

짧은 못형핀의 형상 변화에 따른 열전달 및 마찰손실 특성

Heat transfer and friction loss characteristics of shaped short pin-fin arrays

조 형 희* R. J. Goldstein
H. H. Cho, R. J. Goldstein

Key words : Short pin-fin array(못형핀 배열), Stepped-diameter circular fin(단이 있는 원형핀), Heat exchanger(열 교환기), Pressure loss(압력 손실), Gas turbine blade(가스터빈 블레이드)

Abstract

Average heat transfer coefficients and friction coefficients have been measured from staggered short pin-fin arrays to investigate the effect of fin shapes. Flow entering into the test section is a fully developed duct flow and the Reynolds number ranges from 5,000 to 25,000 based on fin diameter and average approaching velocity. The fin has three different shapes; uniform-diameter circular fin, two stepped-diameter circular fins. Average heat transfer rates change slightly with the fin shapes. However, friction loss (pressure loss) for the stepped-diameter fins is significantly less than that for the uniform-diameter fin. This results indicate that the stepped-diameter fin arrays in duct flow enhance heat transfer rates largely based on unit pumping power.

기 호 설 명

C_f : 정압비열
 d : 핀의 직경(여기서는 13.34mm)
 D_h : 덕트 수력직경
 d_m : 중간단 핀의 직경(여기서는 9.40mm)
 ΔT_b : 덕트 출구와 입구사이의 혼합평균온도 차이
 f : 덕트내 마찰계수, 식 (6)
 H : 덕트 또는 전체 핀의 높이
 h : 열전달계수

H_f : 끝단핀의 높이
 I : 진열판 가열 전류
 k : 열전도도
 \dot{m} : 덕트내 유량
 N : 핀 배열의 수
 Nu : Nusselt number, 식 (4)
 \dot{Q} : 유체에 전달된 열량, 식 (1)
 \dot{Q}_L : 진열판의 발열량
 R : 진열판의 전체 저항
 $Re_{in,z}$: 덕트 입구 평균속도를 기준으로한 Reynolds number, 식 (2)
 Re_{max} : 덕트내 최대 유속을 기준으로한 Reynolds number, 식 (5)

* 정희원, 연세대학교 기계공학과

** University of Minnesota

- S : 전체 열전달 표면적
 T_{b1} : 덕트 입구에서의 혼합평균온도
 T_{b2} : 덕트 출구에서의 혼합평균온도
 T_m : 덕트내 평균 혼합평균온도
 $(T_{b1} + T_{b2})/2$
 T_s : 덕트내벽의 평균 표면온도
 U_{avg} : 덕트 입구 평균속도
 U_{max} : 덕트내 최대 유속
 W : 덕트의 폭
 ΔP : 핀 배열에 의한 압력 강하
 ρ : 유체 밀도
 ν : 동점성계수

하첨자

- st : 균일직경 핀
 sp : 두 개의 다른 직경을 사용한 핀

1. 서 론

덕트내에 열전달을 증가시키기 위하여 핀 배열을 설치하여 왔다. 열교환기내에 사용되는 긴 관들(long tube bank)의 경우는 관 자체의 표면적이 덕트 표면(배분관, manifold)에 비해 충분히 크고 또한 그 면이 유동장에 미치는 영역이 작기 때문에 2차원으로 가정하고 해석하여도 결과에도 큰 차이가 없다. 하지만, 핀의 직경에 비해 핀의 길이(덕트높이)가 같은 정도인 못형핀의 경우 핀만 고려해서 해석할 수 없고, 덕트 표면에서의 열전달량도 함께 고려하여야 한다.

핀의 직경과 길이가 비슷한 경우는 가스터빈 블레이드 후미에 열전달을 증가시키기 위하여 주로 사용되는 예이다. 가스터빈의 효율을 증가시키기 위해서 입구온도를 계속 상승시키기 때문에 고온의 연소가스로부터 터빈블레이드를 보호하기 위하여 많은 냉각방법이 사용된다. 주로 사용되는 냉각방법으로는 막냉각, 충돌제트 및 대류열전달 방법이다. 이 중에서 터빈블레이드 후미는 압축면(pressure side)와 흡입면(suction side) 사이의 틈새에 냉각유체를 통과시켜 대류에 의해서 냉각시키고 있다. 이 경우 열전달 증가를 위하여 못형핀 배열

(short pin-fin array)을 사용하고 있다. 이에 대한 연구는 1980년대 이후 Metzger^(1~5), VanFossen^(6,7), Goldstein^(8,9) 등에 의해서 핀 배열사이의 간격, 핀의 형상, 직경대 높이비 등을 변화시키면서 수행되었다. 이와같이 터빈블레이드 냉각이 중요한 이유는 전 부하조건에서 운전되는 터빈의 요소 표면온도를 10°C만 낮추어도 그 수명을 2배까지 증가시킬 수 있는 것으로 보고되어 있기 때문이다.

