

정렬형 관 배열에서의 와류발생기 응용

곽 경 민[†]

경일대학교 기계자동차학부

(2005년 9월 5일 접수, 2005년 12월 9일 채택)

Application with Winglet-Type Vortex Generators in an In-line Tube Arrangement

Kyungmin Kwak[†]

School of Mechanical and Automotive Engineering, Kyungil University, Gyeongsan 712-701, Korea

(Received 5 September 2005, Accepted 9 December 2005)

요 약

3열 정렬형 관군 배열에서 3열의 “common flow up”과 “common flow down” 형상의 와류발생기를 부착하여 와류발생기에 의한 열전달 촉진과 압력강하를 비교하였다. 선행 연구자들이 제안한 “common flow down” 형상의 와류발생기는 와류발생기가 없는 흰-관군에 비해 열전달 촉진은 10%~25% 향상되었고, 압력강하는 20%~35% 증가하였다. “common flow up” 형상의 와류발생기의 경우 후연 수평거리(Δy)를 변화시키면서 평가하였다. 와류발생기는 삼각형과 사각형 형상을 적용하였다. 후연 수평거리(Δy)가 5 mm이고 삼각형의 “common flow up” 형상의 와류발생기가 정렬형 관군에서 설치될 때 Reynolds 수(유로 높이의 2배를 기준으로)가 300~2700 범위에서 열전달 촉진은 10%까지 향상하였고, 동시에 압력강하는 8%~15% 감소하였다. 삼각형 와류발생기가 부착된 흰-관군의 성능이 상대적으로 작은 압력강하 때문에 사각형 와류발생기가 부착된 흰-관군의 성능보다 좋게 나타났다.

주요어 : 와류발생기, 열전달 촉진, 압력강하 비, 흰-관 열교환기

Abstract — Heat transfer enhancement and pressure loss penalty caused by three-row winglets built in three-row tube-bundles in an in-line arrangement, are compared between “common flow up” and “common flow down” winglet configurations. The “common flow down” winglet-pairs recommended by the previous researchers bring about 10% to 25% increase in heat transfer enhancement and 20% to 35% increase in pressure loss penalty, in comparison with fin-tube bundles without winglets. For the “common flow up” winglet-pairs, the spanwise distance between the trailing edges (Δy) of winglet pairs was changed and investigated. Two types of winglet are applied for triangular and rectangular shapes. In the triangular winglets with $\Delta y=5$ mm in in-line tube bundles, the heat transfer increased up to 10%, and simultaneously the pressure loss decreased by 8% to 15% for the Reynolds number (based on two times channel height) ranging from 300 to 2700, when the “common flow up” winglets were built in. The performance of fin-tube bundles with triangular winglets is much superior to the rectangular one, because of the smaller pressure-loss penalty.

Key words : Vortex generator, Heat transfer enhancement, Pressure-loss penalty, Fin-tube heat exchanger

[†]To whom correspondence should be addressed.
School of Mechanical and Automotive Engineering, Kyungil University, Gyeongsan 712-701, Korea
Tel: 053-850-7131
E-mail: kmkwak@kiu.ac.kr

1. 서 론

핀관 열교환기(fin-tube heat exchanger)는 지열발전소, 가정용 및 자동차용 공기조화기를 비롯한 많은 공학적 응용에 적용되고 있다. 여러 개의 핀과 관으로 조합된 열교환기는 관의 주위로 형성되는 말굽와류(horseshoe vortex)에 의해 핀의 열전달은 촉진되지만, 관 후류인 재순환 영역에서의 핀 표면은 열전달이 억제되고 관의 형상 항력(form drag)에 의해 압력강하는 증가되는 것으로 알려져 있다^{[1][2]}. 기존의 연구자들은 핀과 공기사이의 열전달을 증가시키기 위한 하나의 방법으로서 열전달 촉진에 비해 상대적으로 압력강하의 증가가 작은 와류 발생기(vortex generator)를 핀 표면에 부착하여 사용하고 있다^[3]. 기존의 연구자들이 핀의 열전달을 촉진시키기 위해 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 “common flow down” 혹은 “toe-in”이라 명명한다. 본 연구자는 “common flow down” 형상의 와류발생기를 원형관 배열의 핀-관 열교환기에 적용하여 평가한 결과, 와류발생기는 다른 열전달 촉진 장치에 비해 핀의 압력강하의 증가치가 작긴 하지만 필연적으로 와류발생기가 없는 경우보다는 증가하였다. 특히 Reynolds 수가 1000 이하의 낮은 영역에서는 핀 성능 향상에 큰 효과로 나타나지 않

