁵⁾ Fiebig et al.⁽¹⁾은 핀 표면에 설치된 한개의 원형관에 대해서 한쌍으로 구성된 와류발생기의 위치를 원형관의 주위로 변화시키면서 실험을 수행한 결과, 100%의 국소 열전달계수의 증가와 20%의 평균 열전달계수의 증가를 나타내고, 압력강하는 오히려 10% 감소되는 와류발생기의 최적지점을 제시하였다. 이때 Reynolds 수의 범위는 핀 피치(H)를 기준으로 2000~5000이었다. Fiebig et al.⁽⁴⁾의 다른 연구에서는

중방향으로 설치된 3개의 원형관에 와류발생기의 유무에 따른 실험을 수행하여, 와류발생기의 효과가 정렬형(in-line tube arrangement)과 어긋나기형(staggered tube arrangement)에서 각각 55~65%와 최대 9%의 열전달 촉진과 20~45%와 3%의 압력강하 증가를 수반하는 것으로 보고되고 있다. 이외에도, Biswas et al.⁽⁵⁾은 수치해석적인 방법을 시도하여 와류발생기의 강한 종 와류(longitudinal vortices)에 의해 핀의 열전달계수가 국소적으로 수백 % 증가되는 것을 보여주고 있다.

이와 같이, 핀-관 열교환기에서 핀의 열전달을 촉진시키기 위해 선행 연구자들이 관심을 가지고 있는 와류발생기의 배치는 Fig. 1(a)와 같으며, 이때 한쌍의 와류발생기에서 후연(trailing edge)의 횡반경 간격이 전연(leading edge)의 횡반경 간격보다 넓은 형태로 구성되며 이를 일반적으로 Flow down 혹은 Tow out이라 명명한다. 이에 반해 본 연구에서는 와류발생기의 새로운 배치를 제안하며 이를 일반적으로 Flow up 혹은 Tow in이라 명명하고, 제안된 배치에 대한 열전달 및 유동 특성을 평가하고자 한다. Fig. 1(b)의 와류발생기에서 후연의 횡반경 간격이 전연의 횡반경 간격보다 좁은 형상이며, 와류발생기가 원형관 주위에 적절히 놓여 있을 때 와류발생기와 원형관 사이의 유로는 가속유동을 유발시키게 되고, 그 결과로서 원형관의 박리점을 후류지점으로 이동시킬 수 있다. 결국 가속유동에 의한 효과는 원형관 뒤의 재순환 영역을 줄이게 되어 형상항력을 줄이는 효과와 후류지점에서의 열전달 촉진을 동시에 가져올 수 있다. 특히, 기존 연구에 의하면, Reynolds 수가 작은 경우 넓은 지역에서 관의 후류 영역이 분포하기 때문에 본 영역에서 제안한 와류발생기의 효과는 상대적으로 Reynolds 수가 작은 영역에서 크게 나타날 수 있을 것으로 기대된다.

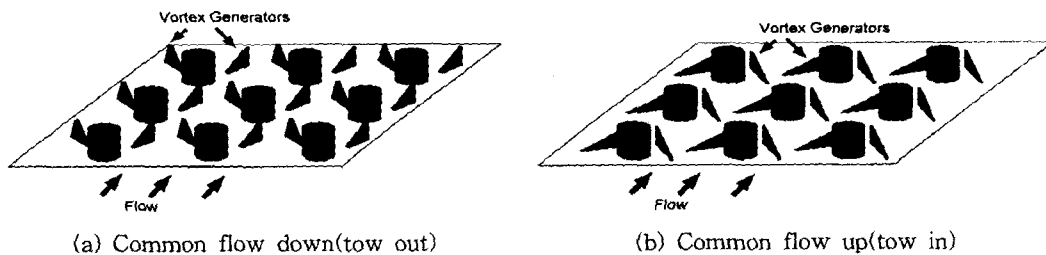


Fig. 1 Configuration of winglet type vortex generator on the fin surface with tube bank.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