핀의 직경과 높이가 비슷한 경우, 열전달은 핀과 밑면 접촉부에서 형성되는 와류들(horseshoe and corner vortices)에 많은 영향을 받는다. 이 와류들은 핀의 표면과 밑면의 열전달을 증가시킨다.^(10~12) 본 연구는 이 현상을 이용하여 핀에 단(step)을 만듦으로써 보다 더 많은 와류를 만들어서 열전달을 향상시키기 위한 시도이다. 핀 또는 덕트 밑면 하나만에 대한 효과를 보기 위한 경우 물질전달 방법을 사용하여 연구되어졌지만^(9,13,14) 앞에서 언급했듯이 실제 양쪽면 모두 같은 정도로 열전달이 일어나기 때문에 동시에 핀과 밑면을 가열하여 행하는 연구가 필요하다.

덕트내에 핀을 설치하는 경우 열전달을 증가시킬 수 있지만 덕트내에 마찰이 증가하여 마찰손실(압력 손실)은 커진다. 이 압력손실은 결국 압축기에 더 많은 동력을 필요로 하므로 전체 효율의 증가는 그만큼 감소하게 된다. 그러므로 핀배열을 설치함에 있어서 열전달의 증가와 더불어 압력손실을 작게 할 수 있도록 설계하여야만 전체 효율을 증가시킬 수 있다. 본 연구에 사용된 핀 형상은 유동 단면적이 증가되므로 효과적으로 압력손실을 감소시킬 수 있는 가능성이 있다. 그 효과를 단위 압력강하에 대한 열전달 효과를 고려하여 단순 원형 못핀과 비교해 보고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

본 실험은 못형핀 배열에 의한 평균 열전달 증가량을 측정하기 위하여 사각 덕트내에 못형핀 배열을 설치하고 주어진 유동 조건에서 핀 배열 전과 후에서 혼합평균온도(bulk temperature)를 측정하였다. 덕트는 개방형 흡입식(open-circuit suction type)으로 Fig.1에 주어진다. 주위 공기(22

~26°C)는 덕트입구로 유입되어 시험면(test-section)으로 유입 전에 완전발달된 덕트유동(fully developed duct flow)이 된다. 핀 배열 후반부에 플레넘(plenum)을 설치하여 유동이 지속적으로 안정되게 흐르도록 하였다. 플레넘을 통과한 유동은 오리피스 유량계와 유동조절밸브를 지나 송풍기를 통해 밖으로 유출시킨다.

덕트의 단면적은 133.35×26.67mm(hydraulic diameter; D_h)로 덕트 단면적비(W/H)는 5 : 1이고 전체길이는 2718mm(61.6 D_h)이다. 핀 배열 전반부(entrance section) 덕트의 길이는 41.3 D_h (1837.5mm)로 핀 배열로 들어오는 유동을 완전 발달된 덕트유동으로 만들었다. 핀배열이 놓인 부분은 366.9mm(8.2 D_h)로 5열과 10열 핀 배열에 대하여 배열과 배열사이의 간격은 각각 5 d 와 2.5 d 이다.(핀의 직경, $d=13.34$ mm). 횡방향으로의 간격은 두 경우 모두 2.5 d 이고 4개의 완전 원형핀 또는 3개의 완전 원형핀과 2개의 반원 핀을 사용하였다.(Fig.2) 핀의 배열은 10열의 경우 엇갈린 형태로, 열과 열간의 간격이 두배인 5열의 경우 in-line 형

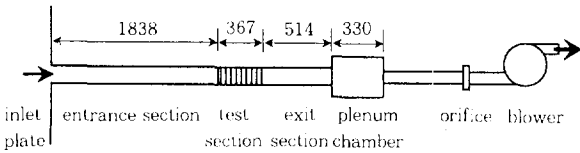


Fig.1 Schematic view of wind duct(dimensions in mm)

