

## 스파이럴리 인덴티드 전열관 내부에서의 압력 강하 및 전열 특성에 관한 고찰

김도형\* · 김익생\*\* · 김균석\*\* · 유병훈\*\* · 김춘동\*\*

### Investigation on Characteristics of Pressure Drop and Heat Transfer in the Spirally Indented Tubes

Dohyoung Kim, Iksaeng, Kim Kyunseok Kim, Byounghoon Yoo  
and Chungong Kim

**Key Words:** Spirally indented tube(스파이럴리 인덴티드 전열관), Pressure drop(압력 강하), Inner convective heat transfer coefficient(내측 대류 전열 계수), Air(공기)

#### Abstract

The pressure drop and heat transfer of the spirally indented tubes were measured and analyzed. Eight sample tubes of indentation depth 0.4, 0.7mm and indentation pitch 10, 14, 20, 26mm were used in this experimental tests. And all the tubes have same outer diameter of 16mm, and same indentation start number of 1. Air was used as the internal fluid from 10000 to 50000 for Reynolds Number. The friction factors and heat transfer coefficients have increased when indentation depths increase and indentation pitches decrease. Finally, the correlations were made between the effect of the tube geometry and characteristics of tubes for the pressure drop and heat transfer.

#### 기호설명

$A_i$  : 전열관 내측 전열 면적,  $m^2$   
 $C_p$  : 유체 정압 비열,  $J/kgK$   
 $d_e$  : 전열관 평균 내경,  $m$   
 $d_i$  : 전열관 내경,  $m$   
 $D$  : 전열관 외경,  $m$   
 $e$  : 홈 깊이,  $mm$   
 $f$  : 마찰 계수,  $\frac{\Delta P}{\rho} \frac{d_i}{L} \frac{2}{v^2}$   
 $h_i$  : 내측 대류 열전달 계수,  $W/m^2K$

$k$  : 전열관 전도 열전달 계수,  $W/mK$   
 $LMTD$  : 대수 평균 온도차,  $^{\circ}C$   
 $Nu$  : 누셀수,  $\frac{h_i d_e}{k_{air}}$   
 $Pr$  : 프란틀수,  $\frac{C_{p,air} \mu_{air}}{k_{air}}$   
 $p$  : 전열관 홈 피치,  $mm$   
 $q$  : 열전달률,  $W$   
 $Re$  : 레이놀즈수,  $\frac{\rho_{air} v_{air} d_e}{\mu_{air}}$   
 $St$  : 스탠튼수,  $\frac{h_i}{\rho_{air} C_p v_{air}}$   
 $T$  : 온도,  $^{\circ}C$   
 $U$  : 총괄 열전달 계수,  $W/m^2K$   
 $v$  : 유체 평균 속도,  $m/sec$