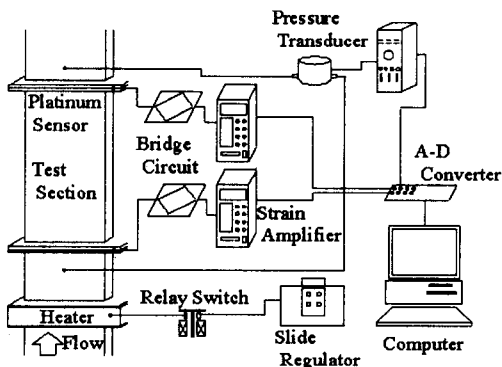
실험장치는 Mochizuki et al.⁽⁶⁾의 장치를 토대로 크게 송풍기, 가열망(heating screen), 시험부, 측정부 등으로 구성된 개방형 풍동 실험장치이며, Fig. 2(a)에 자세히 나타내었다. 3.3 kW 용량의 송풍기는 공기의 속도를 조절하기 위해 설치된 인버터에 의해 구동되며, 시험부는 150×100×300 mm(폭×깊이×길이)의 제원을 가지며 Fig. 2(b)와 같이 수직으로 설치되었다. 시험부 입구에서의 평균 속도는 0.5~3.5 m/s의 범위로 선정하였다. 가열망은 저항에 의해 직접 발열하는 스테인레스강으로 제작하였으며, 공기유동에 신속하고 일정하게 열을 공급하기 위해 시험부 입구의 전단면에서 일정간격으로 조밀히 배치시켰다. 열량의 조절은 전압조정기에 의해 조절되며, 실험은 입구 공기속도의 증가에 따라 열량도 증가시키면서 수행된다. 공기유동의 온도는 온도 응답에 민감한 0.03 mm 직경의 백금선을 격자형태로 구성하여 시험부 입, 출구의 단면에서 각각 설치하였고, 이로부터 출력된 저항은 온도로 환산하여 사용하였다. 열전달계수는 개량 단발 송풍온도 변화법(Modified single-blow method)이라고 불리는 비정상 열전달 실험기법에 의해 측정하였다. 열전달계수를 측정할 때 사용되는 이러한 실험기법은 정상 열전달 실험과는 달리 열교환기 표면온도를 따로 측정할 필요가 없어 온도측정에 의한 실험오차를 줄일 수 있을 뿐만 아니라 빠른 시간 내에 실험을 완료시킬 수 있는 장점이 있

다. 개량 단발 송풍온도 변화법의 자세한 내용은 참고문헌에 언급하였다.⁽⁶⁻⁸⁾

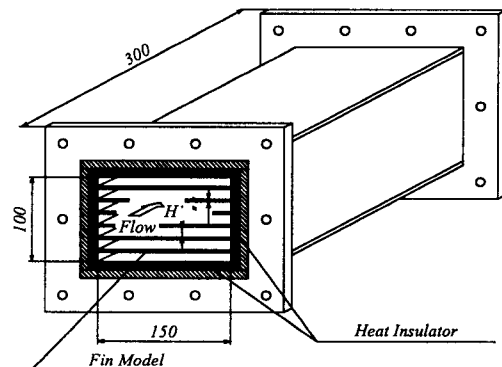
2.1.1 시험부

본 연구에 사용된 시험부는 지열발전 플랜트에 사용되고 있으며 공기로 냉각되는 핀-관 열교환기형 응축기를 사용하였다. Fig. 2(b)와 같이 핀은 두께(δ) 0.3 mm의 알루미늄 평판 16장으로 구성되며, 핀의 높이(H)는 5.6 mm로 일정하게 유지시키면서 유동방향으로 평행하게 설치하였다. Fig. 3(a)에서와 같이, 직경 30 mm, 높이 5.6 mm의 아크릴로 제작된 원형관은 유동방향으로 3열의 정렬형 혹은 어긋나기형 배열로 핀과 핀 사이의 표면에서 설치되었으며, 원형관의 종방향 및 횡방향의 피치는 75 mm로 균일하다. Fig. 3(b)에서와 같이, 본 연구에서 제안한 와류발생기는 삼각형 형태로 1열 원형관의 주위에서 횡방향으로 배치시켰으며, 길이(l), 높이(h), 받음각(attack angle, α)이 각각 30 mm($h/l=0.17$), 5 mm($h/H=0.9$), 15°의 형상이다. 0.3 mm 두께의 백크라이트(bakelite)로 제작된 와류발생기는 원형관의 정체점으로부터의 중심각(β)과 와류발생기와 원형관 사이의 간격(s)이 각각 110°와 9 mm인 지점에 배치시켰다. 본 연구에서 제안한 와류발생기의 효과를 비교하기 위해 Fiebig et al.⁽⁴⁾이 제안하고 있는 Fig. 3(c)의 형태의 형상도 실험적으로 평가하여 서로 비교하였다.