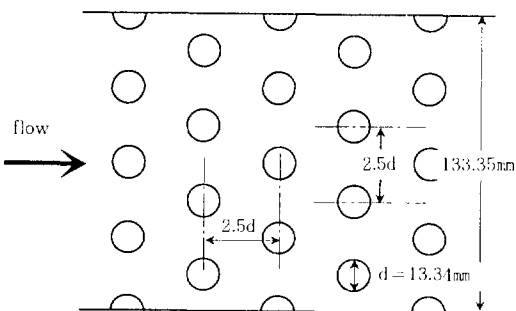


Fig.2 Pin-fin array configuration

태로 놓았다. 핀의 형상은 3개를 사용하였다. Fig. 3에서 보는바와 같이 균일 직경의 핀(Straight Fin)과 두 개의 다른 직경을 사용한 핀(Step Fin)을 높이 비가 다른 두 가지 경우에 대하여 실험을 수행하였다. 하나는 높이가 각각 같고 양 끝의 두꺼운 단은 직경이 $d=13.34$ mm이고 중간 단은 $d_m=9.40$ mm로 직경비(d/d_m)는 0.7이다. 다른 하나는 직경비는 같고 끝단의 높이비(H_1/H_2)가 1/4이다.

모든 핀과 덕트면은 열전도도가 좋은 알루미늄을 사용하였다. 핀과 덕트면 사이의 접촉 저항을 최소로 하기 위하여 구리성분 접착제를 사용하였고, 양쪽면에서 볼트를 사용하여 정확한 위치에 강하게 압축하여 접촉 저항을 최소로 하였다. 예비실험에 의하면 다른 접착제를 사용한 경우보다 훨씬 적은 온도차이를 보이고 낮은 유속에서는 덕트면과 핀 표면에서 균일한 온도분포를 보였다.(본 실험에서 핀에 대한 Bi 수는 0.01이내였다) 덕트 표면에서 균일온도(uniform temperature)조건을 얻기 위하여 덕트 벽면은 두꺼운 알루미늄판(19.1mm)을 사용하였고 그 밑에 박막 전열판(foil heater)을 사용하여 가열하였다.

각 열에 따라 열전달율이 다르기 때문에 총 12개(위, 아래 각각 6개씩)의 박막 전열판을 사용하였고, 각각의 전열판은 독립적으로 조절할 수 있는 변압기(power transformer)에 연결하였다. 덕트면에 부착된 20개의 열전대로부터 얻은 온도값을

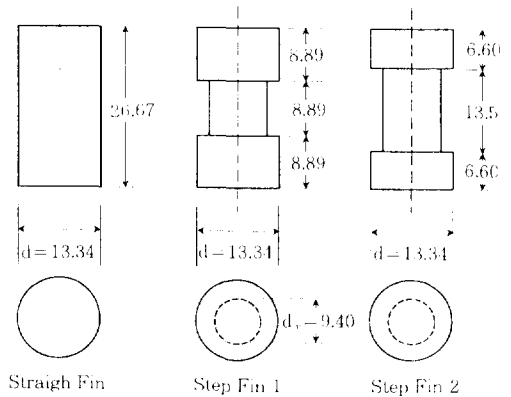


Fig.3 Circular pin-fin shapes(dimensions in mm)

사용하여, 그 온도분포가 덕트면 전체에서 균일하도록 각각의 변압기를 조절하였다. 박막 전열판 밑에는 6.35mm 두께의 열확산판(thermal spread plate)을 부착하였고, 그 뒷면에는 열손실을 최소한으로 하기 위하여 약 100mm 정도 두께의 유리섬유(fiber glass)로 단열 시켰다.

핀 배열부분(가열부분)으로부터 덕트입구(entrance region)와 후반부(exit region)으로의 전열을 차단하기 위하여 연결 부위에 12.7mm 두께의 단열재질(textolite)의 판을 사용하여 벽을 통한 열전도(thermal conduction)효과를 최소로 하였다. 또한 덕트 옆면(side wall)에도 단열조건을 주기 위하여 12.7mm 두께의 텍스톨라이트(textolite)판을 사용하였다. 그 겉면은 유리섬유로 단열시켰다.

열전대는 36 게이지 구리-콘스탄탄(copper-constantan)형을 사용하여 덕트 벽면에 20개와 핀에 10개(각 열마다 1개)를 심어 각 지점에서 온도를 측정하여 균일 온도분포를 얻을 수 있도록 조절하였다. 덕트내의 혼합 평균온도(bulk temperature)를 얻기 위하여 핀 배열 직전(entrance section)에 3개의 열전대를 횡방향으로 설치하였다. 그 온도분포는 매우 균일하게 얻어졌다. 후반부(exit section)는 핀에 의하여 온도가 증가된 유동이 균일한 온도분포를 갖지 않기 때문에 온도 측정 전에 유동을 혼합할 수 있는 5개의 다공판 및 혼합판을 덕트 유로에 설치하였다. 이 결과 덕트내 다섯 지점에서 얻어진 온도분포는 균일하게 얻어졌다. 이 두 값의 관내 평균온도차이로부터 평균 열전달계수(average nusselt number)를 구하였고, 이 값은 박막 전열판에 가하여진 전력량을 계산하여 검증하였다.

