

<論 文>

형상변화에 의한 열교환기의 열전달 성능 향상(I)

—이중 동심원관내에 와이어 부착시의 열전달 촉진에 대한 실험적 해석—

노 승 탁\* · 이 택 식\* · 강 신 형\* · 김 진 오\*\*

(1984년 11월 23일 접수)

The Improvement of the Heat Exchanger Performance  
by Shape Modification(I)

—Experimental Analysis of the Heat Transfer Enhancement by  
Attached Wires in a Double Pipe Heat Exchanger—

Sung Tack Ro, Taik Sik Lee, Shin Hyoung Kang and Jin Oh Kim

Abstract

The various sizes of wires are attached to the outside of the inner tube in a double pipe heat exchanger to enhance the thermal performance. The diameters of the wires range from 0.5 mm to 1.6 mm while the pitches are chosen between 5 mm and 50 mm. Experiments have been performed with the range of Reynolds numbers from 15000 to 30000 in annular space where air flows.

The friction factors are increased by 1.5 to 4.5 times depending on the sizes and the pitches of the wires. However, the Nusselt numbers are increased by the factors of 1.8 to 2.8 within this experimental range. It is suggested that there should be an optimum configuration rendered when the weighting values of the heat transfer promotion and the pumping power are given.

기 호 설 명

- $c$  : 비열(J/kg°C)
- $D$  : 외관의 지름(mm)
- $d$  : 내관의 지름(mm)
- $D_e$  : 등가지름( $D_i - d_0$ )(mm)
- $e$  : 부착된 와이어의 지름(mm)
- $f$  : 마찰계수( $\frac{\Delta p}{\rho u_m^2} \frac{D_e}{2l}$ )
- $h$  : 열전달계수(W/m<sup>2</sup>°C)
- $k$  : 열전도율(W/m°C)
- $l$  : 열교환기의 전체 길이(mm)

- $\dot{m}$  : 질량유량(kg/s)
- $Nu$  : Nusselt 수( $hD_e/k$ )
- $P$  : 부착된 와이어의 피치(mm)
- $p$  : 압력
- $q$  : 열유속(W/m<sup>2</sup>)
- $r$  : 내관의 반지름(mm)
- $R$  : 외관의 반지름(mm)
- $Re$  : Reynolds 수( $u_m D_e/\nu$ )
- $T$  : 온도(°C)
- $U$  : 열관류율(W/m<sup>2</sup>°C)
- $u$  : 공기속도(m/s)

\*정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

\*\*서울대학교 대학원 기계공학과

회람문자

- $\nu$  : 동점성계수( $m^2/s$ )
- $\rho$  : 밀도( $kg/m^3$ )

하첨자

- $b$  : 체 적
- $C$  : 저온유체
- $H$  : 고온유체
- $i$  : 내관의 안쪽
- $m$  : 평균치
- $o$  : 내관의 바깥쪽
- $p$  : 일정압력

1. 서 론

에너지의 합리적, 효율적 이용은 여러 측면에서 고려될 수 있다. 연료로서의 에너지 공급으로부터 각종의 변환을 거쳐 최종 이용 단계까지의 과정을 시스템의 측면에서 개선, 발전시킬 수 있고 각 과정에 사용되는 기기의 성능을 향상시키는 것도 중요한 문제에 속한다. 어느 경우나 열교환기는 열에너지의 전달이 포함되는 동력발전설비, 냉난방설비 및 각종 화학공업 등 여러 분야에서 널리 사용된다. 열교환기에서는 공급된 열에너지를 외부로의 손실이 적게됨은 물론이고 가급적 열에너지의 질적 저하가 적은 상태에서 전달시킬 때 성능이 우수한 것으로 평가된다.

이는 궁극적으로 열교환기의 열관류율을 높임으로써 이루어질 수 있고 주어진 에너지 전달량에 대하여는 열교환 면적을 감소시킬 수 있는 것이다. 대부분의 경우 열전달계수가 증가될 때에는 큰 압력 손실을 수반하게 된다. 따라서 증가하는 손실과 이들을 감안한 열교환

기의 설계, 선택이 이루어진다.

셸과 튜브(shell and tube)형 열교환기에서 많은 경우 관표면에 주름을 주거나 스파이럴형으로 와이어를 부착시켜서 열전달을 촉진하는 방법들이 많이 연구되어 왔으며 간단한 경우에 대한 설계자료가 제시되어 왔다<sup>(1)</sup>.

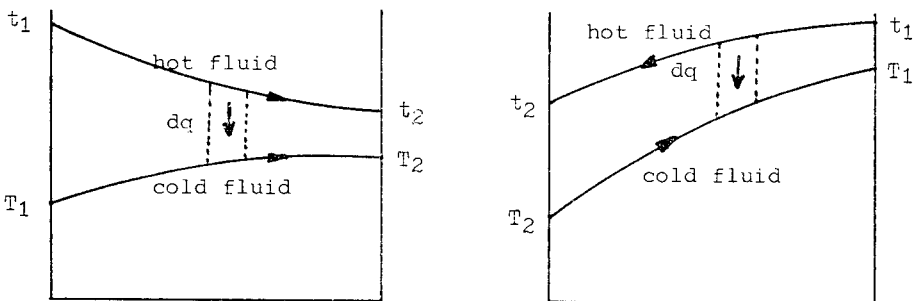
원판이나 동심관인 경우, 관벽에 규칙적 또는 불규칙적인 작은 돌기물을 부착하여 전체 유동으로 볼 때 인공조도를 증가시키는 방법을 많이 쓰고 있다. 한편, 이와는 달리 관벽에 핀으로 붙 수 있는 큰 장애물을 부착하여 열교환 성능을 촉진하는 방법이 연구되어 왔다. 이 경우는 물론 핀 자체의 열전도에 의해서 전열 면적을 증가시키는 효과도 고려되지만 장애물의 부착에 의해서 유동의 변화 특히 난류 강도의 변화에 의한 열전달 성능의 촉진에 관심을 두고 있다.

