

한 측에서만 거칠기가 설치된 삼각덕트의 열전달과 압력강하 특성
 (Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Triangular Ducts
 with One Side Rib-Roughened)

안수환*, 이영식**, 이병창**

S. W. Ahn, Y. S., Lee, B. C. Lee

Key Words : Triangular Duct(삼각덕트), Rib-Roughened Surface(돌출형 거칠기벽), Friction Factor(마찰계수), Heat Transfer Coefficient(열전달계수)

ABSTRACT : Experimental investigations were conducted to study the forced convection of fully-developed turbulent flow in horizontal equilateral duct fabricated with the same length and equivalent diameter, but different surface roughness pitch ratio(P/e) of 4, 8, and 16 on the one side wall only. The experiments were performed with the hydraulic diameter based Reynolds number ranged from 70,000 to 10,000. The entire bottom wall of the duct was heated uniformly and the other surfaces were thermally insulated. To understand the mechanisms of the heat transfer enhancement, measurements of the heat transfer were done to investigate the contributive factor of heat transfer promotion, namely, the fin effect. And the results were compared with those of previous investigations for similarly configured channels, at which they were roughened by regularly spaced transverse ribs in the rectangular and circular channels.

1. 서론

높은 열유속을 발생하는 기기의 표면위에 설치하는 돌출형(rib type) 구조는 열전달율을 향상시키는 방법으로 많은 관심을 끌고 있다⁽¹⁾. 표면위의 돌출형구조는 원자로, 전자냉각 장치, 그리고 열교환기 등의 분야에서 열전달 촉진용으로 이용되고 있다. 벽면 위의 돌출형 거칠기는 유동의 층류저층을 파괴하여 전체 유동장의 난류를 증대시킨다. 이러한 과정으로 인하여 벽면으로부터 열전달이 증가된다. 그 이외에도 열전도성 거칠기구조가 부착된 거칠 벽면은 매끈한 벽면의 경우보다 넓은 열전달표면을 제공한다. 많은 연구자들⁽²⁻⁷⁾이 덕트벽면의 형상이 열전달특성에 미치는 영향을 조사하여 덕트형상비, 덕트각도, 거칠기 높이, 덕트형상(사각, 원형, 삼각), 거칠기 충돌각, 거칠기 형상, 거칠기 형상비, 거칠기의 배치 등과 같은 형상 파라미터에 관한 정보를 제공하였다. 그리고 국내에서는 우성재 등⁽⁸⁾이 삼각덕트내 요철의 각도 변화에 따른 열전달에

관하여 나프탈렌 승화법을 이용하여 연구를 행하여 동일한 유체 수송동력일 때 층동각이 45° 부근에서 최대열전달항상이 일어남을 밝혔다. 이들 연구는 대부분 거칠기와 거칠기 사이 면적형상의 복합적인 요소들에 대한 열전달 효과를 측정하였고 삼각단면 대신에 직사각이나 정사각형 단 면에 대하여 행하였다. 삼각 단면통로를 갖는 열교환기는 채널내부체적에 대한 열전달 면적비가 높고⁽⁹⁾ 원통다관형 열교환기에 비하여 제작비가 매우 저렴하다. 그러나 삼각형 덕트에서 벽면 거칠기 효과를 연구한 자료는 아직 매우 드물다. 그러므로 본 연구에서는 한측면에 만 거칠기가 설치된 정삼각형 덕트의 압력강하와 열전달 특성에 대하여 조사하여 밀집형(compact)열교환기의 유동통로실계에 대한 자료를 제공하고자 한다. 정삼각형구조를 선택한 이유는 삼각형구조에서 열전달 성능이 가장 우수하기 때문이다⁽¹⁰⁾. 높은 열전도성 재료로 만들어진 정삼각형 덕트내 완전히 발달된 층류유동의 강제 대류에 대한 연구는 Kays and Crawford⁽¹¹⁾에 의하여 행하여 졌다. 날카로운 구석의 삼각덕트를 이용한 실험은 Altemani and Sparrow⁽¹²⁾이 행하여 입구와 완전히 발달된 영역에서의 열전달특성에 구하였다. 사용된 가열시스템은 두 벽면에는 일정 열유속을 유지하고 다른 한 벽면은 단열구조로 하였다. 그러나 이들