았다^[6]. 이에 본 연구자는 와류발생기의 새로운 배치를 제안하여 이를 “common flow up”, 혹은 “toe-out”(Fig. 1(b))이라 명명하여 제안된 배치에 대한 열전달 및 유동 특성을 평가한 바 있다^[6]. Fig. 1(b)의 와류발생기에서 후연의 횡반경 간격이 전연의 횡반경 간격보다 좁은 형상이며, 와류발생기가 원형관 주위에 적절히 놓여 있을 때 와류발생기와 원형관 사이의 유로는 가속 유동을 유발시키게 되고, 그 결과로서 원형관의 박리점을 후류지점으로 이동시킬 수 있다. 결국 가속 유동에 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 후류영역이 분포하기 때문에 Fig. 1(b)의 와류발생기의 효과는 상대적으로 Reynolds 수가 작은 영역에서 크게 나타날 수 있다. “Common flow up” 와류발생기를 3열 원형관의 정렬형관 배열(In-line tube arrangement)과 어긋나기형관 배열(Staggered tube arrangement)에 적용하여 평가한 결과, 정렬형관 배열에서는 와류발생기가 없는 경우에 비해 열전달 촉진은 10~20%의 증가와 함께 동시에 압력강하는 815% 오히려 감소가 되었고, 어긋나기관 배열에서는 열전달 촉진은 10~30%의 증가와 함께 동시에 압력강하는 34~55% 오히려 감소가 되는 결과를 나타내었다^[6]. 이에 본 연구에서는 “common flow up” 와류발생기의 다양한 변수들을 도입하여 열전달 촉진과 압력 강하에 관한 연구를 확장시키고 핀-관 열교환기의 성능향상을 위한 기초 자료를 확보하고자 한다. 3열 정렬형관 배열에서 삼각형 혹은 사각형의 와류발생기 형상의 성능 비교와 함께 원형관 지점 주위의 기하학적 위치를 변수로 하여 와류발생기의 성능을 평가하였다.

2. 실험장치 및 방법

2-1. 실험장치

실험장치는 Mochizuki *et al.*^[7]의 장치를 토대로 크게 송풍기, 가열망(heating screen), 시험부 및 측정부 등으로 구성된 개방형 풍동 실험 장치이며, Fig. 2(a)에 나타내었다. 3.3 kW 용량의 송풍기는 공기의 속도를 조절하기 위해 설치된 인버터에 의해 구동되며, 시험부는 150 × 100 × 300 mm(폭×깊이×길이)의 체원을 가지며 Fig. 2(b)와 같이 수직으로 설치되었다. 시험부 입구에서의 평균속도는 0.5~3.5 m/s의 범위로 선정하였다. 가열망은 저항에 의해 직접 발열하는 스테인레스강으로 제작하였으며, 공기 유동에 신속하고 일정하게 열을 공급하기 위해 시험부 입구의 전 단면에서 일정간격으로 조밀히 배치시켰다. 열량의 조절은 전압조정기에 의해 조절되며,