각 열전대로부터 온도측정과 전열판으로 전력공급(전압 또는 전류) 측정은 다채널스캐너와 전압계를 사용하여 컴퓨터에 자료를 저장하였다. 유동 및 열평형에 도달하게 하기 위해 약 2시간 정도의 예열을 하였으며 실험을 시작한 후 매분 온도 및 전류를 측정하였다. 핀 배열설치에 의한 덕트유동의 압력손실(마찰손실)을 측정하기 위하여 덕트 전·후반에 19개의 압력측정 구멍(pressure tap)을 만들어 압력을 측정하였다. 압력 측정에는 압력계(pressure transducer)를 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 열전달 측정

핀 배열이 설치된 덕트내 전체 열전달량은 입구와 출구에서의 평균온도의 차이와 유량으로 주어진다.

$$\dot{Q} = c_p \dot{m} (T_{b_2} - T_{b_1}) \quad (1)$$

이때 전체 열전달량은 박막 전열판에서 발생 열량으로도 구할 수 있다. 이 값은 $\dot{Q} = FR$ 으로 R 은 전열판 전체의 저항이고, I 는 측정된 전류값이다. 실험결과를 보면 전열판의 발생열량(\dot{Q}_L)과 온도측정으로 얻은 열전달량(\dot{Q})의 차이는 5% 이내로(대부분 2~3% 정도) \dot{Q}_L 가 높은 값을 가졌다. 이 결과로부터 단열물질들을 통해서 손실된 열량은 5% 이내인 것을 알 수 있다.

Fig.4는 균일 단면핀 배열(straight pin-fin array)에 대해 무차원 열전달량의 변화를 핀 배열이 없는 덕트내, 5열의 핀 배열 및 10열의 핀 배열의 경우 그 증가량을 보여주고 있다. 이 결과는 핀 비열을 설치함으로써 열전달량을 크게 증가시킬 수 있음을 보여주며, 또한 열사이의 간격변화에 따른 열전달 증가량을 정상적으로 보여주고 있다. 여기서 Re_{avg} 는 덕트입구 평균속도를 기준으로 한 Reynolds수이다.

$$Re_{avg} = \frac{U_{avg} \cdot H}{\nu} \quad (2)$$

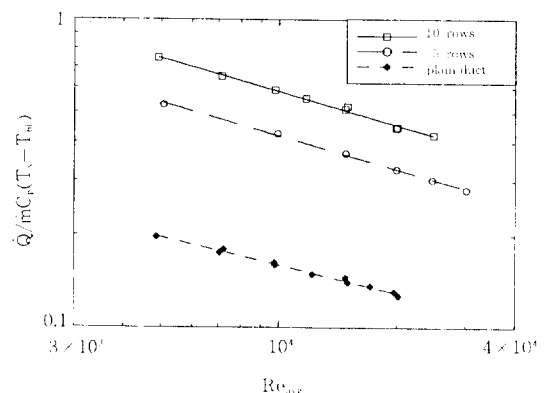


Fig.4 Total heat transfer from uniform-diameter pin-fin arrays(effects of spacing)

핀 배열내의 평균열전달계수(h)는 덕트 벽면내의 표면온도(T_s)와 유동평균온도(T_m)로 주어진다. 덕트 벽면의 20개 지점에서 측정된 온도 차이는 0.5°C 이내이고(입구유동 온도에서 약 15°C 증가시) 핀에대한 Bi수가 0.01이내이므로 전체적으로 균일온도경계조건(uniform temperature boundary condition)으로 보아도 무방하다.

$$h = \frac{\dot{Q}}{S(T_s - T_m)}$$

$$T_m = \frac{1}{2}(T_{b1} - T_{b2}) \quad (3)$$

여기서 S 는 전체표면적이고, T_{b1} 와 T_{b2} 는 각각 입구와 출구에서의 유동평균온도이다. 무차원수인 Nusselt 수는 다음과 같다.

$$Nu = \frac{hd}{k} \quad (4)$$

균일단면핀(Straight Fin)에 대한 결과는 Fig.5에서 핀이 없는 경우와 2차원 덕트의 경우 및 다른 결과를 비교하였다. 본 실험결과는 Metzger⁽⁵⁾의 결과와 비슷하다. 두 경우는 같은 핀과 핀 사이의 간격을 가지고 있다. VanFossen⁽⁶⁾의 결과는 약간 낮은 값을 가지는데 이는 핀과 핀사이의 간격이 1.6배 큰 경우이다. 참고로 핀배열이 없는 덕트유동의 경우는 단면비 5:1로 2차원 덕트와 유사함을