\* LG전선(주) 기계연구소  
kimdoh@ofmail.mach.lg.co.kr

\*\* LG전선(주) 기계연구소

그리스 문자

- $\alpha$  : 흡 각도, °
- $\rho$  : 유체 밀도,  $kg/m^3$
- $\mu$  : 유체 점성 계수,  $kg/ms$

하첨자

- air* : 공기
- in* : 입구(열선시작)
- out* : 출구(열선끝)
- t* : 전열관 외측

## 1. 서론

흡수식 냉온수기의 열교환기 등에 쓰이는 전열관은 가공성이 좋은 동(copper)을 주 재료로, 이를 여러 형상으로 가공하여 전열효과를 향상시켜 사용한다. 이들 여러 종류의 가공된 전열관 중에 코러게이트 전열관(Corrugated Tube)이라고도 불리는 스파이럴리 인덴티드 전열관(Spirally Indented Tube)은 가공비가 적고 전열 향상 효과가 좋기 때문에 많이 쓰이고 있는 전열관 중의 하나이다. 자사에서 흡수식 냉온수기의 증발기 등에 많이 쓰이고 있지만, 한정된 형상의 전열관들이 사용되어지고 있으며 이들 전열관 형상에 의한 전열 향상 효과는 이론적으로까지 전개되지 못한 실정이다. 따라서 전열 향상 효과가 탁월하고 전열관내 압력 강하의 정도가 문제되지 않는 전열관을 개발하기 위해 전열관 형상의 영향에 대한 이론 전개의 필요성이 대두되고 있는 시점이다. 스파이럴리 인덴티드 전열관에서 전열관의 형상에 대한 연구는 Sara<sup>1)</sup>, Ravigururajan<sup>2)</sup>, Sethumadhavan<sup>3)</sup>, Panchal<sup>4)</sup> 등에 의해서 수행되었으나 서로간의 오차가 크며, 국내에서는 스파이럴리 인덴티드 전열관에 대해 거의 연구가 미진한 현실이다. 따라서, 본 연구에서는 스파이럴리 인덴티드 전열관(Spirally Indented Tube)에서 전열관의 형상 변화에 대해 내측 마찰계수와 내측 전열계수 변화의 특성을 연구하였다. 전열관의 형상 변화 인자를  $e/d_e$ ,  $p/d_e$ ,  $\alpha/90$  등으로 무차원화하여 사용할 수 있으나, 흡 시작 수(수직단면 내 흡 수)가 같으면  $\alpha$ 는  $p/d_e$ 의 함수가 될 수 있다. 위의 세 가지 무차원수를 다 사용하여 관

계식을 유도한 논문도 많이 있지만, 본 연구에서는  $e/d_e$ 와  $p/d_e$ 만의 관계식을 유도하였다.

Sethumadhavan<sup>3)</sup> 등은 Nikuradse<sup>5)</sup>가 유도한 거친 나관의 마찰계수 상사관계식과 Dipprey<sup>6)</sup>가 유도한 거친 나관의 전열계수 상사관계식을 스파이럴리 인덴티드 전열관(Spirally indented tube)에도 적용하여 이를 일반화한 결과를 발표하였다. 본 연구에서도 거친 나관의 마찰계수 상사 관계식과 전열계수 상사관계식을 스파이럴리 인덴티드 전열관(Spirally indented tube)에 적용해 보았으나, 이를 관계식을 일반화하기에는 오차가 너무 컸다. 또한 Sethumadhavan<sup>3)</sup> 등의 연구에서도 일반화시켰다고 하기에 너무 오차가 큰 게 문제로 남는다.

따라서, 본 논문에서는 전열관 내측 특성 실험을 통하여 그 관계를 위와 다른 상관 관계식으로 표현하고, 이에 대한 물리적 의미를 고찰해 보고자 하였다.

## 2. 실험 장치 및 실험 방법

### 2.1 실험 장치 및 실험 방법



Fig. 1 Experiment Facility

Fig. 1은 본 연구의 실험장치를 보여준다. 유동의 매체로서는 공기를 사용하였다. 송풍기에 의해 전열관 내부의 공기를 뽑아내면 전열관 입구 쪽에서 대기의 공기가 흡입되어 열전달 과정과 압력손실 과정을 거치면서 송풍기 출구로 빨려나가게 된다. 유동량(Re No.)은 송풍기(blower)전단 밸브의 개폐에 의해서 조절하였다. 또한 유동량의 측정에는 노즐유량계를 사용하여 측정하였다. 압력손실은 전열관의 네 지점에 구멍을 뚫고 차

압계(Siemens)로 각 부위간의 차압과 전체의 차압을 측정하여 차압계의 신뢰도를 확인하였다. 열전달 계수를 측정하기 위해 전열관 외부에 열선을 감고 단열재로 단열시켜 전열관 내부로만 열전달이 이루어지도록 하였다. 열선은 균일하게 감아서 전열관 내측으로의 열전달이 균일하게 이루어지도록 하였으며, 온도는 열전대(T-type, Omega)를 심어서 측정하였다. 온도 데이터는 전열관 외측에 일곱 지점과 전열관 내측에 네 지점에서 측정하였다. 온도의 변화를 살펴보면서 정상상태까지 안정화를 시킨 후, 데이터를 실시간으로 컴퓨터(PC)에서 받아들였다.