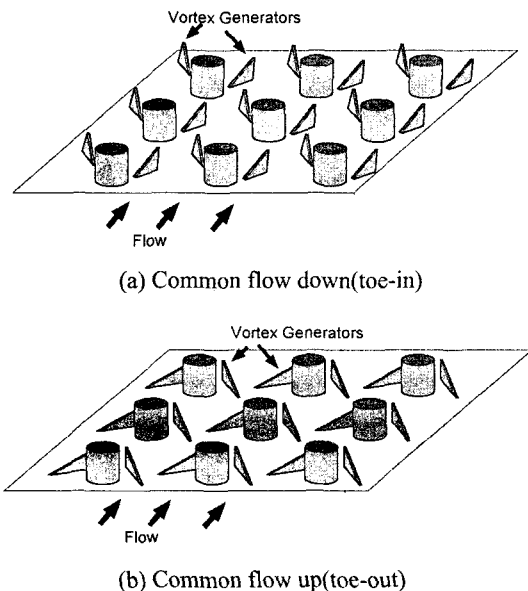


Fig. 1. Configuration of winglet type vortex generator on the fin surface with tube bank^[6].

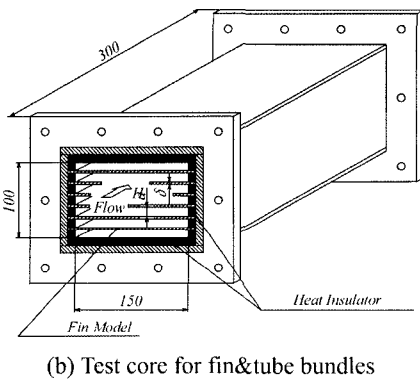
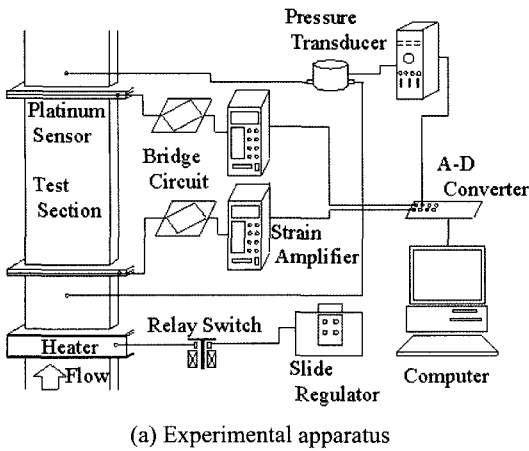


Fig. 2. Schematic diagram of experimental apparatus and test core for fin&tube bundles.

실험은 입구 공기속도의 증가에 따라 열량도 증가시키면서 수행된다. 공기 유동의 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. 열전달 계수를 측정할 때 사용되는 이러한 실험기법은 정상 열전달 실험과는 달리 열교환기 표면 온도를 따로 측정할 필요가 없어 온도 측정에 의한 실험 오차를 줄일 수 있을 뿐만 아니라 빠른 시간 내에 실험을 완료시킬 수 있는 장점이 있다. 실험장치에서의 난류강도는 아래 식(1)을 사용하여 계산하였다.

$$Turb = \frac{\sqrt{\sum u^2}}{U_m} \quad (1)$$

실험장치의 난류강도는 공기속도가 0.5 m/s일 때 0.001,

공기속도가 2.5 m/s일 때 0.035로서, 단면의 측정지점 별로 거의 일정하게 나타났다.

2-1-1. 시험부

본 연구에 사용된 시험부는 지열발전 플랜트 등에 사용되고 있는 공기로 냉각되는 환-관 열교환기형 응축기를 사용하였다. Fig. 2(b)와 같이 환은 두께(δ) 0.3 mm의 알루미늄 평판 16장으로 구성되며, 환의 높이(H)는 5.6 mm로 일정하게 유지시키면서 유동방향으로 평행하게 설치하였다. Fig. 3(a)에서와 같이, 직경 30 mm, 높이가 5.6 mm의 아크릴로 제작된 원형관은 유동방향으로 3열의 정렬형 관 배열로 환과 환사이의 표면에서 설치되었으며, 원형관의 종방향 및 횡방향의 피치는 75 mm로 균일하다. Fig. 3(b)에서와 같이, 본 연구에서 제한한 와류발생기는 삼각형 혹은 사각형 형태로 3열 원형관의 주위에서 횡 방향으로 배치시켰으며, 길이(l), 높이(h) 및