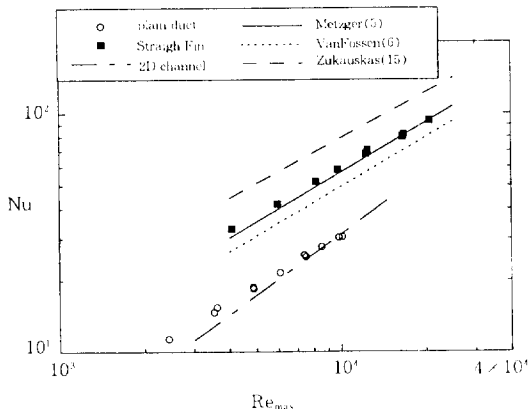


Fig.5 Comparison of Nusselt numbers for short pin-fin arrays

보여주고 있다. 여기서 $Re_{m,ss}$ 는 최소 덕트단면에서 얻어지는 최고유속을 기준으로 한 Reynolds 수이다.

$$Re_{m,ss} = \frac{U_{m,ss}d}{\nu} \quad (5)$$

유동평면에 돌출봉이 있는 경우 돌출봉의 바닥면에 근접한 부분에서는 말굽(horseshoe)와류가 형성되며, 그 안에는 모서리(corner) 와류가 형성된다. 이 두 와류는 돌출봉 주위의 바닥표면과 봉표면에서 열전달량을 증가시킨다.^(12,16,17)

이 원리를 이용하여 원형핀 중간에 단(step)을 만드는 경우 그 단 주위에서도 말굽(horseshoe)와류가 형성되며, 그 안에는 모서리(corner) 와류가 형성된다. 이 두 와류는 돌출봉 주위의 바닥표면과 봉표면에서 열전달량을 증가시킨다.^(12,16,17)

이 원리를 이용하여 원형핀 중간에 단(step)을 만드는 경우 그 단 주위에서도 말굽 및 모서리 와류를 형성하게 된다. 또한, Fig.6에서 보듯이 단 끝면에서 형성된 와류는 핀 하단 주위를 감싸면서 내려가 덕트면에 부착되게 된다. 이와 같이 단(step)을 만듦으로써 많은 와류를 형성시켜서 열전달량을 증가시킬 수 있다. 또한 적당히 단의 높이 및 간격을 조절하는 경우, 핀 전체의 표면적을 증가시킬 수 있다. 예로써 Step Fin 1의 경우 핀 표면적은 약 2.7% 증가한다.(Step Fin 2는 약 2.3% 정도 감소)

Fig.7은 단이 있는 경우와 없는 경우의 핀들에 대한 실험 결과이다. 그림상에는 명확하지 않지만 같은 Reynolds 수($Re_{m,ss}$)에서 Step Fin 1은 균일

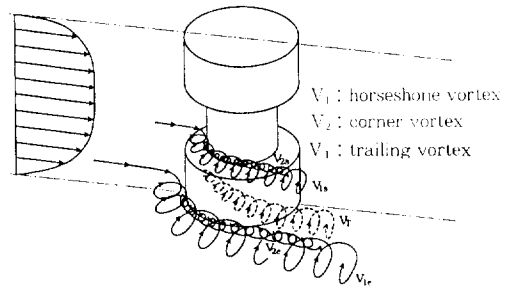


Fig.6 Sketch of expected vortices around step-pin-fin

단면핀에 비해 약 3~4% Nusselt 수가 증가됨을 알 수 있다.(여기서 표면적은 고려되지 않음) 만약 덕트입구에서의 평균속도를 기준으로 한 Reynolds 수(Re_{avg})로 바꾸면 Fig.8에서 보듯이 Step Fin 2의 경우는 더 큰 유동단면적을 가지고 있기 때문에 유동의 가속되는 양이 적어 균일 단면핀의 경우보다 Nusselt 수가 감소한다.