이때 Fiebig et al.⁽⁴⁾이 사용한 와류발생기는 $h/l=0.5$, $h/H=1.0$ 의 원형관 뒤에서 45°의 받음각도로 설치되었다.

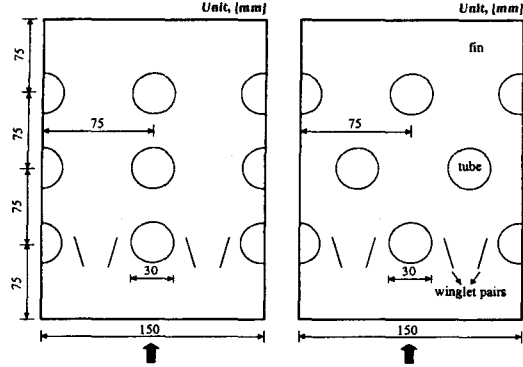


(a) Experimental apparatus

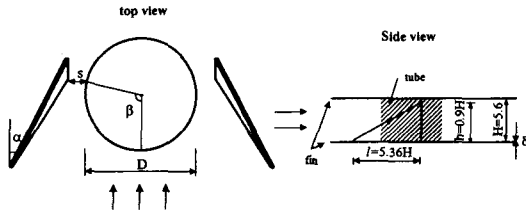


(b) Test core for fin tube bundles

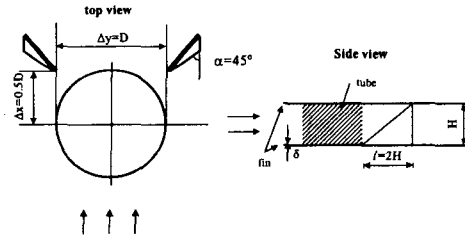
Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus and test core for fin&tube bundles.



(a) Geometric arrangements of test core with three tube rows and vortex generator



(b) The present proposed configuration of winglet



(c) The configuration of winglet proposed by previous study

Fig. 3 Schematic diagram of test core for fin tube bundles.

2.1.2 데이터 환산

열전달계수 및 압력강하는 Reynolds 수를 변수로 하여 각각 무차원 형태인 Colburn factor(j)와 Fanning factor(f)의 식(1)과 같이 나타내었다.

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}} \quad (1)$$

$$f = \frac{2H}{4L} \left\{ \frac{\Delta P}{\rho U_{in}^2 / 2} - (K_c + K_e) \right\}$$

여기서 Nusselt 수와 Reynolds 수는 각각 $h_m 2H / \lambda$,

$U_{in} 2H / \nu$ 에 해당되며, K_c 와 K_e 는 각각 시험부 입, 출구의 손실계수로서 Kay and London⁽⁹⁾에 제시된 값을 사용하였다. 비정상 열전달 실험기법에 의해 수행된 열전달계수의 측정방법은 다음과 같다.

Liang and Yang⁽⁷⁾은 시간변화에 대한 입구 유체온도의 변화를 나타내는 경계조건을 실험적으로 측정하여 식(2)와 같이 제시하였다.

$$T_f^*(\theta^*, 0) = 1 - e^{-\theta^*/\tau^*} \quad (2)$$

T_f^* 는 무차원 유체온도, θ^* 은 무차원 시간으로서 핀(고체)-유체계의 시정수($\tau_{sys} = m_s c_s / hA$)와 실제 시간(θ)의 비로서 정의된다. 여기서, m_s , c_s , h 와 A 는 핀의 질량, 핀의 비열, 평균 열전달계수와 열전달면적을 각각 나타낸다. τ^* 는 τ_i / τ_{sys} 로서 정의되며, τ_i 는 실험적으로 측정된 입구 유체온도의 시정수(time constant)이다. Liang and Yang⁽⁷⁾은 이상의 변수들을 바탕으로 에너지식과 입구 경계조건을 Laplace 변환으로 접근하여 두 영역에서의 출구온도를 다음과 같이 제시하였다.