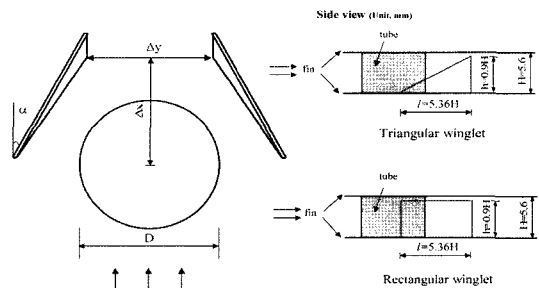
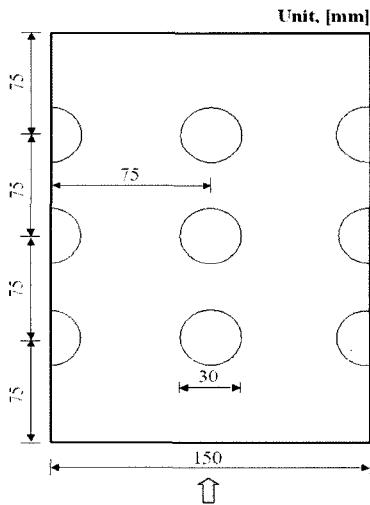


Fig. 3. Geometric condition of test-core with three-row tubes and winglets.

관 중심과 후연사이의 수직거리(Δx) 및 받음각(attack angle, α)이 각각 30 mm($h/l=0.17$), 5 mm($h/H=0.9$), 30 mm 및 30°의 형상이다. 0.3 mm 두께의 백크라이트(bakelite)로 제작된 와류발생기를 한 쌍에서의 후연 수평거리(Δy)가 각각 5 mm, 18 mm, 45 mm 로 변화시키면서 성능을 평가하였다. 본 연구에서 제안한 와류발생기의 효과를 비교하기 위해 Fiebig *et al.*^[3]이 제안하고 있는 “common flow down”의 형상도 실험적으로 평가하여 서로 비교하였다. 이때 Fiebig *et al.*^[3]이 사용한 와류발생기는 $h/l=0.5$, $h/H=1.0$ 의 원형관 뒤에서 45°의 받음각도로 설치되었다.

2-1-2. 데이터 환산

열전달 계수 및 압력강하는 Reynolds 수를 변수로 하여 각각 무차원 형태인 Colburn factor(j)와 Fanning factor(f)의 식(2)과 같이 나타내었다.

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}}, \quad Nu = \frac{h_m 2H}{\lambda}, \quad Re = \frac{U_{in} 2H}{\nu},$$

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

여기서 H , h_m , Nu , Pr , Re , λ , L , U_{in} , K_c 와 K_e 는 각각 흰 피치, 열전달 계수, Nusselt 수, Prandtl 수, Reynolds 수, 열전도 계수, 시험부 길이, 입구 공기의 평균 속도, 시험부 입, 출구의 손실계수이다. 시험부 입, 출구의 손실계수는 Kays and London^[8]에 제시된 값을 사용하였다. 비정상 열전달 실험 기법에 의해 수행된 열전달 계수의 측정 방법은 참고문헌^[6]에 자세히 언급되었다. 본 연구에서는 Kline and McClintock^[9]의 오차 전달 방법(propagation-of-error method)에 따라 실험 오차를 분석하였으며 식(3)을 이용하였다. 여기서 X_i 는 계산된 결과 R 을 구성하는 변수이고 U_{x_i} 는 변수 x_i 의 가능한 오차이다.

$$U_R = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \right) U_{x_i}^2 \right]^{1/2} \quad (3)$$

Reynolds 수, j 및 f 의 불확실성은 각각 3.0%, 5.5% 및 5.0%로 각각 계산되었다. 그러나, j 및 f 의 불확실성을 $(j-j_{Go})$ 또는 $(f-f_{Go})$ 로 표현하게 되면 bias 에러가 제거되고 precision 에러로만 표현할 수 있다. 따라서 $(j-j_o)/(j_{Go}-j_o)$ 와 $(f-f_o)/(f_{Go}-f_o)$ 의 불확실성은 각각 0.04% 및 1.0%로 나타낼 수 있으며, 이 때 하첨자 Go 및 o 는 와류발생기가 없는 원·관군과 관군이 없는 단지 원 채널로만 구성된 유로를 각각 나타낸다.