*경상대학교 수송기계공학부

**경상대학교 수송기계공학부, 대학원

연구들은 삼각덕트내의 거친표면효과에 대해서는 취급하지 않았다. 최근에 Kang and Wong⁽¹³⁾은 삼각덕트 전체내부는 일정 열유속으로 가열하고 외벽면은 단열한 가열조건에서 매우 작은 거칠기요소 1.2 μm , 3.0 μm , 그리고 11.5 μm 가 설치된 정삼각형 덕트내의 완전히 발달된 유동의 강제대류에 대하여 실험적 연구를 하였다. 그들은 표면 거칠기 높이가 높을수록 열전달 성능이 향상되었다는 결론을 얻었다. 본 연구의 목적은 정삼각형 덕트에서 거칠기형상 파라미터중에서 열전달 성능에 가장 많이 영향을 미치는 거칠기 피치비(거칠기 높이 / 피치)가 마찰계수와 열전달에 미치는 효과를 조사하고 사각덕트나 원형관의 경우와 비교하는데 있다.

2. 실험장치 및 방법

측정은 개방회로흡입형 송풍채널에서 행하였다. 실험장치의 개략도는 Fig. 1에 나타나 있다. 송풍기(0.86 kW, 3400RPM A/C motor)에 의해서 시험부로 공기가 유입된다. 측정범위는 채널의 등가직경(equivalent diameter)으로 계산된 레이놀즈수로 10,000에서 70,000까지 이었다. 공기유량계와 Fig. 2에서 처럼 속도분포를 측정하여 각각 공기유량을 구하였다. 전체의 채널길이는 3.6 m이고 그중에서 입구부분의 1.8m는 가열하지 않고 뒷부분 1.8m 길이부분에는 일정 열유속으로 가열하였다. 가열히터는 woven heater(HTWC, OMEGA Co.)를 사용하였고 variac transformer로 전체시험판(Al plate)에 일정 열유속을 공급하였다. 정상상태에 도달하는 시간은 최소한 40분 이었다. 모든 측정조건에서 가열벽면과 평균온도(bulk temperature)의 차이는 35 $^{\circ}\text{C}$ 이내였다. 가열 알루미늄판은 5mm(T) x 75mm(W) x 1800 mm(L)이고 사각돌출형 거칠기설치는 2mm x 2mm 사각형 알루미늄을 고온전도성 접착제(OMEGABOND 400, OMEGA Co.)로 접착시켰다. 시험부 채널은 한번이 75mm인 정삼각형으로하고 바다는 알루미늄

판이고 양옆은 매끈한 전나무를 사용하였다. 양옆은 단열을 위하여 매끈한 나무 밖에 15mm 두께의 단열재(Paramol, Perlite + Portland cement + Fiber + Adhesive, $k = 0.06 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$)를 사용하였다. 채널시험부의 국부유체속도와 정적압력의 측정은 전자식마이크로 마노미터(FCO-12)를 사용하였고 주기적으로 U자관 마노미터로 보정하였다.

기칠기효과를 점검하기 위하여 사각돌출형 거칠기(2mm x 2mm)를 부착하지 않은 상태에서 먼저 실험을 하여 기준 값으로 하였다. 그리고 사각돌출형 거칠기를 알루미늄판에 부착하여 $P/e = 16, 8$, 그리고 4인 경우에 대해 순차적으로 실험을 행하였다. 알루미늄판과 사각돌출 거칠기(rib)는 충분히 연마하여 복사손실을 최소화하였고, 전도손실을 최소화하기 위해 10mm 베이크라이트, 5mm 공기간격(air gap), 15mm 송판을 히터 밑에 설치하고, 시험부 양옆의 단열재의 벽면과 밑의 송판의 벽면의 온도를 측정하여 전도손실을 점검하였다. 온도측정은 자료획득장치 (DaqBooks, IOtech Inc.)를 이용 하였고, 열전대는 0.3mm ϕ T형(OMEGA CO.)을 사용하였다. 가열면적은 모든 경우에 대하여 매끈한 경우의 값으로 계산하였다. 공급전력은 수시로 전력계로 점검하였다. 가열벽면(Al Plate)온도는 일정한 간격으로 18군데에 2.5mm 깊이의 홈속에 열전대를 심고 열 에폭시(thermal epoxy)로 고정하고 매끈하게 처리하였다. 실험부 중심선에서 높이에 따른 속도는 0.01mm까지 측정이 가능한 이송장치를 사용하였다. 벽면온도의 편차는 모든 경우 45 $^{\circ}\text{C}$ 기준에서 $\pm 1.8^{\circ}\text{C}$ 이내가 되었다. 시험부내의 국부속도측정의 편의를 위하여 원도우를 설치하였다. 마찰계수는 유동채널길이에 따른 압력강하와 공기의 질량유량으로부터 아래의 식으로 정의하였다.