인공조도의 개념에 의한 열전달 촉진 및 압력 손실 특성에 관한 연구로는 Dipprey 와 Sabersky<sup>(2)</sup>, Webb 등<sup>(3)</sup> Maubach<sup>(4)</sup> 등이 있다. Donne 와 Meyer<sup>(5)</sup>는 많은 과거의 연구자료와 추가 실험을 통하여 마찰계수와 열전달계수의 조도에 관한 상관관계식을 구하였다. 최근들어 Han 등<sup>(6)</sup>, Meyer<sup>(7)</sup>, Gee 와 Webb<sup>(8)</sup>, Ganeshan 와 Rao<sup>(9)</sup>, Firth 와 Meyer<sup>(10)</sup> 등의 연구가 있고 국내에서도 홍진관 등<sup>(11)</sup>에 의하여 인공조도가 있는 동심관의 난류열 전달이 해석된 바 있다.

본 연구에서는 이중관 열교환기의 내관의 바깥 벽면에 반지 형태의 원형돌기를 부착하여 굽기와 피치를 변화시키면서 압력손실과 열전달계수의 변화를 실험적으로 고찰하였다.

2. 이중동심원관 열교환기의 해석

이절에서는 이중동심원관 열교환기의 성능 해석에 필



(a) Parallel flow (b) Counter flow  
**Fig. 1** Temperature distribution in double pipe heat exchanger

요한 이론을 요약 기술한다. 이중중심원관 열교환기는 한 유체가 작은관의 안쪽을 흐르고 한편 다른 유체는 두 관들의 사이인 환상공간속을 흐르는 구조이며 셸과 튜브 열교환기의 가장 기본적인 형식이다. 이중관 열교환기의 단위시간당의 열전달량  $q$ 는 열전달 면적  $A$ , 두 유체간의 평균온도차  $\Delta T$ 와 벽을 통한 두 유체간의 열관류율  $U$ 에 의하여 다음과 같이 구할 수 있다<sup>(12)</sup>.

$$q = UA\Delta T_m \quad (1)$$

이 열교환기가 평행류(Fig. 1a)나 대향류(Fig. 1b)일 때 평균 온도차  $\Delta T_m$ 은 다음과 같은 로그 평균 온도차로 표시된다<sup>(12)</sup>.

$$\Delta T_m = \frac{(t_2 - T_2) - (t_1 - T_1)}{\ln(t_2 - T_2)/(t_1 - T_1)} \quad (2)$$

여기서  $T_1, T_2, t_1, t_2$ 는 Fig. 1(a)와 Fig. 1(b)에 나타난 바와 같이 열교환기의 저온 및 고온유체의 입구 및 출구 온도이다.

열관류율  $U$ 의 역수는 내관의 안쪽 벽면과 바깥 벽면에 있는 대류 경계층에서의 저항들과 열이 관벽을 통과할 때의 전도열전달에 관계되는 열저항의 합과 같다. 이중관 열교환기의 개략도가 Fig. 2에 표시되어 있다. 이 경우의 열관류율을 다음과 같이 표시된다<sup>(12)</sup>.

관의 안쪽벽면 면적  $A_i$ 를 기준으로 하는 경우 :

$$U_i = \frac{1}{1/h_i + r_i \ln(r_o/r_i)/k + r_i/(r_o h_o)} \quad (3)$$

관의 바깥쪽면 면적  $A_o$ 를 기준으로 하는 경우 :

$$U_o = \frac{1}{r_o/(r_i h_i) + r_o \ln(r_o/r_i)/k + 1/h_o} \quad (4)$$

여기서  $r_i, r_o$ 는 내면의 바깥면과 안쪽면의 반지름이며  $h_i$ 와  $h_o$ 는 각각 안쪽면과 바깥쪽면의 열전달계수이다.

강제대류의 경우 식 (3) 및 (4)에 나타난 열전달 계수  $h_i$ 와  $h_o$ 를 무차원수인 Nusselt 수로 표시할 수 있고 유동로의 기하학적 형상과 유체의 성질 및 유동상

태의 함수로 나타낼 수 있다. 단순원관내의 유동인 경우 흔히 유체의 Prandtl 수와 Reynolds 수의 함수로 Nusselt 수를 표시한다.

열전달 계수는 벽면과 유동유체간의 대류열전달을 기술하는 양으로서 고온유체가 관 안쪽으로 흐르는 이중관의 경우 Fig. 1에서 미소면적에서의 열전달량  $dq$ 는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$dq = \dot{m}_H C_H dT_H = h_i dA_i (T_H - T_w) \quad (5)$$

$$dq = \dot{m}_C C_C dT_C = h_o dA_o (T_w - T_C) \quad (6)$$

여기서  $\dot{m}, C$ 는 질량유량과 비열을 표시하고  $T_w$ 는 벽면온도,  $T_H$ 와  $T_C$ 는 각 고온 및 저온 유체의 대표 온도를 나타낸다. 또한 첨자  $H$ 와  $C$ 는 고온유체와 저온 유체를 표시한다. 위의 식 (5)와 (6)을 열교환기 전체 면적에 대하여 적분하면 다음과 같다.

$$h_i = \frac{\dot{m}_H C_H}{A_i} \int_i^e \frac{dT_H}{T_H - T_w} \quad (7)$$

$$h_o = \frac{\dot{m}_C C_C}{A_o} \int_i^e \frac{dT_H}{T_w - T_C} \quad (8)$$

여기서 국소 열전달 계수  $h$ 는 열교환기 이론에 따라 관 전체에 대하여 일정하다고 가정하였다. 만약 벽온도가 크게 변하지 않아 일정한 것으로 가정할 때는 식 (7)과 (8)은 다음과 같이 된다.

$$h_i = \frac{\dot{m}_H C_H}{A_i} \ln \frac{t_1 - T_w}{t_2 - T_w} \quad (9)$$

$$h_o = \frac{\dot{m}_C C_C}{A_i} \ln \frac{T_w - T_2}{T_w - T_1} \quad (10)$$

식 (7), (8) 또는 식 (9), (10)에서 열전달 계수  $h_i$ 와  $h_o$ 를 구하면 주어진 열교환기의 열관류율  $U_i, U_o$ 를 식 (3) 및 (4)로부터 계산할 수 있다.