3. 실험결과

실험은 원형관 주위에서 와류발생기의 후연 수평거리

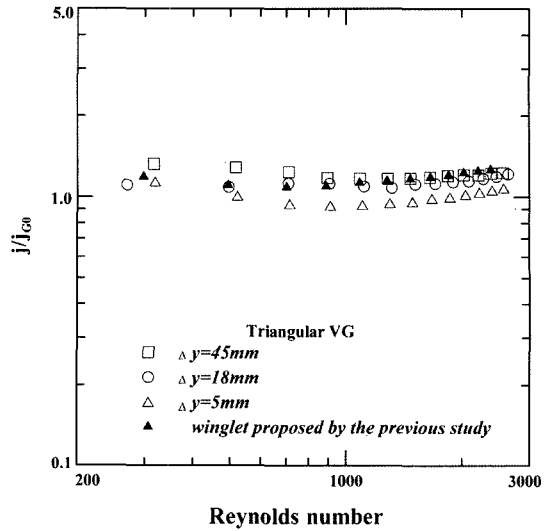


Fig. 4. Heat transfer enhancement for fin-tube bundles with winglets at various locations.

(Δy)의 변화와 형상의 변화(삼각형 혹은 사각형)를 평가하였으며, 선행 연구자들이 제안한 와류발생기의 특성과도 서로 비교하였다. Reynolds 수는 시험부 입구의 수력직경을 기준으로 300~2700의 영역에서 수행하였다.

Fig. 4는 받음각이 30°이고 한 쌍의 후연 수평거리(Δy)가 각각 5 mm, 18 mm 및 45 mm로 변화시키면서 삼각형 형상의 “common flow up” 와류발생기에 대한 열전달 촉진효과를 나타내었다. 비교를 위하여, Fig 1(a) 및 Fiebig *et al.*^[3]의 “common flow down” 형상도 평가하여 제시하였으며, 이는 선행연구자들이 제안한 최적의 위치 및 형상에서의 결과이다. 와류발생기는 원형관 제 3열의 주위 전체에 부착하였다. 하첨자 Go 는 와류발생기가 부착되지 않은 원형관에서의 결과이다. Reynolds 수의 증가에 따라 열전달 촉진은 거의 일정하며, 한 쌍의 와류발생기의 후연 수평거리(Δy)가 증가됨에 따라 열전달 촉진은 약간씩 증가하고 있다. 한 쌍의 후연 수평거리(Δy)가 5 mm, 18 mm 및 45 mm에 대해서 열전달 촉진은 와류발생기가 없는 경우보다 각각 0~10%, 10~20% 및 17~30% 증가하고 있다. 특히 Δy 가 18 mm인 경우 선행연구자들이 제안하고 있는 “common flow down” 형상의 열전달 촉진효과와 거의 유사하게 나타났다.

Fig. 5는 Fig. 4에서 평가한 형상으로서 압력강하 비(f/f_{Go})를 나타내었다. 압력 강하는 열전달 촉진비의 결과와 달리 Δy 의 변화에 대해 상대적으로 큰 차이를 보여 주며, Δy 가 작을수록 압력강하 비는 작게 나타나고 있다. Δy 가 5 mm에 와류발생기가 설치된 경우 압력강하는 와류발생기가 부착되지 않은 경우보다 약 8~15% 오

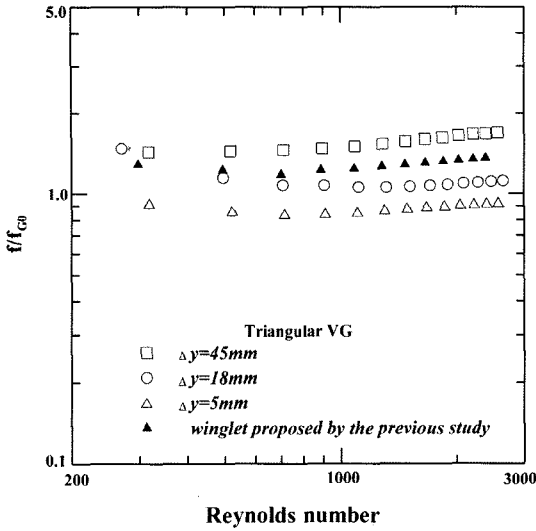


Fig. 5. Pressure-loss penalty for fin-tube bundles with winglets at various locations.