$$f = \Delta p / [4(L/De) \{G^2 / 2\rho g\}] \quad (1)$$

그리고 열전달계수(h)는 전력계로부터 측정된 공급전력(Q)과 벽면(T_w) 및 평균온도(T_b)로부터 아래와 같이 구할 수 있다.

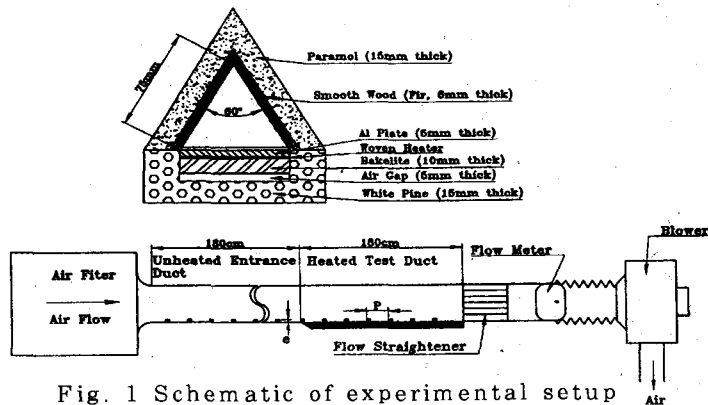


Fig. 1 Schematic of experimental setup

$$h = Q_{net}/[A(T_w - T_b)] \quad (2)$$

여기서 열전달 면적(A)은 매끈한 바닥의 경우이다. 측정시 주위의 온도(T_{air})는 23 °C에서 25 °C이었다. 순수 열전달량(Q_{net})은 아래와 같이 정의 하였다.

$$Q_{net} = Q_t - Q_c - Q_r \quad (3)$$

여기서 Q_t 는 시험부에 공급되는 전체전력이고, Q_c 는 주위로 손실되는 전도열이며 Q_r 은 복사열 손실을 의미한다. 그리고 평균온도(T_b)는 아래의 식에 의하여 측정하였다.

$$T_b = \frac{Q_t}{A_c u_b c_p \rho_{air}} + T_{air} \quad (4)$$

여기서 A_c 는 채널단면적, u_b 는 평균유속이다. 덕트 가열벽면에서부터 백송(white pine)판밀까지의 열전도손실 Q_c 는 1% 이내이고, 복사열손실 Q_r 은 diffuse gray surfacenetwork⁽¹⁴⁾에 의하면 모든 경우에서 전체공급열량의 1% 이내 이었다. 식(2)로부터 얻어진 누셀트수(Nu)는 아래와 같이 정의 된다.

$$Nu = \frac{hDe}{k} \quad (5)$$

여기서 k 는 작동유체의 열전도도이다. 불확실성(uncertainty)은 Kline and McClintock⁽¹⁵⁾가 제안한 방법을 사용하였으며 온도측정에서는 $\pm 1\%$, 공급전력은 $\pm 3.2\%$, 그리고 누셀트수(Nu), 레이놀즈수(Re), 마찰계수(f)는 각각 $\pm 9\%$, $\pm 6.5\%$, 그리고 $\pm 8.5\%$ 이었다.