열교환기 성능 평가에 있어 중요한 다른 한 인자는 압력손실이며  $u_m$ 을 평균유속으로 할 때 이는 다음의 식으로 표시할 수 있다<sup>(13)</sup>.

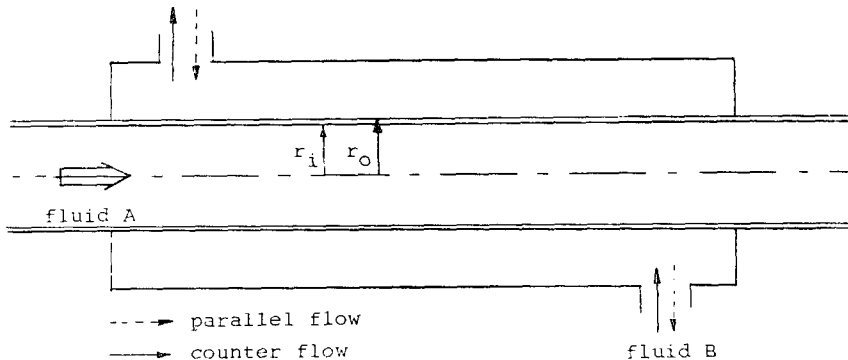


Fig. 2 Double pipe heat exchanger

$$\Delta p = 4f \frac{l}{D_e} \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (11)$$

이 식으로부터 마찰계수  $f$ 를 구하며 열교환기의 마찰에 의한 손실을 표시한다.

열교환기의 총괄적 평가는 열전달과 압력손실 두 가지를 모두 고려하여 이루어 진다. 위의 두 양은 서로 상반적인 성격을 가지고 있어 이들의 적절한 조합에 의한 설계의 적정화가 이루어져야 한다.

### 3. 와이어 부착시의 열교환 성능

#### 3.1. 개요

열교환기의 유체유동로의 벽면 형상을 변화시킴으로써 성능에 끼치는 영향을 연구하기 위해 가장 기본적인 형식으로서 흔히 많이 사용되고, 실험이 간편하며, 자료의 분석이 간단하여 형상 변화에 의한 영향을 용이하게 파악할 수 있는 이중관 열교환기를 실험 대상으로 선택하였다. 따라서 실험도 일반적인 열교환기의

성능시험 방법을 따라 수행하고, 분석 검증이 요구되는 사항을 추가하였다. 형상은 내관의 외부에 여러 가지 크기의 동선을 여러가지 피치로 감아서 변화시켰다. 따라서 실험의 주된 부분이 두 원관사이의 환상공간이 되고 여기서의 Reynolds 수를 15000에서 30000사이로 택하였다. 사용된 동선의 지름은 0.5mm, 1.0mm 및 1.6 mm 이고 동선간의 간격인 피치는 5 mm 부터 50 mm 사이에서 몇가지를 각각 취하였으며 Table 1에 표시된 바와 같다.

#### 3.2. 실험장치와 실험방법

본 실험에서 사용한 실험장치의 개략도는 Fig. 3과 같다. Fig. 3에서 볼 수 있는 이중관은 내관의 바깥지름이 28.58 mm, 외관의 안지름이 49.5 mm로서 환상공간의 간격은 10.4 mm 이며 내관은 열전도율이 386 W/m °C인 동관으로 되어 있다. 아크릴로 만들어진 외관의 바깥면은 스티로폼(styrofoam)으로 약 50mm로 두껍게 단열하여 외부로의 열유출을 방지하였다.

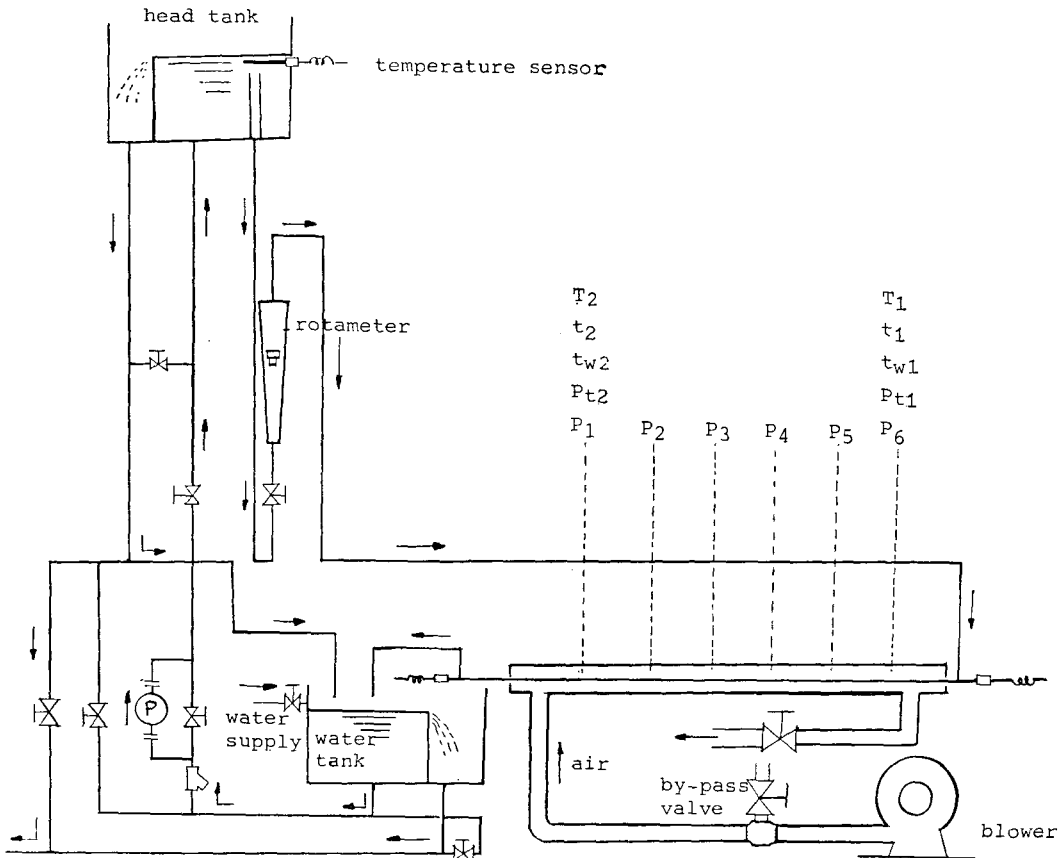


Fig. 3 Schematic drawing of test apparatus

Table 1 Specification of the attached wires

Symbol	Material	Diameter (mm)	Pitch(mm)	P/e
S	—	—	—	—
R1-1	copper	1.6	50	61.25
R1-2	copper	1.6	25	15.625
R1-3	copper	1.6	12.5	7.8125
R2-1	copper	1.0	40	40
R2-2	copper	1.0	20	20
R2-3	copper	1.0	10	10
R3-1	copper	0.5	20	10
R3-2	copper	0.5	10	20
R3-3	copper	0.5	5	10