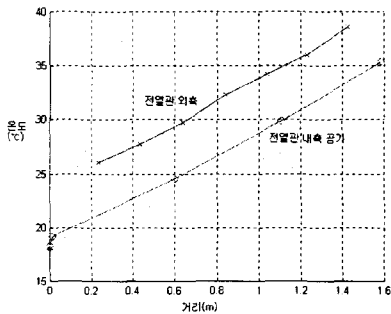


Fig. 2 Variations of Air and Tube Temperature

Fig. 2는 실험의 온도 측정 데이터의 한 예들 (Sample3 전열관,  $Re = 22000$ ) 보여준 그래프이다. 이 때에 사용되는 열전달 식은 다음과 같으며, 전열계수 중 전도에 관한 항의 값은 매우 적기 때문에 데이터 정리의 간편성을 위해 무시하였다. 이때의 오차는 최대 0.06%를 포함한다.

$$q = U A_i LMTD \quad (1)$$

$$\frac{1}{UA_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D/d)}{2\pi k L} \quad (2)$$

$$U \approx h_i \quad (3)$$

$$LMTD = \quad (4)$$

$$\frac{(T_{t,in} - T_{air,in}) - (T_{t,out} - T_{air,out})}{\ln((T_{t,in} - T_{air,in}) / (T_{t,out} - T_{air,out}))}$$

열선이 시작하는 부분과 끝나는 부분의 온도 데이터는 두 직선을 연장하여 계산하였다. 내측 대류열전달 계수  $h_i$  값의 계산을 위한 온도차는 LMTD값으로 다음과 같이 구하였다. 열선의 입력 값과 내측 공기가 전달받는 열량의 에너지 밸런스는 10%내에 들도록 맞추었다.

## 2.2 실험 전열관 종류

Table. 1 Experiment Tube Geometry

종류	피치	각도	홈깊이	두께	외경	시작
sam1	20.10	66.8	0.68	0.52	16	1
sam2	13.85	73.8	0.72	0.55	16	1
sam3	9.96	77.6	0.78	0.52	16	1
sam4	26.15	61.7	0.40	0.54	16	1
sam5	19.78	68.0	0.39	0.55	16	1
sam6	14.14	73.9	0.35	0.56	16	1
sam7	10.34	78.5	0.39	0.55	16	1
sam8	13.55	73.9	0.40	1	16	1

본 실험에서 사용한 전열관들의 세부 치수는 Table. 1에 나타나 있다. 외경은 모두 16 이고 시작 수(Start Number, 수직 단면에 나타나는 홈 수)는 모두 1이다. 변하는 값으로는 홈 깊이가 0.4, 0.7 피치가 10, 14, 20, 26이고 전열관 두께가 0.55인 전열관들과 전열관 두께가 1인 전열관 한 종류가 있다. 각도는 전열관 축을 기준으로 기울어진 각도 값이다.

아래의 Fig. 3은 스파이럴리 인덴티드 전열관 (spirally indented tube)의 단면을 나타내었다. 평균내경  $d_e$ 는  $d_i$ ,  $d_i - e/2$  등을 쓰기도 하는데, 본 연구에서는 다음과 같이 정의해서 사용하였다.

$$d_e = \sqrt{d_i^2 - e^2/2} \quad (6)$$

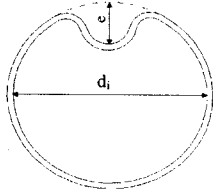


Fig. 3 Tube Cross Section

이는 단면적을 고려한 평균  $d_e$ 가 타당하다고 판단되어서 사용하였으며, 본 연구의 홈 깊이 범위 (최대 0.78mm)에서는 홈 깊이를 무시하고 내경  $d_i$ 값을 직접 사용하는 것도 무리는 없다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 마찰계수

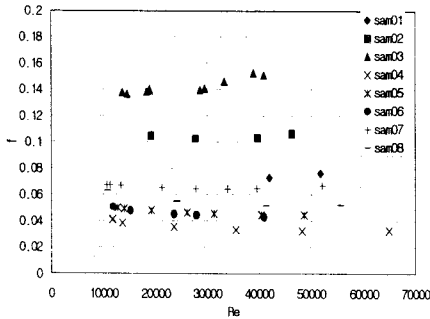


Fig. 4 Variations of Friction Factor with Re

Fig. 4는 각 전열관에서 레이놀즈 ( $Re$ ) 수에 따른 마찰 계수를 나타내었다. 홈 깊이가 증가하고 홈 피치가 감소할 수록 마찰계수가 크게 증가함을 보여주며, 이는 홈 깊이의 증가와 홈 피치의 감소에 의해 유동의 흐름에 방해가 심해지기 때문으로 해석된다. 또한 본 실험에서의 레이놀즈 수 구간인 10000~50000 사이에서 마찰계수가 거의 일정함을 보여주었다.