$$(i) \theta^* < t^* \text{ 혹은 } \theta < L/U_c$$

$$\bar{T}_f^*(\theta^*, NTU) = 0 \quad (3)$$

$$(ii) \theta^* \geq t^* \text{ 혹은 } \theta \geq L/U_c$$

$$\bar{T}_f^*(\theta^*, NTU) = \frac{1}{\tau^*} \int_0^{\theta^*} e^{-(\theta^* - \eta)/\tau^* - b_1 \eta} \times \{ e^{-(\eta - t^*)} J_0[2\sqrt{b_2 t^* (\eta - t^*)}] + \psi_2(\eta, NTU) \} d\eta \quad (4)$$

여기서 J_0 는 1종의 zero-order Bessel 함수이다.

$$t^* = NTU/b_1 \quad (5)$$

$$\psi_2(\eta, NTU) = \int_0^{\eta - t^*} e^{-\xi} J_0[2(b_2 t^* \xi)^{1/2}] d\xi$$

t^* 은 NTU/b_1 으로 정의된 무차원 온도이며, b_1 은 $U(m_s c_s) / (\dot{m}_f c_f L)$ 로 나타낼 수 있다. 여기서

U , $m_s c_s$, \dot{m}_f , c_f , L 은 각각 시험부 입구의 평균 속도, 핀의 열용량, 유체의 질량유량, 유체의 비열, 시험부의 종방향 길이를 나타낸다. b_2 는 $(m_s c_s)/(m_f c_f)$ 로 정의된 핀과 유체계의 열용량 비를 나타낸다. U_c 는 유로의 최소 단면적을 기준으로 한 평균 속도를 의미하며 ζ 와 η 는 모의변수이다.

우선, 입구지점에서의 최종도달온도(final steady temperature of inlet fluid, T_{final})와 입구 공기온도의 시정수(time constant of inlet fluid temperature, τ_{in})를 결정하기 위해, 측정된 공기의 입구온도는 3개의 시간주기에 대하여(θ_1 , $\theta_2 = 2\theta_1$, $\theta_3 = 3\theta_1$) 식(2)에 각각 대입한다. 열량이 공급된 이후 30초 동안 0.02초의 간격으로 공기의 입구온도를 측정한다. 이때 초기의 시간에는 가열부에서 시험부로 전달되어지는 동안의 시간지체(time lag)가 존재하게 된다. 이러한 시간간격을 제거하기 위해, 초기시간 θ_1 을 3초로 가정한 후 시간지체가 0.02초 이내로 될 때까지 시간을 증가(0.02초)시키면서 식(2)에 대입한다. 따라서 시간 θ_1 , $\theta_2 = 2\theta_1$, $\theta_3 = 3\theta_1$ 에서의 측정된 입구온도 T_{f1} , T_{f2} , T_{f3} 는 식(2)를 만족하게 되며, 최종도달온도(T_{final})와 입구 공기온도의 시정수(τ_{in})는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_{final} = T_{f1} + (T_{final} - T_{f2}) \left(\frac{T_{final} - T_{f2}}{T_{final} - T_{f3}} \right)^{(\theta_2 - \theta_1)/(\theta_3 - \theta_2)} \quad (6)$$

$$\tau_{in} = (\theta_2 - \theta_1) / \left\{ \ln \frac{T_{final} - T_{f1}}{T_{final} - T_{f2}} \right\}$$

계산된 입구 공기온도의 시정수(τ_{in}), 최종도달온도(T_{final}), 시험부의 기하학적 체적과 유체 및 시험부인 핀의 물성치, 가정된 열전달계수를 식(4)에 대입하면, 이론적인 출구지점의 온도를 계산할 수 있다. 이때 계산된 출구온도와 측정된 출구온도와의 차이가 0.1%의 오차범위 이내이면 가정된 열전달계수는 실제 열전달계수로서 받아들인다. 만일 계산된 출구온도와 측정된 출구온도의 차이가 오차범위보다 크면, 두 값의 차이가