히려 감소하고 있다. 반면에 Δy 가 18 mm인 경우 약 10%(가장 낮은 Reynolds 수에서는 제외), Δy 가 45 mm인 경우 40~70% 압력 강하는 증가하고 있다. Δy 가 5 mm 및 18 mm인 경우 “common flow down” 형상의 와류 발생기와 비교하면 열전달 촉진은 동등 이상이고 압력 강하는 상대적으로 낮은 값을 나타내고 있음을 알 수 있다. Δy 가 클수록 압력 강하가 크게 나타나는 이유는 Δy 가 클수록 원형관과 와류발생기 사이에서의 가속 유동

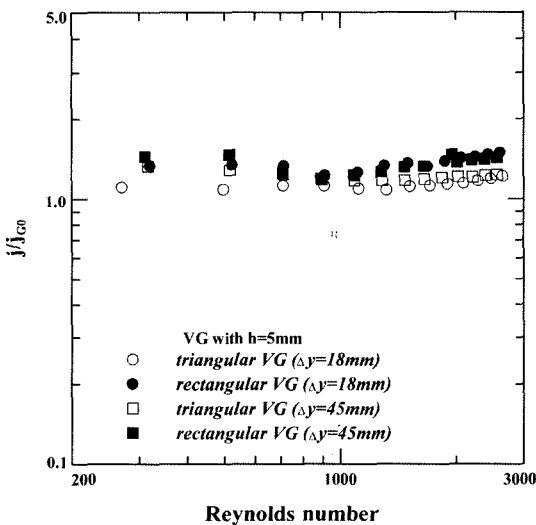


Fig. 6. Heat transfer enhancement for fin-tube bundles with various shapes of winglets.

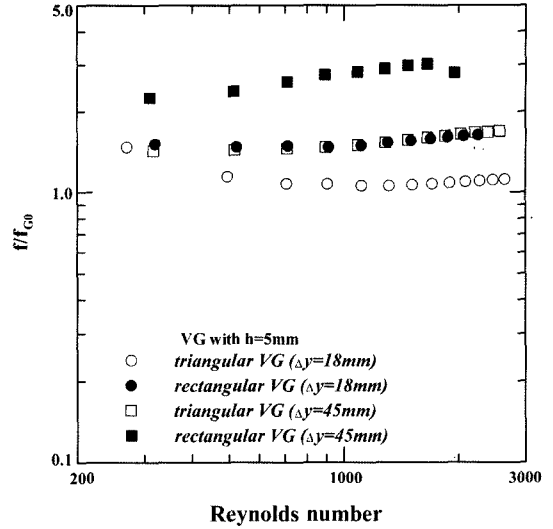


Fig. 7. Pressure-loss penalty for fin-tube bundles with various shapes of winglets.

이 상대적으로 약해지고 또한 이웃하고 있는 횡방향에서의 다른 와류발생기와의 전연 간격이 좁아지게 되어 압력강하가 증가된 것으로 판단된다.

Fig. 6은 삼각형과 사각형의 와류발생기 형상에 대한 열전달 촉진비(j/j_{co})를 비교하였다. 와류발생기의 위치는 동일한 지점에서 부착하여 서로 비교하였다. 사각형의 와류발생기 형상은 와류발생기가 없는 경우보다 약 50% 까지 열전달이 촉진되었으며, 삼각형 형상에 비해 약 30% 열전달 촉진이 더 크게 나타났다.