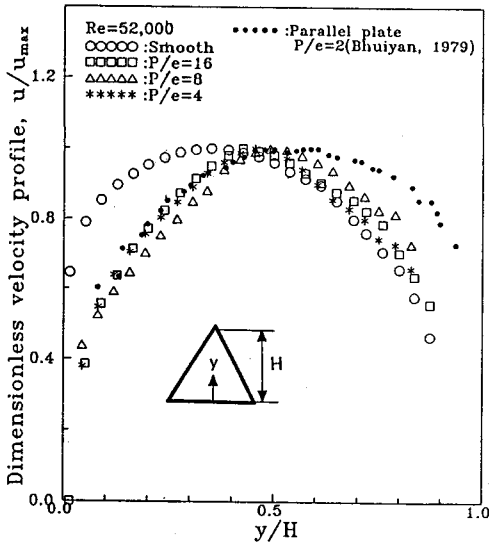


Fig. 2 Velocity distribution

3. 결과 및 고찰

거친벽면이 설치된 경우에 대한 실험을 행하기전에 매끈한 경우에 대해 속도분포, 마찰계수, 열전달계수 등을 먼저 구하였고, 축방향 길이에 대한 정압강하의 측정으로부터 완전히 발달된 영역은 입구에서부터 39De 이후가 되었다. 온도, 속도의 측정부는 입구에 71De 거리에 위치하였다. Fig. 2는 완전히 발달된 영역에 대한 바닥 중심선에서 높이에 따른 무차원 속도분포를 보여준다. 본 연구범위중 $P/e=8$ 의 경우에서 최대속도의 위치가 가장 우측으로 움직였다. 이는 바닥에 설치된 거칠기 피치의 위치가 유동의채부착 지점과 일치할 때 가장 벽면 마찰저항을 많이 받는다는

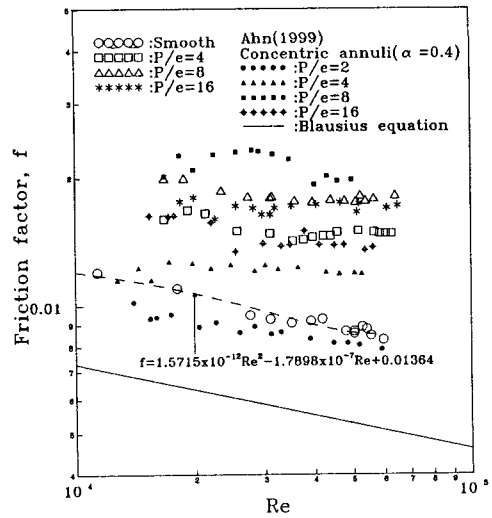


Fig. 3 Centerline friction factor for triangular duct

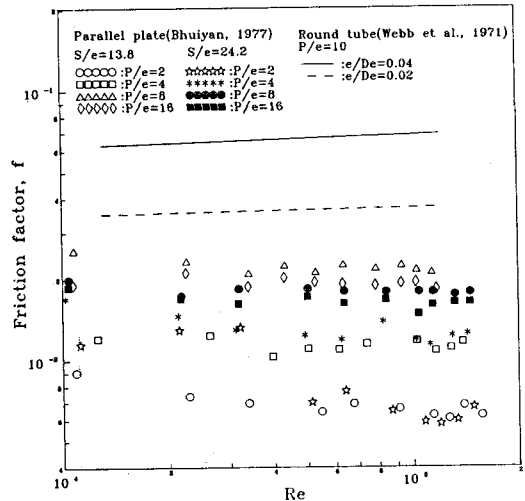


Fig. 4 Friction factors for parallel plates^(17,20)

Wilkie⁽¹⁶⁾의 결과와 일치한다. 매끈한 경우 비대칭적인 양상을 보이는 것은 측정위치가 높을수록 폭이 좁아지기 때문이라 사료된다. 비교를 위하여 바닥에만 거칠기(P/e=2)가 설치된 평행평판의 경우⁽¹⁷⁾를 포함하였다. 본 연구의 결과보다 최대속도가 훨씬 위측에 위치한다. 이는 측정 부의 폭이 높이에 따라 일정하기 때문이라 판단된다. Figs. 3과 4는 삼각형덕트와 평행평판에 대한 마찰계수들 표시하고 있다. 마찰계수들은 공식(1)로부터 구하였다. Fig. 3에서 P/e=8의 경우가 가장 크다. 이는 Fig. 2의 실험과 동일한 이유로 설명될 수 있다. 매끈한 삼각형의 경우 값(대시선)이 매끈한 원형의 경우(실선)보다 훨씬 크고 심지어 P/e=2의 거칠기구조를 가진 동심환형관보다 크다.