핀 및 덕트의 표면적을 고려하는 경우 Fig.9에서 보여주듯이 Step Fin 1의 경우 낮은 Reynolds 수($Re_{avg} < 10,000$)에서 전체 열전달량은 균일단면핀과 거의 같고 높은 Reynolds 수($Re_{avg} > 15,000$)에서는 약 2% 정도 증가한다. Step Fin 2의 경우는 표면적의 감소로 전체 열전달량은 균일단면핀의 경우보다 4% 정도 감소한다. 이 결과에서 보여지듯이 원형핀에 단(step)을 만들어 주어도 전체적으로 열전달량 증가에 큰 효과를 보여주고 있지 않다. 이것은 덕트유동 단면적의 증가로(blockage effect 감소) 핀 주위에서 유동이 덜 가속되기 때문인 것으로 사료된다. 물론 덕트 단면내의 최대속도(Re_{max})를 기준으로 하면 앞에서 보여지듯이 단이있는 원형핀(steped-diameter circular fin)의 경우 어느정도 증가된 결과를 보여줄 것이다. 하지만 뒤에서 언급할 마찰손실(압력손실)의 경우와 같이 비교하기 위하여 Re_{avg} 를 기준으로 삼고자 한다.

3.2 마찰손실(압력손실) 측정

앞에서 언급했듯이 덕트 내 핀배열(fin array)

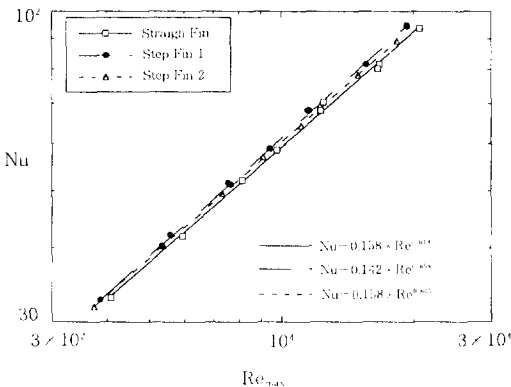


Fig.7 Comparison of Nu for different pin-fin shapes based on Re_{avg}

을 설치함으로써 열전달량은 증가시킬 수 있겠지만, 핀배열은 유동을 방해함으로써 유동마찰을 증가시켜 큰 압력손실을 가져오게 된다. 이 압력손실은 압축기에 더 큰 동력을 요구하기 때문에 전체 효율 증가는 감소하게 된다. 본 실험에서는 이 압력손실(마찰손실)을 측정하기 위하여 덕트 면에서의 압력공(pressure tap)을 통하여 압력강하를 측정하였다. Fig.10는 균일단면 핀배열(Straight Fin)에 대한 덕트 내 압력변화를 속도를 변화시키면서 얻은 결과이다. 핀배열(fin array) 전·후반부 사이의 압력변화는 핀배열의 설치에 의한 압력손실을 나타내고 있다.

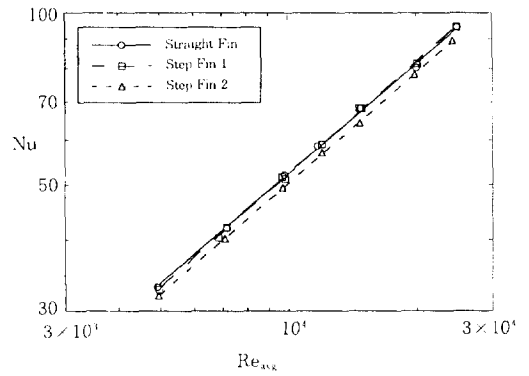


Fig.8 Comparison of average Nusselt numbers for different fin shapes

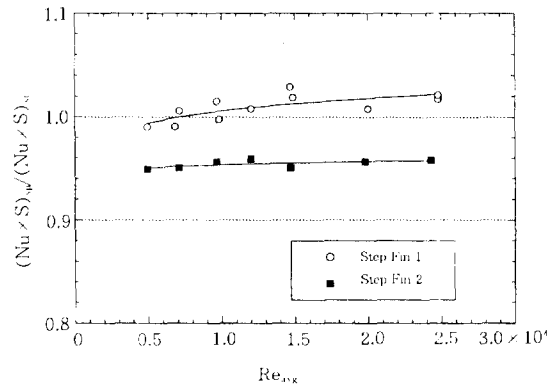


Fig.9 Comparison of Nusselt numbers between straight and stepped 10-row pin-fin arrays

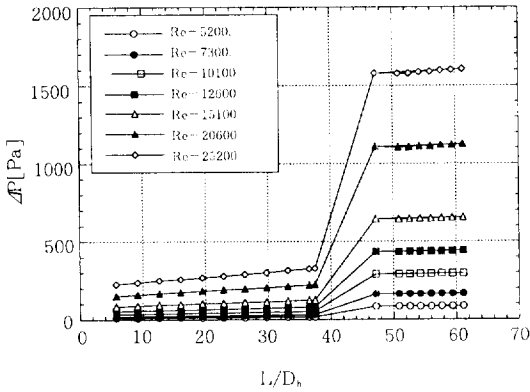


Fig.10 Pressure distributions along the duct wall for different Re_{ax} (10-row arrays)