Fig. 7은 삼각형과 사각형의 와류발생기 형상에 대한 압력강하 비(f/f_{co})를 비교하였다. Reynolds 수의 전 구간에서 사각형 형상의 와류발생기의 압력강하는 와류발생기가 없는 경우보다 50~200% 증가하였고 삼각형에 비해서는 약 75%까지 증가하였다. Hydrogen-bubble 기법의 유동가시화에 따르면, 사각형 형상의 와류발생기는 삼각형 형상의 와류발생기에 비해 원형관 바로 뒤의 후류 영역 제거에는 훨씬 효과적으로 작용하였지만 사각형 형상의 와류발생기 자체에서 재순환되는 후류영역이 나타남을 확인하였으며^[10], 이것이 사각형 형상의 압력강하를 더욱 증가시킨 요인으로 판단된다.

일반적으로 열교환기의 성능은 열전달과 압력강하를 동시에 고려해야 하며, 이를 일반적인 하나의 성능지수로 표현하기는 대단히 어렵다. 기존의 선행 연구자들은 다양한 방법으로 열전달 성능과 압력강하를 동시에 고려하여 원의 전체 성능을 나타내고자 하였으며, 본 연구에서는 김내현 등^[11]이 사용한 j/f 방법으로 원의 성능을 평가하였다. Fig. 8은 열전달과 압력강하를 동시에 고

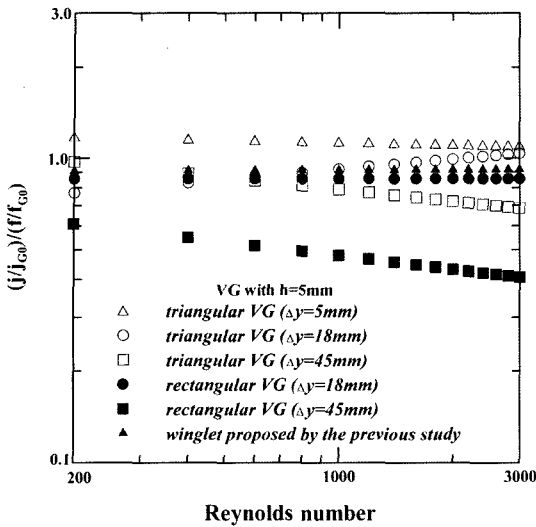


Fig. 8. Performance evaluation for fin-tube bundles with various shapes of winglets.

려하여 $(j/j_{Co})/(f/f_{Co})$ 의 비로서 와류발생기의 성능평가를 비교하였다. 한 쌍의 와류발생기 후연의 거리(Δy)가 감소함에 따라 삼각형 혹은 사각형의 와류발생기의 성능은 상당히 크게 증가하고 있다. Δy 가 5 mm이고 삼각형 형상의 와류발생기인 경우 전체 Reynolds 수 변화에 거의 일정한 성능 값을 나타내고 평가된 와류발생기 형상 중에서 가장 성능이 좋으며, 동일한 위치에서 삼각형의

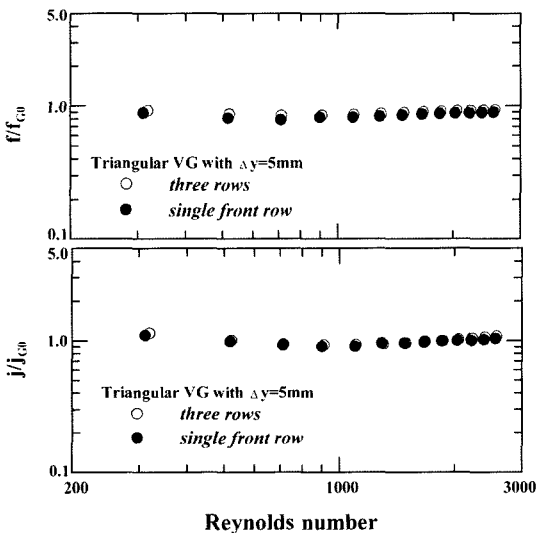


Fig. 9. Effects of the number of winglet-rows on both heat transfer enhancement and pressure-loss penalty.