오차범위 이내가 될 때까지 열전달계수의 가정치를 변화시키면서 계산을 반복하여 최종적인 열전달계수를 구한다. 열전달계수는 입구 공기온도의 시정수인 τ_{in} 근방으로 10지점의 시간간격에서 구한 각각의 열전달계수를 평균하여 나타낸다. 본 연구에서는 Kline and McClintock⁽¹⁰⁾의 오차 전달방법(propagation-of-error method)에 따라 실험오차를 분석하였으며 식(7)을 이용하였다. 여기서 X_i 는 계산된 결과 R 을 구성하는 변수이고 U_x 는 변수 x_i 의 가능한 오차이다.

$$U_R = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \right) U_{x_i} \right]^2 \quad (7)$$

Reynolds 수, j 와 f 의 불확실성은 약 3%, 4~5.5%, 5%로 각각 계산되었다.

3. 실험결과 및 고찰

실험은 종방향 3열의 원형관이 핀 표면에 설치된 경우와 원형관이 부착되지 않은 평판을 비교함으로써 원형관 배열에 따른 핀의 열전달과 압력강하를 평가하였다. 이때 원형관이 부착되지 않은 평판은 앞선 연구자가 제안한 경험식을 사용하여 얻은 결과이다. 또한 원형관 주위에 선행 연구자들이 제안한 와류발생기와 본 연구자가 제안한 와류발생기를 부착하여 와류발생기에 의한 열전달과 압력강하의 특성을 서로 비교하였다.

Fig. 4는 Reynolds 수에 대하여 와류발생기가 설치되지 않은 3열의 정렬형 배열과 어긋나기형 배열의 열전달 특성을 나타낸다. Reynolds 수는 시험부 입구의 수력 직경을 기준으로 하여 350~2400의 범위에서 수행하였다. 또한 원형관군의 영향을 파악하기 위해 원형관이 설치되지 않은 평행판 사이의 입구 영역에서의 층류 열전달에 적용되는 Mercer 식(11)과도 함께 비교하여 나타내었다. 평행판에 대한 경험식과 원형관이 있는 핀의 열전달은 Reynolds 수가 가장 작은 경우에는 거의 유사하지만, Reynolds 수가 증가할수록 열전달 차이는 점차 증가하고 있다. Reynolds 수가 작은 경우, 원형관이 있는 핀의 열전달은 원형관 주위로의 발굽와류(horseshoe vortex)에 의한 열전달촉진과 원형관 후류인 재순환 영역에서

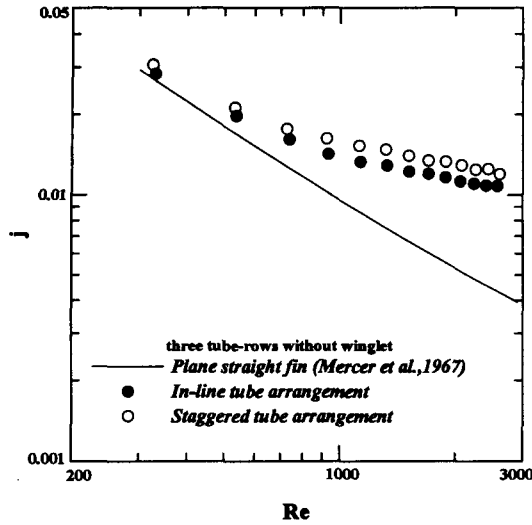


Fig. 4 Heat transfer for three tube-rows without winglet and plane straight fin proposed by previous study.

의 열전달 감소가 서로 상쇄되고, Reynolds 수가 증가할수록 난류 강도의 증가에 의해 원형관 후류의 재순환 영역이 줄고 원형관 들레에서의 말굽와류의 강도가 더욱 증가하게 되어 평행관의 열전달보다 열전달이 촉진되는 것으로 설명할 수 있다. 유동장 가시화를 수행한 선행 연구 역시 Reynolds 수가 증가할수록 원형관 후류의 재순환 영역은 감소하였다.⁽¹²⁾ 또한, 부 실험결과로서 어긋나기형 배열의 열전달이 정렬형보다 증가하고 있음을 알 수 있다. 이는 정렬형에서의 강한 말굽와류는 1열 관에 의해 형성되며, 이후의 열들은 1열 관의 후류 영역에 포함하게 되어 말굽와류의 강도가 1열에 비해 현저히 줄어드는 현상을 관측하였으며,⁽⁴⁾ 원형관에 의한 대부분의 열전달 촉진은 1열에서 형성되는 것으로 설명할 수 있다. 그러나 어긋나기형 배열의 경우, 1열 관에서 뿐만 아니라 다음 열에서도 강한 말굽와류를 형성시킬 수 있기 때문에 정렬형보다 더 넓은 면적의 핀 표면에서 열전달을 촉진시킬 수 있다.