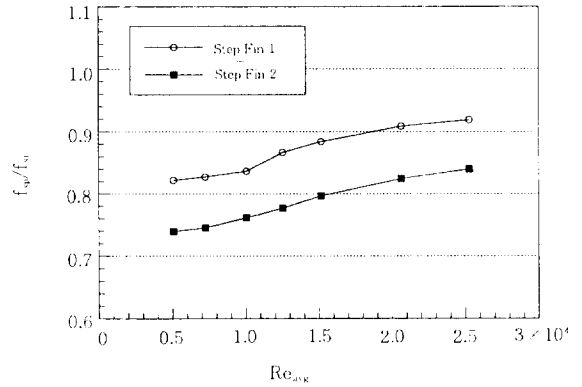


Fig.12 Comparison of friction coefficients between straight and stepped 10-row pin-fin arrays

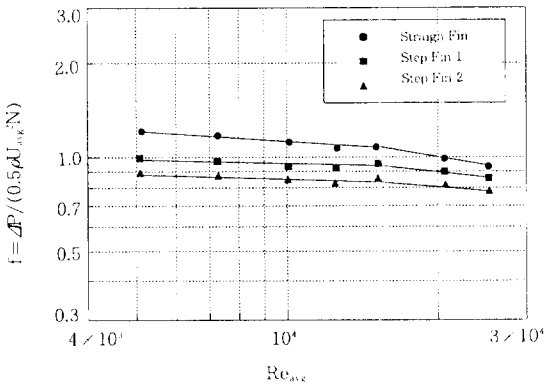


Fig.11 Friction coefficients of 10-row pin-fin arrays

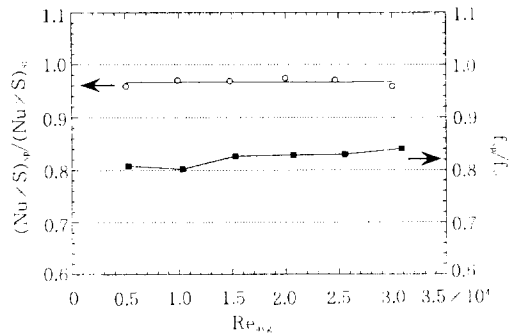


Fig.13 Comparison of Nu and f between straight and stepped 5-row pin-fin arrays

이 결과를 이용하여 덕트내 마찰계수를 구하면 다음과 같다.

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U_{ax}^2 N} \quad (6)$$

여기서 ΔP 는 핀 배열에 의한 압력강하이고, $\frac{1}{2} \rho U_{ax}^2$ 은 덕트입구에서의 동압(dynamic pressure), N 은 핀 배열의 수이다.

Fig.11은 각각의 핀형상에 대한 마찰계수를 나타내고 있다. 단이 있는 원형핀(stepped-diameter circular fin)의 경우 덕트유동 단면적의 증가(blockage effect 감소)로 마찰계수가 크게 감소하고 있는 것을 보여주고 있다. 이러한 마찰계수의

큰 감소는 단지 차단효과(blockage effect)에 의해서만 기인되는 것은 아니다. 원형핀 주위의 전제 항력은 표면에서의 마찰에 기인되는 마찰항력과 압력차이에 의한 형상항력으로 구분할 수 있다. 원형핀 후면에 후류(wake)가 형성되는 경우 커다란 형상항력을 가진다. 본 연구에서 사용한 단이있는 원형핀의 경우 앞에서 언급한 바와같이 단(step)에서 형성된 와류가 덕트말면으로 내려오면서 후면에 형성된 후류(wake)를 작게 만든다. 이 결과는 덕트 표면에서의 가시화를 통해서 확인되었다.¹³⁾ 이와같이 균일단면 핀에 크게 형성되는 후류가 없어짐으로써 큰 형상항력의 감소를 가지와 낮은 마찰계수를 가진다. Fig.12은 단이있는 원형핀과 균일단면핀의 마찰계수를 비교한 것이다. Step Fin

1의 경우 마찰계수는 균일단면핀에 비해 약 8~18%까지 감소하고, Step Fin 2의 경우는 약 16~26%까지 크게 감소하는 것을 알 수 있다. 이 결과로부터 원형핀에 단(step)을 주는 경우 열전달은 균일 단면핀과 거의 같은 정도로 유지하면서 압력손실은 크게 줄일 수 있으므로, 단위 압력손실당 열전달량을 고려하면 크게 향상될 것이다.