(Symbol S stands for the smooth pipe without wires)

일단 장치가 완전히 연결되면 공기의 유량만 변화시키면서 실험하였는데 모든 실험마다 조건을 변경하였을 때 충분한 시간을 기다려 정상 상태에 도달한 후에 계측을 시작하였다. 헤드 탱크(head tank)의 수두에 의하여 흐르는 온수의 유량을 유량계(rotameter) 밑에 있는 밸브로서 조절하였으며 유량을 60 l/h로 고정시켰다. 온수의 온도는 열교환기 입구에서 약 80°C가 되도록 조절하였다. 공기의 유량은 송풍기와 교환기의 관사이의 유로에 부착된 바이패스 밸브(bypass valve)로 조절하였으며 이때 유입되는 공기는 외부로부터 들어오는 그대로 사용하였다. 계측이 시작되면 외관의 측방향으로 200 mm 간격의 1번 탭(tap)에서부터 6번 탭까지 여섯군데에서 공기의 정압을 측정하여 유동의 확립여부를 먼저 확인하였다. 공기의 온도는 동관의 벽면으로부터 0.05, 1.0, 0.5, 1.0, 2.0, 4.0, 6.0, 8.0, 9.0, 10.0 mm의 10 지점에 대하여 C.C.(Copper Constantan) 열전대를 이용하여 측정하였으며 속도는 유로의 바깥부분에서도 변화가 심하므로 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 3.0, 4.0, 5.0, 6.0, 7.0, 8.0, 8.5, 9.0 mm의 12 지점에서 피토투관을 이용하여 측정하였다. 온수의 온도는(I.C. Iron-Constantan) 열전대를, 관벽의 온도는 C.C. 열전대를 직접 디지털 온도계에 연결하여 각각 입구와 출구 부근에서 측정하였다.

### 3.3. 자료처리와 실험결과

#### (1) 자료 처리

정압측정 탭(tap)과 피토투관으로부터 디지털 압력계를 통하여 디지털 기록계에 연결되어 얻어지는 정압과 전압신호를 마이크로 컴퓨터를 이용하여 21번 측정한 값을 평균하여 압력과 속도를 구하였다.

정압측정 탭(tap)으로부터 구한 정압( $P_s$ )과 피토투

관으로부터 구한 전압( $P_T$ )과는 다음의 관계가 있다.

$$P_T = P_s + \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (12)$$

이 식으로부터 속도를 계산하였다. 이렇게 구한 속도분포를 이용하여 입구와 출구에서 공기의 유량  $Q$ 를 아래 식으로부터 구하였다.

$$Q = \int_{y_0}^{y_1} u \cdot 2\pi r \, dr \quad (13)$$

그리고 공기의 입·출구에서의 혼합 평균 온도(bulk temperature,  $T_b$ )는 다음과 같이 구하였다.

$$T_b = \frac{\int_{y_0}^{y_1} 2\pi r \rho C_p T \, dr}{\int_{y_0}^{y_1} 2\pi r \rho C_p \, dr} \quad (14)$$

여기서  $y_0$ 와  $y_1$ 는 각각  $\frac{d_0}{2}$ ,  $\frac{D_i}{2}$ 이다. 실제 계산은 식 (13)과 식 (14)에서 수치적분을 행하여 유량과 혼합평균 온도를 구하였다.

본 연구에서는 Nusselt 수를  $hD_e/k$ 로 Reynolds 수를  $u_m D_e/\nu$ 로 정의하였으며 여기에는 등가지름  $D_e$ 는  $D_i - d_0$ 로 열전달 계수  $h$ 는 식 (8)에서 구한 내관의 바깥면에서의  $h_0$ 를 사용하였다. 앞의 식 (7)과 식 (8)로부터 구한  $h_i$ 와  $h_0$ 를 이용하여 식 (4)에서  $U_0$ 를 구하였고 로그평균온도차를 이용해서 식 (1)로부터 열관류율  $U$ 를 구하였다. 이 두 값은 서로 독립적으로 구하여진 것으로서 실험의 정밀도를 확인하기 위하여 계산하였다. 계산한 결과 모든 실험에서 위의 두 값이 5% 이내에서 일치함으로써 실험의 타당성이 확인되었다. Nusselt 수 외에 다른 중요한 한 인자인 마찰계수(friction factor)는 식 (11)에서 구하였다.

#### (2) 실험결과

실험이 확립된 유동에 대하여 수행되는 것을 확인하기 위하여 4 가지 유량에 대하여 유동방향의 압력강하구배를 조사한 결과 일정한 압력구배를 나타내므로 유동이 확립되었음을 확인하였다.

열전대와 피토투관을 마이크로 미터 헤드로 이동하여 구한 온도와 속도분포의 전형적인 예를 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4a는 매끈한 관(S)의 속도와 온도분포를 나타내고 Fig. 4b는 R1-3( $P=12.5$  mm,  $e=1.6$  mm)인 경우의 온도와 속도분포를 예를 들어 나타낸 것이다. 온도분포의 형상이 입구와 출구에서 비슷한 모습을 보여 주었으며 출구에서 평균적으로 온도가 입구에서보다 증가하여 그 차이로서 열전달량을 간접적으로 알 수 있다. 전열면 즉 내관의 바깥면에서는 온도구배가 매우 크게 나타나고 있으며 외관의 안쪽 면에는 온도구배가 0에 가까우므로 외부로의 손실이 거의 없음을 알 수 있다. 입구와 출구의 평균적인 온도

의 차이가 매끈한 관(S, Fig. 4a)에서보다 동선을 부착한 R1-3(Fig. 4b)인 경우에서 크게 나타나므로 열 전달계수가 동선을 부착 함으로써 커질 것이라고 판단할 수 있다.