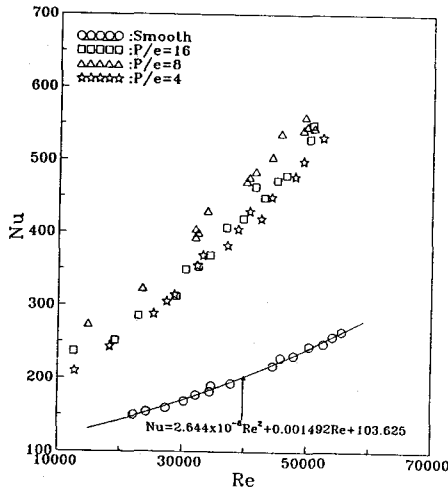


Fig. 5 Nusselt number vs. roughness pitch ratio

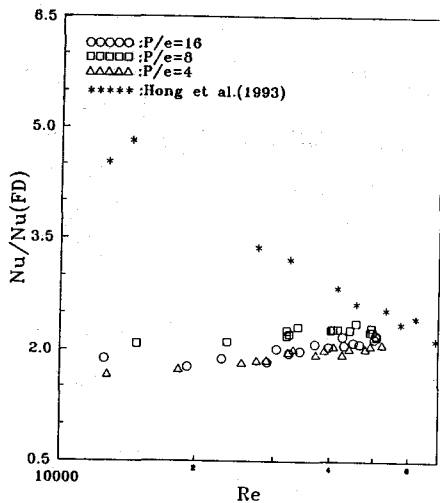


Fig. 6 Normalized Nusselt number

이는 정삼각형 덕트의 경우 채널 단면적에 비해 유량에 대한 벽면 저항이 큰 구석홈 면적의 비율이 크기 때문이라 사료된다. 그리고

Fig. 3에서 매끈한 경우의 마찰계수 값을 $f = 1.57 \times 10^{-12} Re^2 - 1.7898 Re + 0.01364$ 인 실험식으로 나타내었다. 비교를 위하여 직경비가 0.4인 내관의벽에 거칠기가 있는 동심환형관의 경우⁽¹⁸⁾를 포함하였으며, 본 연구와 유사하게 P/e=8에서 마찰계수가 가장 큰 결과를 얻었다. 그리고 동심환형관에서는 본 연구보다 거칠기피치비(P/e)에 대한 마찰계수의 변화 폭이 컸다. 이는 환형동심관⁽¹⁸⁾의 경우는 거칠기가 내관의벽에 설치되어 곡률의 볼록(convex)효과가 작용하므로 반경방향 거리에 따라 운동에너지와 유체요소크기변화가 크게 나타나기 때문이라 판단된다. Fig. 4는 본 연구와 비교하기 위해 한측에서만 사각돌출형 거칠기가 설치된 평행평판채널의 Bhuiyan⁽¹⁷⁾의 연구와 원형관전체에 사각형거칠기가 설치된 Webb과 Eckert⁽²¹⁾의 연구를 각각 소개한다. 평행평판에서는 본 연구의 경우보다 거칠기피치에 대한 마찰계수변화의 폭이 크게 나타났다. 이는 동일한 등가직경(equivalent diameter)인 경우 전체 유동 단면적에서 거칠기 면적의 비가 평행평판에서 크기 때문이라 사료된다. Figs. 3과 4에서 원형관의 경우가 가장 큰 마찰계수를 보였다. 이는 채널둘레(perimeter)에서 거칠기가 차지하는 비율이 높기 때문이라 판단된다. Fig. 5는 공식(5)로부터 얻어진 거칠기피치비에 대한 누셀트수를 나타낸다. 매끈한 경우에 대해 $Nu = 2.644 \times 10^{-6} Re^2 + 0.001492 Re + 103.625$ 인 실험식을 구하였다. Fig. 3에서와 같이 P/e=8에서 누셀트수가 가장 컸다. 이는 P/e=8인 경우 거칠기 홈내에서 발생하는 재순환 유동과 거칠기홈 외부의 채널전체유동의 상호작용이 활발하여 반경방향의 난류 유동에너지가 가장 크기 때문이라 사료된다. Figs. 3과 5의 마찰계수와 누셀트수는 삼각형덕트 바닥중심선에서 각각 측정된 값들이다. Fig. 6은 Fig. 5의 누셀트수(Nu)들을 매끈한 경우의 실험식의 값으로 무차원화하였다. $Nu/Nu(FD) = 1$ 은 매끈한 경우를 의미하며 모든 경우에서 $Nu/Nu(FD) > 1$ 인데 이는 거칠기를 설치한 경우가 열전달성이 크다는 것을 보여준다. 비교를 위하여 거칠기피치비(P/e) = 5.31, 거칠기 높이비(e/De) = 0.19, 형상비 = 1인 정사각형덕트에서 상하 거칠기가 엇갈림(staggered)구조에 대한 Hong and Hsieh⁽¹⁹⁾의 결과를 포함하였다. 레이놀즈수가 낮은 경우에는 본 연구와 많은 차이를 보이거나 레이놀즈수가 클수록 차이가 줄어들 수 있다. 이는 양벽면에서 가열하는 경우 레이놀즈수가 낮을수록 가열량에 비해덕트내에 흐르는 유량이 작기 때문에 가열벽면온도(T_w)와 평균온도(T_b)의 차이가 줄어들기 때문이라 판단된다. Webb과 Eckert⁽²⁰⁾는 동일한 표면적과 마찰계수에 대한 열전달량을 비교함으로써 열산업기기의 거칠기구조 성능을 평가하는 기준을 제시하였으며, 그는 임의의 거칠기가 유리한 구조인지를 나타내는 효율지수(η)를 아래와 같이 정의 하였다.