마찰 계수에 대한 전열관 형상의 영향을 알기 위해 전열관 형상 무차원수인  $e/d_e$ ,  $p/d_e$ 를 이용하여 다음과 같은 유형의 관계식을 유도하였다.

$$f = x (e/d_e)^y (p/d_e)^z \quad (7)$$

실험결과에서 구한 관계식은 다음과 같다.

$$f = 2.596 (e/d_e)^{1.08} (p/d_e)^{-0.57} \quad (8)$$

이때 마찰계수 값의 최대 오차는 최대 17%이며, Fig. 5에서는 실제 값과 관계식에 의한 계산 값의 차이를 보여준다.

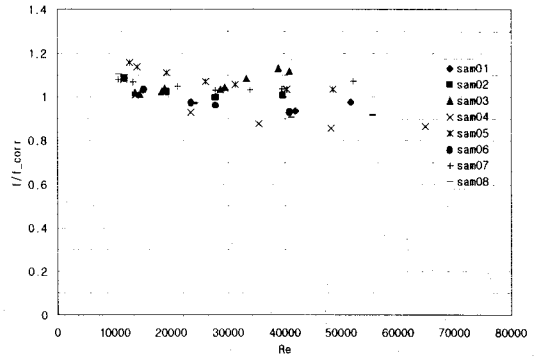


Fig. 5 Comparison between measured  $f$  and correlated  $f$

#### 3.2 전열계수

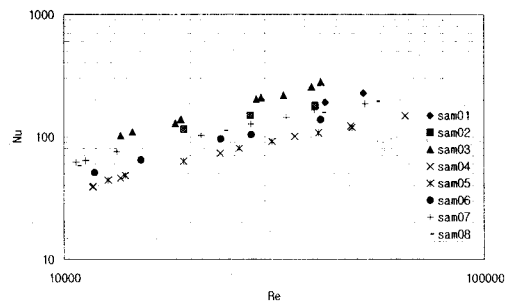


Fig. 6 Variations with Nu with Re

Fig. 6은 각 전열관에 대해 레이놀즈 ( $Re$ ) 수에 따른 누셀수의 변화를 로그-로그 스케일로 나타내었다. 홈 깊이가 증가하고 홈 피치가 감소할

수록 크게 나타나며, 이는 전열효과가 상승되는 것임을 알 수 있다. 마찰계수가 큰 전열관에서 전열계수도 상대적으로 크게 나타나며, 누셀수가 레이놀즈수의 거듭제곱(m)에 비례함을 보여준다. 위에서 나온 결과를 이용해 전열관 내측 대류열 전달 계수의 무차원수인 누셀수의 관계식을 다음과 같은 형태로 유도하였다.

$$Nu = C Re^m Pr^n \quad (9)$$

레이놀즈수는 유동의 특성이며, 프란틀수는 유체의 특성을, C는 전열관의 형상을 나타낸다. n은 관내측에 일반적으로 1/3이 사용된다. 위의 레이놀즈수와 누셀수의 상관 그래프에서 기울기가 m 값을 나타내며, 이 m 값을 통해 C 값을 구할 수 있다.

이러한 방법으로 누셀수 상관식에서 각 전열관의 m을 계산하여 다음의 Table. 2에 나타내었다. 표에서 보면 m 값이 0.73에서 0.86까지 변하는데, 전열관의 치수와 무관하게 변하고, 기존의 연구 논문들에서 일반적으로 0.8을 쓰기 때문에, m 값을 모두 0.8로 채택하고, 이에 해당되는 C 값을 각 전열관의 특성값으로 구하였다.