동선을 부착하지 않은 매끈한 관의 Reynolds 수에 따른 Nusselt 수의 변화를 Fig. 5에서 기존의 자료<sup>(14)</sup>와 비교하였다. 본 실험에서는 환상 공간의 형태를 내관과 외관의 지름비  $d_o/D_i$ 로 나타낼 때  $d_o/D_i$ 가 0.577 이므로 Fig. 5에서  $d_o/D_i$ 가 0.5 인 직선과 0.8 인 직선과 비교할 때 매우 잘 일치함을 보여주고 있다.

### 3.4. 해 석

부착물에 의한 소비동력의 증가 정도를 나타내기 위하여 와이어를 부착한 경우의 매끈한 관에 대한 마찰 계수의 비,  $f/f_s$ 가 피치/와이어지름( $P/e$ )에 따라서 변화하는 경향을 Fig. 6에 나타내었다. 마찰계수비  $f/f_s$ 는 1.5부터 4.5 사이의 값을 가지며 와이어의 지름이 클수록 피치가 작을수록 마찰계수비는 증가하고 있다. 즉,  $P/e$ 가 증가할 때  $f/f_s$ 는 급격히 감소하는 경향을 보여 준다.

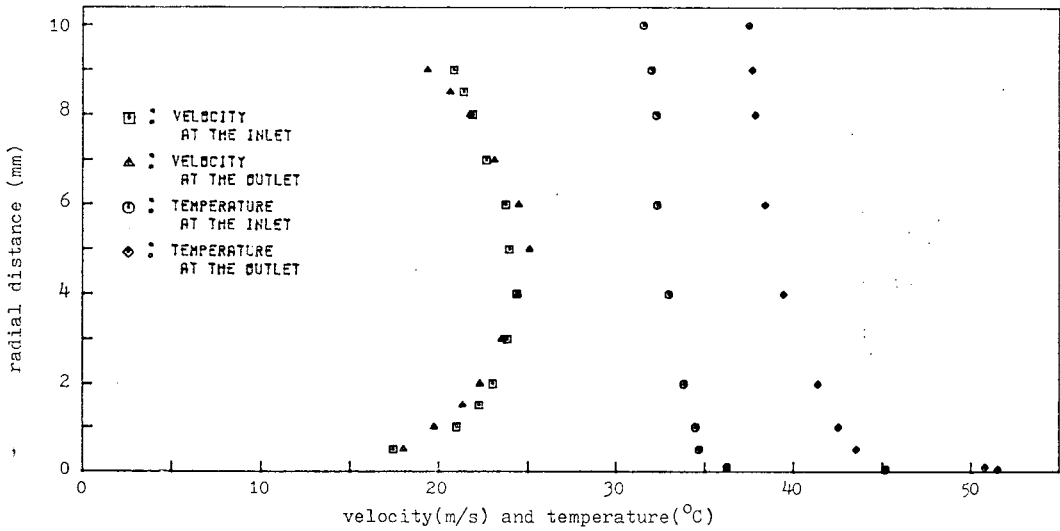


Fig. 4a Velocity and temperature profiles(Smooth; S,  $u_m=21.3$  m/s)

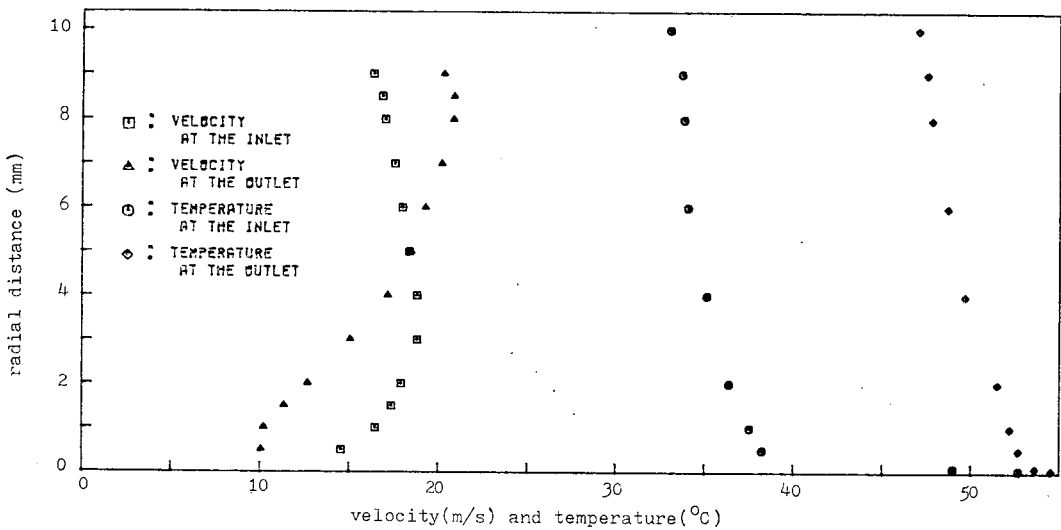


Fig. 4b Velocity and temperature profiles(R1-3,  $u_m=16.9$  m/s)