Fig. 5는 Fig. 4에서 언급된 형상에 대한 압력강하를 보여주며, 원형관이 설치되지 않은 평행관 사이에서 고려한 Shah and London⁽¹³⁾식의 압력강하도 함께 나타내었다. 관에 의해 기인되는 마찰과 형상항력의 크기는 압력강하의 크기로 나타나는데, 열전달 특성과는 달리 관을 가지는 핀의

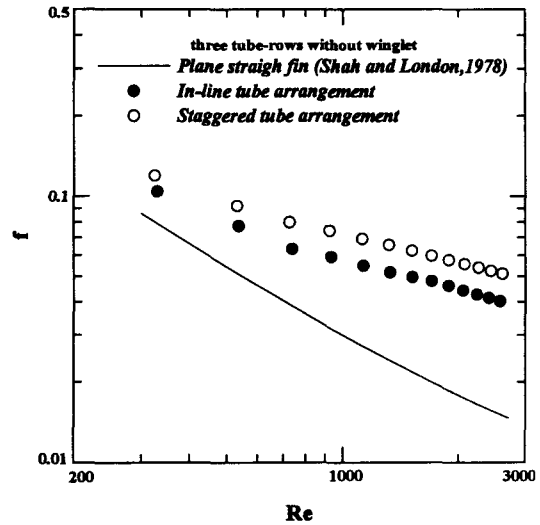


Fig. 5 Pressure loss for three tube-rows without winglet and plane straight fin proposed by previous study.

압력강하는 평행관에 비해 전체 Reynolds 수의 영역에서 더욱더 크고 급격한 증가를 나타내고 있다. 전체 Reynolds 수 영역에서 어긋나기형 배열의 압력강하가 정렬형보다 증가하는 것으로 나타난다.

Fig. 6은 선행 연구자들이 제안한 와류발생기 (tow out)와 본 연구에서 제안한 와류발생기(tow

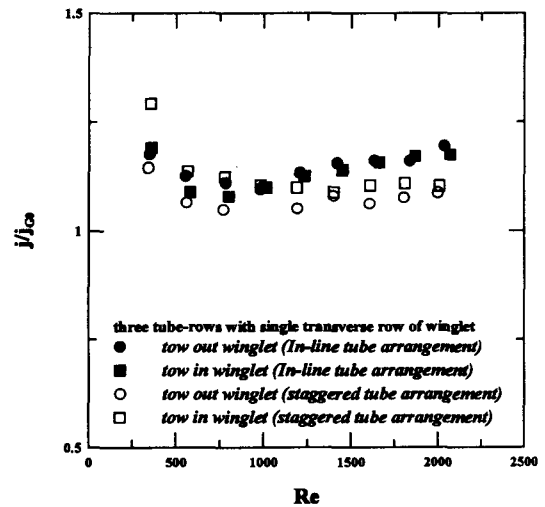


Fig. 6 Heat transfer for three tube-rows with winglet.

in)의 열전달 촉진을 서로 비교하여 나타내었다. 와류발생기는 1열의 원형관에서 횡방향으로 부착되어 있으며, 여기서 하첨자 G0는 와류발생기가 없는 3열의 원형관을 나타낸다. 본 연구에서 제안된 와류발생기는 와류발생기가 없는 경우에 비해 정렬형의 원형관 배열에서는 10~20%, 어긋나기형의 배열에서는 가장 작은 Reynolds 수 영역에서의 값을 제외하면 10~15%의 열전달 촉진을 보여주고 있으며, 선행 연구에서 제안한 와류발생기와 유사한 열전달 촉진효과로 나타났다. 본 연구에서 제안한 와류발생기는 Reynolds 수가 가장 작은 영역에서 다소 높은 열전달 촉진을 보여주고 있다. 본 연구자는 적외선 카메라(Imaging infrared camera)에 의한 핀의 표면온도 분포로부터 와류발생기에 의한 열전달 촉진효과를 확인한 바 있다. 결과에 의하면, 와류발생기가 없는 정렬형 배열에서 1열 주위로는 관에 의한 강한 말굽 와류가 형성되어 종 방향으로 핀의 열전달을 촉진시키지만, 원형관 후류의 재순환 영역에서는 낮은 열전달 분포로 나타났다. 그러나 본 연구에서 제안된 와류발생기가 부착된 경우, 와류발생기에서 야기된 종와류에 의해 국소적으로 300%까지 핀의 열전달을 증가시키고, 1열 원형관 후류에서도 20%의 열전달을 촉진시키는 것으로 나타났다.^(14,15)