$$\eta = (Nu/Nu(FD)) / (f/f(FD))^{1/3} \quad (6)$$

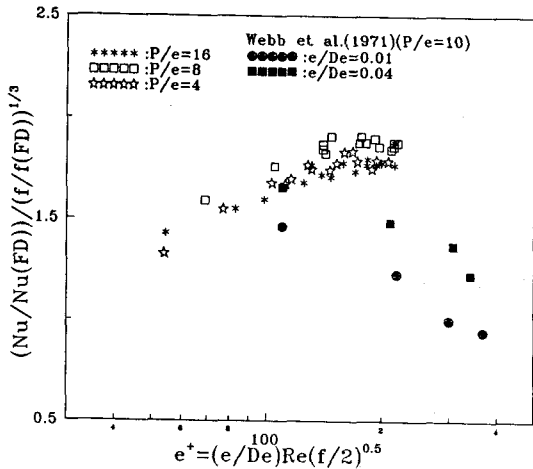


Fig. 7 Enhanced heat transfer vs. e^+

여기서 $Nu(FD)$ 와 $f(FD)$ 는 매끈한 경우에 대한 누셀트수와 마찰계수를 의미한다. Fig. 7은 효율지수(η)와 거칠기 레이놀즈수($e^+ = (e/De)Re \times \sqrt{f/2}$)의 관계를 보여준다. 본 연구의 범위내에서는 $P/e=8$ 에서 가장 유리하고 $P/e=16$ 의 구조에서 가장 불리함을 입증하고 있다. 본 연구에서는 모두 유사한 경향을 보이며, 거칠기 레이놀즈수가 증가 할수록 효율지수는 증가하나 거친 원형관의 경우⁽²⁰⁾는 모두 감소함을 보여준다. 이는 Figs. 3과 4를 보면 거친 원관은 Re 에 따라서 증가하나 매끈한 원관(Blausius equation)은 감소하기 때문이라 사료된다. 본 연구에서는 한 측면에만 거칠기가 설치된 삼각채널에서 완전히 발달된 유동에 대한 마찰계수와 열전달을 상관관계시키기 위하여 Dippery and Sabersky⁽²²⁾이 제안한 거친채널의 해석법에 의한 벽상사법칙(wall similarity law)을 채택하였다. 그들이 제안한 벽상사법칙에 의하면 마찰계수(f), 거칠기 높이 대 등가직경(e/De), 그리고 레이놀즈수(Re)를 파라미터로하여 마찰거칠기함수(U^+)를 소개하였다. Fig. 8은 마찰거칠기함수(U^+)와 거칠기 레이놀즈수(e^+)의 관계를 보여준다. 마찰거칠기함수(U^+)가 매끈한 경우에는 거칠기 레이놀즈수(e^+)에 따라 상승하나 거칠기가 설치된 경우는 모두 거의 일정함을 보여준다. 이는 Fig. 3을 보면 매끈한 경우의 마찰계수는 레이놀즈수에 따라 거의 비례적으로 감소하나 거칠기가 있는 경우는 레이놀즈수와는 거의 무관하게 변하기 때문이라 사료된다. 매끈한 경우에서 마찰거칠기함수가 가장 작고 $P/e=8$ 에서 가장 큰 것은 마찰계수값에 의한 것이라 판단된다. Fig. 9는 거칠기 레이놀즈수와 열전달거칠기함수와 의 관계를 나타낸다. 열전달 거칠기함수는 마찰거칠기함수, 마찰계수, 그리고 스탠톤수(St)를 파라미터로하여 표시하였다. 본 연구에서는 프란틀수(Pr)가 0.7이었다. 열전달거칠기함수(g)의 값들이 마찰거칠기함수(U^+)와 유사하게 $P/e=8$ 이 가장 작은 것은 Fig. 5에서 보는 바와 같이 누셀트수가 가장 크기 때문이라 사료된다. 비교를 위하여 정사각형덕트에서 바다