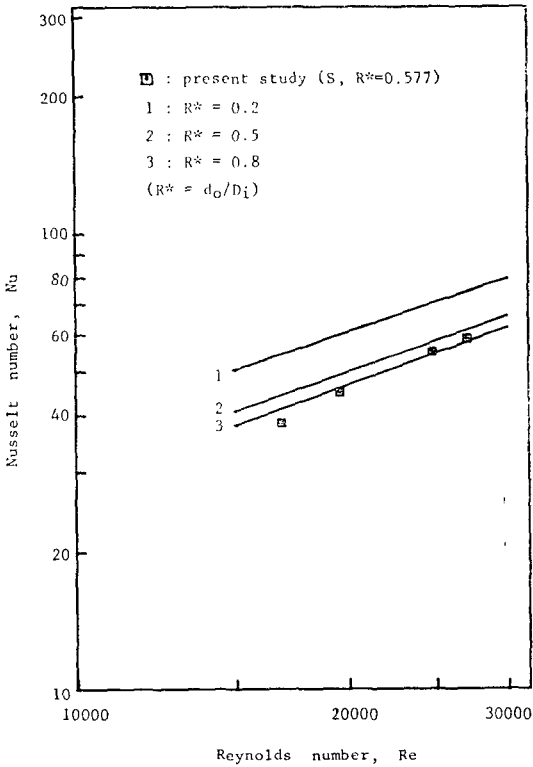


Fig. 5 Comparison of Nusselt number of smooth pipe (S) with other data<sup>(14)</sup>