Fig. 7은 와류발생기의 부착 유무에 대한 핀의 압력강하를 Reynolds 수로 나타내었다. 일반적인

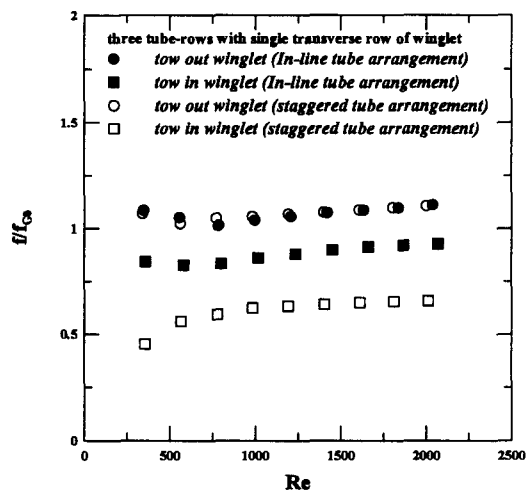


Fig. 7 Pressure loss for three tube-rows with winglet.

로 열전달을 촉진시키기 위한 기존의 열전달 촉진장치는 필연적으로 압력강하 증가를 유발하며, Fiebig et al.⁽⁴⁾이 제안한 와류발생기(tow out) 역시 다른 열전달 촉진장치에 비해 압력강하의 증가치가 상대적으로 작긴 하지만 와류발생기가 없는 경우보다는 증가하는 결과로 나타나고 있다. 이에 반해 본 연구에서 제안한 와류발생기(tow in)가 원형관 주위에서 $\alpha=15, \beta=110, s=9$ mm로 배치된 경우, 와류발생기가 없는 경우에 비해 압력강하가 정렬형의 원형관 배열에서는 8~15%, 어긋나기형의 배열에서는 34~55% 감소하였으며, 특히 Reynolds 수가 가장 작은 영역에서 압력강하 감소가 가장 크게 나타난다. 와류발생기가 없는 원형관 배열인 경우, 원형관 후류인 재순환 영역의 폭과 길이는 Reynolds 수가 작을수록 증가하게 된다. 이때 본 연구에서 제안하는 와류발생기를 원형관 주위에 적절히 부착되면, 와류발생기와 원형관 사이에서의 유동은 가속되고 그 결과로써 박리지연(separation delay)으로 인한 후류영역의 크기와 발달을 줄이게 되어 형상항력이 줄어든다. 이것은 PIV 기법에 의한 유동 가시화 실험으로부터 확인하였다.⁽¹⁶⁾ 정렬형의 원형관 1열 주위에 와류발생기가 배치된 경우, 가속유동은 1열 원형관 뒤의 후류 영역을 줄일 수 있지만 2열 원형관에 의해 차단되어 가속유동의 효과는 줄어들 수 있다. 반면에 어긋나기형의 경우, 다음 원형관까지의 종방향 길이는 정렬형 배열에 비해 두배이며(Fig. 3(a) 참고), 1열에서 발생한 가속유동은 핀의 하류지점으로 용이하게 흘러갈 수 있기 때문에 원형관 1열 뒤에 넓게 분포된 후류 영역을 더욱 줄이게 되어 압력강하 감소가 정렬형보다 크게 나타난 것으로 판단된다.