에만 사각돌출형 거칠기를 설치한 Hsieh and Christensen⁽²²⁾의 결과와 원형관내부에 사각돌출형 거칠기를 설치한 Webb and Eckert⁽²³⁾의 결과를 포함하였다. 위 경우 모두 거칠기 레이놀즈수에 따라 열전달 거칠기함수가 크게 변하였다. 이는 원관이나 정사각형의 경우 동일한 레이놀즈수에 대해 누셀트수가 상대적으로 작고 마찰계수가 크기 때문이라 사료된다. 그림 8과 9의 좌표값에서 거칠기높이(e)의 값은 거칠기피치를 변수로한 본 연구의 경우에는 모두 동일하게 적용되므로, 거칠기 피치비에 따른 등가모래입자형 거칠기높이(equivalent sand grain roughness height)⁽²⁴⁾를 구하여 적용하는 것이 옳다고 사료된다.

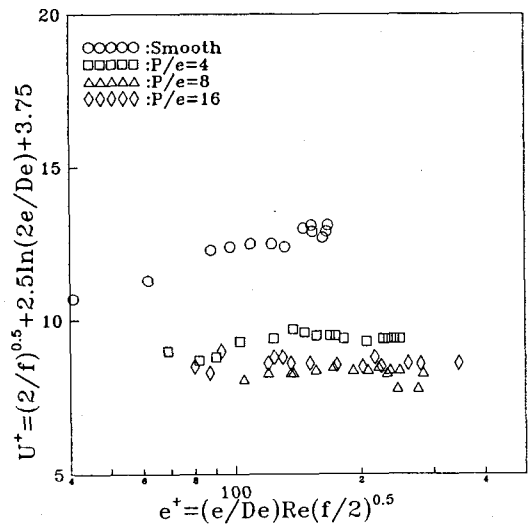


Fig. 8 Friction roughness function vs. e^+

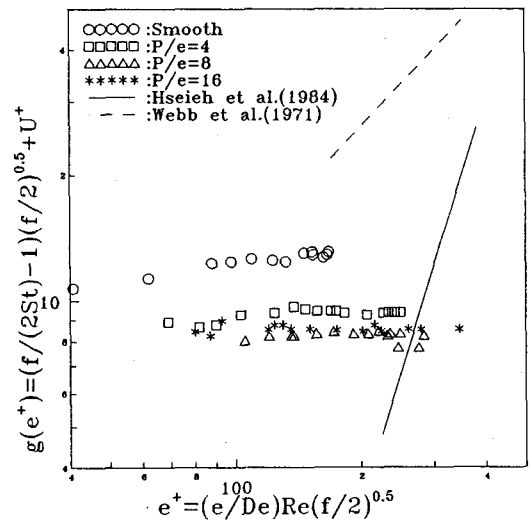


Fig. 9 Heat transfer roughness function vs. e^+

4. 결론

사각돌출형 거칠기가 한측면에만 설치된 삼각덕트에서 마찰계수와 열전달에 대한 실험적 연구로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 매끈한삼각덕트에 대한 마찰계수와 열전달의 예측실험식을 레이놀즈수를 변수로하여 나타내었다.

(2) 거칠기피치비가 $P/e=8$ 에서 마찰계수와 열전달이 가장 컸다.

(3) 본 연구의 범위내에서는 $P/e=8$ 에서 가장 유리한 설계구조이고 $P/e=16$ 에서 가장 불리하였다.