위 결과는 Fig.13에서 보여주듯이 핀 배열수를 감소시킨 경우도(5열의 핀배열로 배열사이의 간격은 5d) 10열의 핀배열 경우와 거의 같은 양상을 보여 주었다. 핀에 단이 있는 경우(step fin 1) 열전달은 균일단면핀에 비해서 약간(3~4% 정도) 감소하지만, 마찰계수는 16~20%로 크게 감소하는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

덕트내 설치된 핀 배열에서 원형핀의 형상을 변화시키면서 열전달 및 압력손실을 고찰하였다. 균일 단면 핀과 핀중간에 단을 주어 단면적을 감소시킨 핀(steped-diameter circular fin)을 비교한 결과 단이 있는 핀이 열전달 증가량은 크게 변화하지 않지만 마찰 손실(압력손실)은 크게 감소함을 알 수 있었다. 이 결과 단위 압력손실(펌프동력)당 열전달은 크게 향상되어지는 결과를 얻었다. 이 결과는 핀배열의 열과 열 사이 간격 변화(10열 또는 5열의 핀배열)에 크게 영향 받지 않았다.

참 고 문 헌

1. Metzger, D. E., Berry, R. A. and Bronson, J. P., 1981, "Developing heat transfer in rectangular ducts with arrays of short pin fins", ASME Paper 81-WA/HT-6.
2. Metzger, D. E. and Haley, S. W., 1982, "Heat transfer experiment and flow visualization for arrays of short pin fins", ASME Paper 82-GT-138.
3. Metzger, D. E., Fan, Z. X. and Shepard, W. B., 1983, "Pressure loss and heat transfer through multiple rows of short pin fins", Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 3, pp. 137~142.
4. Metzger, D. E., Fan, C. S. and Haley, S. W., 1984, "Effects of fin shape and array orientation on heat transfer and pressure loss in pin fin array", ASME J. Engng Gas Turbines Power, Vol. 106, pp. 252~257.
5. Metzger, D. E., Shepard, W. B. and Haley, S. W., 1986, "Row resolved heat transfer variations in pin-fin arrays including effects of non-uniform arrays and flow convergence", ASME Paper 86-GT-132.
6. VanFossen, G. J., 1982, "Heat-transfer coefficients for staggered arrays of short fins", ASME J. Engng Power, Vol. 104, pp. 268~274.
7. Simoneau, R. J. and VanFossen, G. J., 1984, "Effect of location in an array on heat transfer to a short cylinder in cross-flow", ASME J. Heat Transfer, Vol. 106, pp. 42~48.
8. Chyu, M. K. and Goldstein, R. J., 1991, "Influence of an array of wall-mounted cylinders on the mass transfer from a flat plate", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, pp. 2175~2186.
9. Goldstein, R. J., Jabbari, M. Y. and Chen, S. B., 1994, "Convective mass transfer and pressure loss characteristics of staggered short pin-fin arrays", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 37, s. 1.
10. Goldstein, R. J., Chyu, M. K. and Hain, R. C., 1985, "Measurement of local mass transfer on a surface in the region of the base of a protruding cylinder with a computer controlled data acquisition system", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 28, pp. 977~985.
11. Goldstein, R. J. and Karni, J., 1984, "The effect of a wall boundary layer on local mass transfer from a cylinder in cross flow", ASME J. Heat Transfer, Vol. 106,

- pp. 260~267.
12. Goldstein, R. J., Karni, J. and Zhu, Y., 1990, "Effect of boundary conditions on mass transfer near the base of a cylinder in cross flow", ASME J. Heat Transfer, Vol. 12, pp. 501~504.
 13. Chen, S. B., Goldstein, R. J. and Jabbari, M. Y., 1994, "Effect of fin shape on fluid flow and heat transfer performance of staggered short pin-fin arrays", Proc. 10th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 3.
 14. Chyu, M. K., 1989, "Heat transfer and pressure drop for short pin-fin arrays with fin-endwall fillet", ASME Paper 89-GT-99.
 15. Zukauskas, A., 1972, "Heat transfer from tubes in crossflow", Advances in Heat Transfer edited by J. P. Hartnet and T. F. Irvine, Vol. 8, pp. 93~160.
 16. Ireland, P. T. and Jones, T. V., 1986, "Detailed measurement of heat transfer on and around a pedestral in fully developed passage flow", Proc. 8th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 3, pp. 975~980.
 17. Kawamura, T., Hiwada, M., Mabuchi, I. and Kumada, M., 1985, "Augmentation of turbulent heat transfer on a flat plate with a three dimensional protuberance", Bull. JSME, Vol. 28, pp. 283~291.