4. 결론

본 연구에서 제안하는 와류발생기는 강한 종와류(longitudinal vortices)를 발생시켜 핀의 열전달을 촉진시키고 와류발생기와 원형관 사이의 가속유동에 의해 원형관 후류 영역에서의 열전달 촉진과 형상항력의 감소를 동시에 가져올 수 있다. 본 연구에서 제시된 시험부의 기하학적 및 유동 조건에서 수행된 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 와류발생기가 부착되지 않은 원형관의 경우, 핀의 열전달과 압력강하는 정렬형보다 어긋

나기형 배열에서 증가하는 것으로 나타났다.

(2) 본 연구에서 제안한 와류발생기의 배치에서 열전달 촉진은 기존 연구자들이 제안한 형상과 유사하게 정렬형과 어긋나기형에서 각각 10~20%와 10~15% 증가하였다.

(3) 기존 연구자들이 제안한 와류발생기와는 달리 본 연구에서 제안한 와류발생기의 배치는 정렬형과 어긋나기형 배열에서 와류발생기가 없는 경우에 비해 압력강하가 각각 8~15%와 34~55% 정도 감소하였으며, 특히 Reynolds 수가 작은 영역에서 큰 감소로 나타났다.

참고문헌

1. Fiebig, M., Mitra, N. and Dong, Y., 1990, Simultaneous heat transfer enhancement and flow loss reduction of fin-tubes, Proc., 9th Int. Heat Transfer Conference 4, Jerusalem, pp. 51-55.
2. Fiebig, M., 1995, Vortex generators for compact heat exchangers, Vol. 2, Nos. 1-2, pp. 43-61.
3. Fiebig, M., Valencia, A. and Mitra, N. K., 1993, Local heat transfer and flow losses in fin-tube heat exchangers with vortex generators: a comparison of round and flat tubes, Experimental heat transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, pp. 337-344.
4. Fiebig, M., Valencia, A. and Mitra, N. K., 1993, Wing-type vortex generators for fin and tube heat exchangers, Experimental Thermal and Fluid Sci. 7, pp. 287-295.
5. Biswas, G., Mitra, N. K. and Feibig, M., 1994, Heat transfer enhancement in fin-tube exchangers by winglelet type vortex generators, Int. J. Heat Mass Transfer 37, pp. 283-291.
6. Mochizuki, S., Yagi, Y. and Yang, W. J., 1998, Advances in single-blow method for performance evaluation of heat transfer surfaces, Pro. of 2nd Int. Symp. on Heat Transfer 1, Beijing, China, pp. 284-291.
7. Liang, C. Y. and Yang, W. J., 1975, Modified single-blow technique for performance evaluation on heat transfer surfaces, Trans. ASME, Journal of Heat Transfer, pp. 16-21.
8. Park, B. K., Hong, T. and Park, S. H., 1999, Performance evaluation technique of a heat exchanger using a transient response analysis (in Korean), Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 1, pp. 81-90.
9. Kay, W. M. and London, A. L., 1964, Compact Heat Exchangers, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, Chap. 5.
10. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, Mechanical Engineering 75, pp. 3-8.
11. Mercer, W. E., Pearce, W. M. and Hitchcock, J. E., 1967, Laminar forced convection in the entrance region between parallel flat plates, Trans. ASME, Journal of Heat Transfer, pp. 251-257.
12. O'Brien, J. E. and Sohal, M. S., 2000, Heat transfer enhancement for finned-tube heat exchangers with winglelets, Proceedings of the International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Orlando, FL, November.
13. Shah, R. K. and London, A. L., 1978, Laminar flow forced convection in ducts, Advances in Heat Transfer (suppl. 1), pp. 160-169.
14. Torii, K., Kwak, K. M. and Nishino, K., 2002, Heat transfer enhancement and pressure drop for fin-tube bundles with winglelet vortex generators, Int. Heat Transfer Conference, Grenoble, France.
15. Miyazaki, S., Torii, K., Kwak, K. M. and Nishino, K., 2002, Measurement of local heat transfer for fin-tube bundle with vortex generator, 39th National Heat Transfer Symposium of Japan, Hokkaido.
16. Kawai, R., Nishino, K. and Torii, K., 2001, PIV measurement of 3-D velocity distribution around finned tubes with vortex generators, 4th International Symposium on Particle Image Velocimetry, Goettingen, September 17-19, p. 1100.