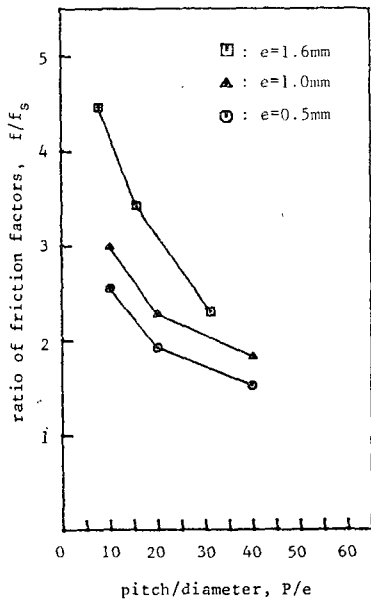


Fig. 6 Ratio of friction factor as a function of  $P/e$

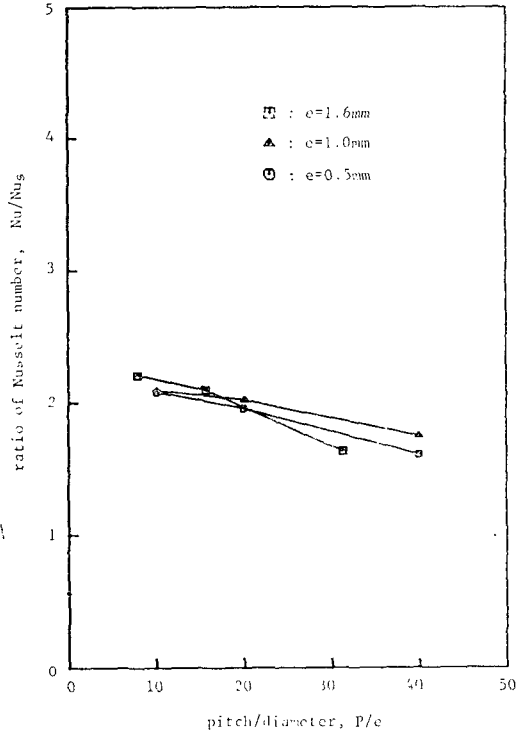


Fig. 7a Nusselt number ratios as a function of  $P/e$  at  $Re=17000$

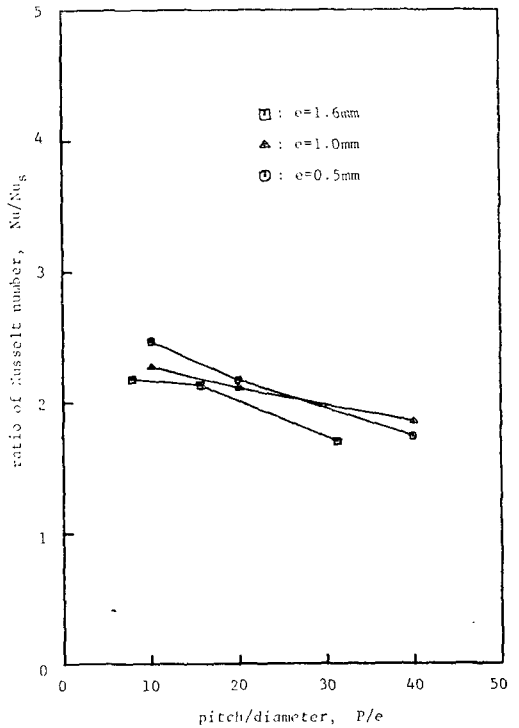


Fig. 7b Nusselt number ratios as a function of  $P/e$  at  $Re=23000$

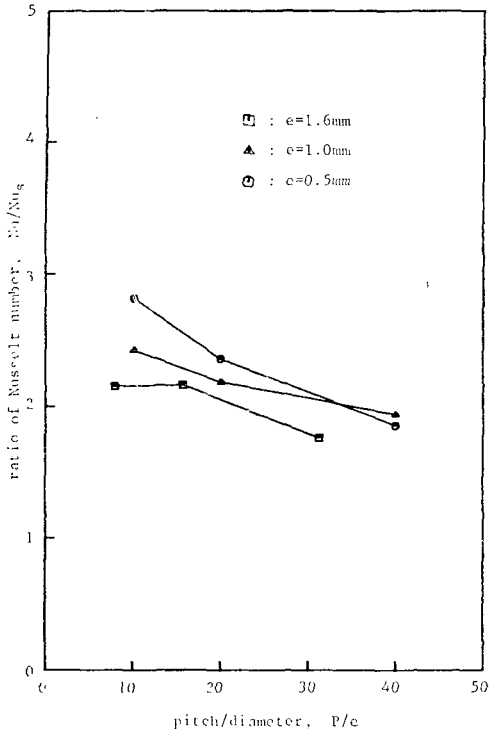


Fig. 7c Nusselt number ratios as a function of  $P/e$  at  $Re=29000$

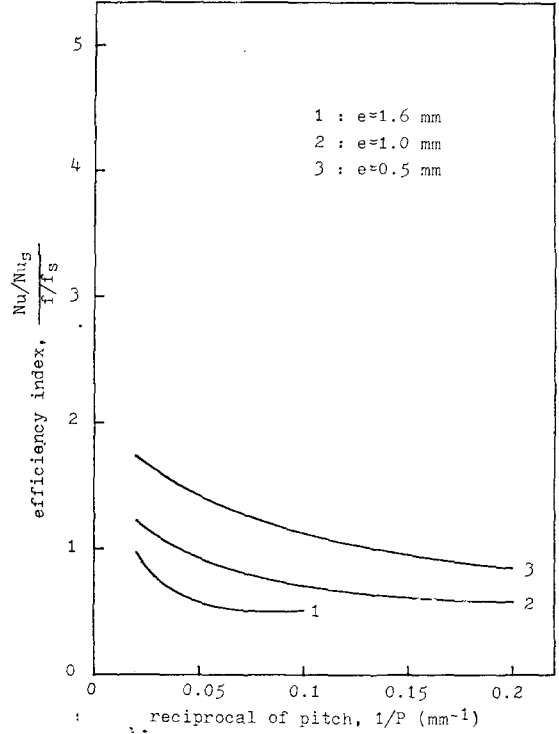


Fig. 9a Efficiency index as a function of  $1/pitch$  at  $Re=17000$

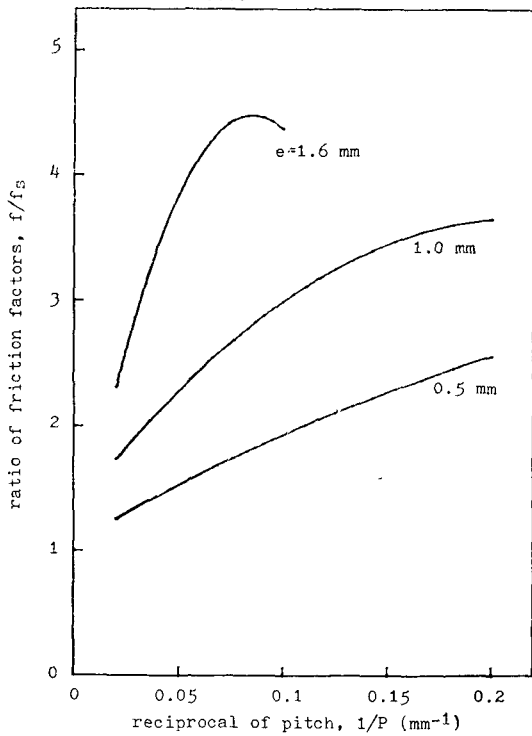


Fig. 8 Ratio of friction factors as a function of  $1/pitch$

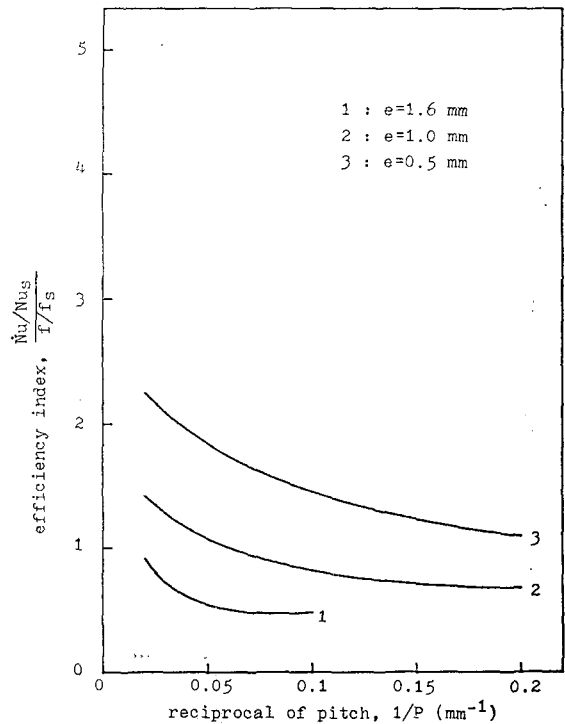


Fig. 9b Efficiency index as a function of  $1/pitch$  at  $Re=23000$



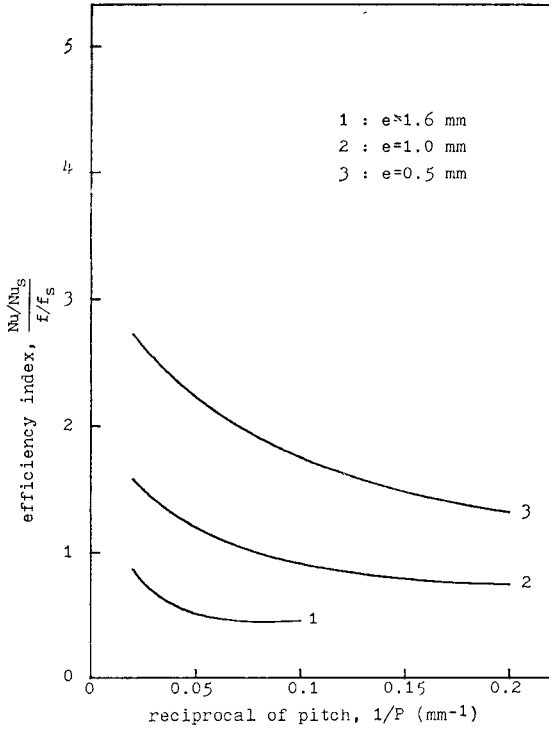


Fig. 9c Efficiency index as a function of 1/pitch at  $Re=29000$

부착물에 의한 Nusselt 수의 증가가 Fig. 7에 와이어 부착관의 Nusselt 수의 매끈한 관에 대한 Nusselt 수의 비( $Nu/Nus$ )를 피치/와이어지름( $P/e$ )의 함수로 각각의 Reynolds 수 17000, 23000 29000에 대하여 각각 Fig. 7a, Fig. 7b 및 Fig. 7c에 나타내었다. Nusselt 수도 마찰계수처럼 피치가 작을수록 증가하는 것을 보이나 와이어 지름에 따른 변화는 Reynolds 수에 따라 그 경향이 상이하며 Reynolds 수가 증가할수록 와이어 지름에 따른 변화가 커지고 있다.  $P/e$ 가 증가할 때  $f/fs$ 는 급격한 감소를 보인 반면  $Nu/Nus$ 는 천천히 감소하고 있다.