형상이 사각형 형상보다 성능에 유리한 것으로 나타났다.

Fig. 9는 Δy 가 5 mm인 삼각형의 와류발생기에 대해서 와류발생기의 열수에 대한 열전달과 압력강하 영향을 나타내었다. 유동 유입방향을 기준으로 원형관의 첫 번째 열에 위치한 와류발생기에 의한 열전달 영향은 3열 원형관 전체에 위치한 열전달 효과와 거의 유사한 값과 경향을 나타내었다. 이는 원형관의 2열 및 3열에 위치한 와류발생기의 열전달 촉진영향은 거의 없고 대부분의 열전달 촉진이 1열에 위치한 와류발생기에 의해 발생된 것으로 판단된다. 압력강하 역시 열전달의 경향과 유사하게 나타났다.

4. 결 론

원형관 주위에 “common flow up” 형상의 와류발생기를 후연 수평거리(Δy)와 형상을 변화시켜 와류발생기에 의한 열전달 촉진과 압력강하 실험을 수행하고 선행 연구자들이 제안한 “common flow down” 형상의 와류발생기와도 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) Δy 가 5 mm이고 삼각형 형상인 “common flow up” 와류발생기의 경우, 와류발생기가 없는 경우에 비해 열전달 촉진은 10% 증가하였고, 압력강하는 오히려 8~15% 감소하였다. 이때 Reynolds 수는 시험부 입구의 수력직경을 기준으로 300~2700의 영역에서 수행하였다.

(2) 열전달과 압력강하를 동시에 고려하면 와류발생기의 형상에 의한 성능은 삼각형 형상이 사각형 형상보다 크게 나타났다.

(3) 원형관의 첫 번째 열에 위치한 와류발생기에 의한 열전달과 압력강하 영향은 3열 원형관 전체에 와류발생기가 위치한 결과와 거의 유사하게 나타났다.

참고문헌

1. Fiebig, M.; Mitra, N.; Dong, Y. “Simultaneous heat transfer enhancement and flow loss reduction of fin-tubes”, Proc. 9th Int. Heat Transfer Conf, 4, Jerusalem, 1990, 51-55.
2. Fiebig, M. “Vortex generators for compact heat exchangers”, Journal of Enhanced Heat Transfer, 1995, 2, 43-61.
3. Fiebig, M.; Valencia, A.; Mitra, N.K. “Wing-type vortex generators for fin-and tube heat exchangers”, Experimental Thermal and Fluid Sci., 1993, 7, 287-295.
4. Biswas, G.; Mitra, N.K.; Fiebig, M. “Heat transfer enhancement in fin-tube exchangers by winglet type vortex generators”, Int. J. Heat Mass Transfer, 1994,

- 37, 283-291.
5. Fiebig, M.; Valencia, A.; Mitra, N.K. "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*, 1993, 337-344.
 6. Torii, K.; Kwak, K.M.; Nishino, K. "Heat transfer enhancement accompanying pressure-loss reduction with winglet-type vortex generators for fin-tube heat exchangers", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2002, 45, 3795-3801.
 7. Mochizuki, S.; Yagi, Y.; Yang, W.J. "Advances in single-blow method for performance evaluation of heat transfer surfaces", *Pro. of 2nd Int. Symp. on Heat Transfer*, 1, Beijing, China, 1988, 284-291.
 8. Kays, W.M.; London, A.L. "Compact heat exchangers", 2nd ed., McGraw-Hill, New York, Chap. 5, 1964.
 9. Kline, S.J.; McClintock, F.A. "Describing uncertainties in single sample experiments", *Mechanical Engineering*, 1953, 75, 3-8.
 10. Torii, K. "Application of vortex generator and oval tubes to enhance performance of air-cooled condensers and other heat exchanger", NEDO Research Report, 99EF1-2000, 2001, 35-121.
 11. Kim, N.H.; Cho, J.P.; Youn, B. "An experimental investigation on the airside performance of fin-and-tube heat exchangers having sinusoidal wave fins", *Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, 2004, 16(4), 355-367.