참고문헌

(1) Webb, R. L., 1994, Fundamentals of Enhanced Heat Transfer, Wiley Inter Science Book Co.

(2) Han, J. C., Glicksman, L. R., and Rohsenow, 1978, "An Investigation of Heat Transfer and Friction for Rib-Roughness Surfaces", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 21, pp. 1143-1156.

(3) Han, J. C., 1988, "Heat Transfer and Friction Characteristics in Rectangular Channels with Rib Turbulators", *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 321-328.

(4) Zang, Y. M., Gu, W. Z., and Han, J. C., 1994, "Heat Transfer and Friction in Rectangular Channels with Ribbed-Grooved Walls", *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 58-65.

(5) Taslim, M. E. and Wadsworth, C. M., 1994, "An Experimental Investigation of the Rib Surface-Averaged Heat Transfer in a Ribbed Roughened Square Passage", ASME paper No. 94-GT-162.

(6) Archarya, S., Dutta, S., Myrun, T. A., and Baker, R. S., 1993, "Periodically Developed Flow and Heat Transfer in a Ribbed Duct", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 2069-2082.

(7) Kim, J. H. and Jensen, M. K., 1998, "Experimental Investigation of Turbulent Heat Transfer and Fluid Flow in Internally Finned Tubes with Surface Roughness", *Proc. of 11th IHTC*, Vol. 3, pp. 33-38.

(8) 우성재, 김완식, 조형희, 1998, "사각 덕트내 요철의 각도변화에 따른 열전달 특성", 대한기계학회논문집(B), 22권, 4호, pp. 530-541.

(9) Kays, W. M. and London, A. L., 1984, "Compact Heat Exchangers", 3rd Ed. McGraw-Hill Book Co.

(10) Shah, R. K. and London A. L., 1978, "Laminar Flow Forced Convection in Ducts", Academic Press Book Co.

(11) Kays, W. M. and Crawford, M. E., 1993, "Convective Heat and Mass Transfer", 3rd Ed., McGraw-Hill Book Co.

(12) Altemani, C. A. C. and Sparrow, E. M., 1980, "Turbulent Heat Transfer and Fluid Flow in an Unsymmetrically Heated Triangular Duct", *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 102, pp.590-597.

(13) Kang, H. J., Wong, T. T., and Leung, C. W., 1998, "Enhanced Forced Convection in Triangular Ducts by Roughened Surface", *Proc. of 11th IHTC*, Vol. 5, pp. 375-380.

(14) Siegel, R. and Howell, J. R., 1981, Thermal Radiation Heat Transfer, 2nd ed., McGraw-Hill Book Co.

(15) Kline, S. J., and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single - Sample Experiment", *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3-8.

(16) Wilkie, D., 1966, "Forced Convection Heat Transfer from Surfaces Roughened by Transverse Ribs", *Proc. of 3rd IHTC*, Paper 1.

(17) Bhuiyan, A., 1977, "An Asymmetric Turbulent Fluid Flow Induced By Rectangular Ribbed Surface Roughness", Master of Appl. Sci., Mech. Eng., Univ. of Ottawa, Ontario.

(18) 안수환, 1999, "돌출형 거칠기벽이 있는 동심환형관의 유동에 대한 마찰계수", 대한기계학회논문집(B), 23권, 5호, pp. 587-592.

(19) Hong, Y. J. and Hsieh, S. S., 1993, "Heat Transfer and Friction Factor Measurement in Ducts with Staggered and In-line Ribs", *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 58-65.

(20) Webb, R. L. and Eckert, E. R. G., 1972, 1972, "Application of Rough Surfaces to Heat Exchanger Design", *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 1647-1658.

(21) Dippery, D. F. and Sabersky, R. H., 1963, "Heat and Momentum Transfer in Smooth and Rough Tubes at Various Prandtl Number", *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 6, pp. 329-353.

(22) Hsieh, S. S. and Christensen, R. N., 1984, "Turbulent Heat Transfer on Rough Surface with Asymmetric Heating", ASME paper No. 84-HT-54

(23) Webb, R. L., Eckert, E. R. G., and Goldstein, R. J., 1971, "Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated-Ribs Roughness", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 601-617.

(24) Schlichting, H., 1968, Boundary Layer Theory, McGraw Hill Book Co.