실험에서 구한 열전달계수의 유속에 대한 관계식을 Nusselt 수와 Reynolds 수의 관계식으로 바꾸어 아래와 같이 관계식을 구하였다.

$$\ln Nu = A \ln Re + B \tag{15}$$

여기서  $A, B$ 는 상수이다.

위의 식 (15)를 이용하여 Reynolds 수 15000 과 30000 사이에서 Nusselt 수를 보간하였다. 자료의 보간 또는 좁은 범위에서 확장할 때의 편리성의 위하여  $f/fs, Nu$

$/Nu_s$ 를 식 (15)를 이용하여 부착된 와이어의 피치 ( $P$ )와 지름 ( $e$ )의 함수 형태로 나타내었다.

$$f/fs = \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^2 a_{ij} P^{-i} e^j \tag{16}$$

$$Nu/Nu_s = \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^2 b_{ij} P^{-i} e^j \tag{17}$$

식 (16)에서의  $f/fs$ 와  $1/P$ 의 관계를 Fig. 8에 나타내었다. 그리고 식 (17)에서 구한  $Nu/Nu_s$ 와 식 (16)에서의  $f/fs$ 의 비 ( $\frac{Nu/Nu_s}{f/fs}$ )를  $1/P$ 의 변화에 따른 관계를 Fig. 9a, b, c에 3가지의 Reynolds 수에 대하여 나타내었다. Fig. 9에서 흔히 효율 인덱스 (efficiency index)로 정의되는  $\frac{Nu/Nu_s}{f/fs}$ 는 마찰손실의 증가에 대한 열전달량의 증가의 비로서 마찰손실과 열전달량이 가중치를 똑같이 준다면 Fig. 9는 유용하게 이용될 수 있다. Fig. 9에서 와이어의 지름이 1.6 mm 일 때는  $\frac{Nu/Nu_s}{f/fs}$ 가 Reynolds 수에 따라 크게 변하지 않으면서 1 이하에 머물러 있으나 지름이 1.0 mm 와 0.5 mm 일 때는 Reynolds 수가 증가하면  $\frac{Nu/Nu_s}{f/fs}$ 가 계속 증가하는 경향이 보이며 또 이 값들은 1보다 큰 값을 가질 수 있다. 따라서, 열전달과 마찰손실에 같은 가중치를 준다면 Fig. 9에서 맨위에 위치하는 지름이 0.5 mm 인 와이어를 부착하는 관이 같은 피치에서 가장 좋은 성능을 볼 수 있다. 만일 마찰손실과 열전달에 같은 가중치를 주지 않는다면 Fig. 7의 Fig. 8에서 마찰계수의 비와 Nusselt 수의 비를 구하여 비교하면 될 것이다.

#### 4. 결 론

본 연구에서 이중관 열교환기의 내관 표면에 와이어를 부착하였을 때의 열전달 특성을 실험적으로 연구한 결과 본 연구의 범위 안에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 링형태의 와이어를 부착하는 경우 와이어의 굵기에 따라서 압력손실이 급격히 증가하지만 열전달량은 심하게 변하지 않았다. 상대적으로 가는 와이어가 안전하고 효과적이다.

(2) 링의 피치가 감소하면 압력손실은 급히 증가하지만 열전달량은 크게 변하지 않았다. 따라서 가급적 큰 피치의 인공조도가 바람직하겠다. 그러나 본 실험에서 다른 범위로는 어떤 피치가 최적인가는 파악할 수 없었다. 물론 강조되는 실제 관점에 따라서 그 경향이 다를 수도 있겠다.

## 후 기

이 연구는 한국학술진흥재단의 1983년도 연구비에 의하여 이루어졌으며 이에 관계되는 분들에게 감사한다.

## 참 고 문 헌

- (1) 일본기계학회, 전열공학자료, 개정 제 3판, 1975
- (2) D.F. Dripprey and R.H. Sabersky, Heat and Momentum Transfter in Smooth and Rough tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 6, pp. 329~353, 1963
- (3) R.L. Webb, E.R.G. Eckert and R.J. Goldstein, Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated-Rib Roughness, *Int. J. Heat mass Transfer*, Vol. 14, pp. 601~617, 1971
- (4) K. Maubach, Rough Annulus Pressure Drop Interpretation of Experiments and Recalculation for Square Ribs, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 2489~2498, 1972
- (5) M. Dalle Donne and L. Meyer, Turbulent Convective Heat Transfer from Rough Surfaces with Two-Dimansional Rectangular Ribs, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 583~620, 1977
- (6) J.C. Han, L.R. Gilicksman and W.M. Rohsenow, An Investigation of Heat Transfer and Friction for Rib-Roughened Surfaces, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 21, pp. 1143~1156, 1978
- (7) L. Meyer, Turbulent Flow in a Plane Channel having One or Two Rough Walls, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 591~608, 1980
- (8) D.L. Gee and R.L. Webb, Forced Convection Heat Transfer in Helically Rib-Roughened Tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 1127~1136, 1980
- (9) S. Ganeshan and M. Raja Rao, Studies on Thermohydraulics of Single and Multi-Start Spirally Corrugated Tubes for Water and Time-Independent Power Law Fluids, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, No. 7, pp. 1013~1022, 1982
- (10) R.J. Firth and L. Meyer, A Comparison of the Heat Transfer and Friction Factor Performance of Four Different Types of Artificially Roughened Surface, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 26, No. 2, pp. 175~183, 1983
- (11) 홍진관, 이기명, 최영돈, 인공조도가 있는 이중 동심원관의 난류 열전달 해석, 대한기계학회논문집, 제 7권 제 3호, pp. 301~312, 1983
- (12) J.P. Holman, *Heat Transfer*, 5ed, McGraw-Hill Book Company, 1981
- (13) A.L. Lydersen, *Fluid Flow and Heat Transfer* John Wiley and Sons, 1979
- (14) W.M. Rohsenow and J.P. Hartnett, *Handbook of Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1973