Table. 2 Calculated m

종류	sam 1	sam 2	sam 3	sam 4	sam 5	sam 6	sam 7	sam 8
m	0.82	0.73	0.86	0.79	0.75	0.81	0.74	0.73

아래의 Table. 3에는 이에 의해 계산된 각 전열관의 C 값을 나타내었으며, 레이놀즈(Re) 수 변화에 따라, Max 7%의 에러를 갖는다. 누셀수에 대한 전열관 형상의 영향을 알기 위해 전열관 형상의 무차원수인  $e/d_e$ ,  $p/d_e$ 를 이용하여 다음의 식으로 다른 관계식을 유도하여 보았다.

$$C = x (e/d_e)^y (p/d_e)^z \quad (10)$$

실험결과를 이용하여 구한 관계식은 다음과 같

다.

Table. 3 Calculated C

종류	sam 1	sam 2	sam 3	sam 4	sam 5	sam 6	sam 7	sam 8
C	0.0433	0.0452	0.0599	0.0251	0.0259	0.0327	0.0406	0.0374

$$C = 0.2642 (e/d_e)^{0.57} (p/d_e)^{-0.54} \quad (11)$$

$$Nu = 0.2642 (e/d_e)^{0.57} (p/d_e)^{-0.54} Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (12)$$

이때 C 값의 최대 오차는 10%이고, 누셀수의 최대 오차는 15%이며 Fig. 7에 실험값에서 환산한 누셀수와 관계식에서 계산한 누셀수와의 비율 그래프로 나타내었다.

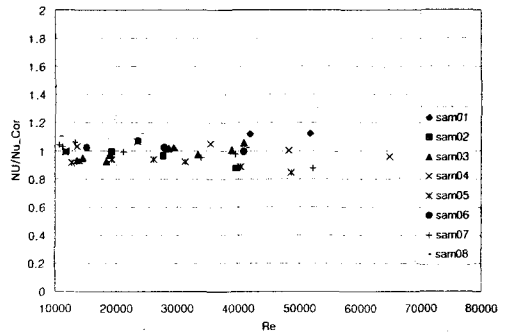


Fig. 7 Comparison with measured Nu and correlated Nu

위 식에서  $e/d_e$  와  $p/d_e$ 의 지수가 비슷하기 때문에, 누셀수가  $e/p$ 에 강한 영향을 받음을 알 수 있다. 따라서  $e/p$  만의 관계식을 유도할 수 있으며 다음과 같다.

$$C = 0.2416 (e/p)^{0.54} \quad (13)$$

$$Nu = 0.2416 (e/p)^{0.54} Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (14)$$

이때 C 값의 최대 오차는 11%이고, 누셀수의

최대 오차는 18%이다.

### 3.3 마찰계수와 전열계수의 상관관계

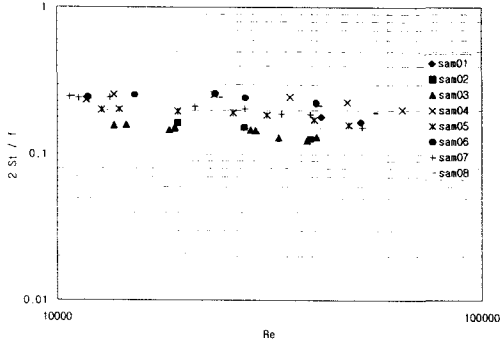


Fig. 8 Comparison with St and f

Fig. 8은 각 전열관에서 레이놀즈수에 따라 대류 열전달 계수의 함수인 스탠튼수와 마찰 계수를 로그-로그 스케일로 비교한 그래프이다. 대류 열전달 계수의 무차원수 중, 누셀수와 비교하지 않고 스탠튼수와 비교하는 이유는, 스탠튼수의 분모에  $v_{air}$ 가 들어 있어, 마찰 계수처럼 레이놀즈수에 따라 별로 변하지 않는 값이기 때문이다. 주어진 레이놀즈수 범위(10000~50000)에서는 각 전열관별로 일정한 값을 유지함을 볼 수 있다. 이는 스탠튼수가 마찰 계수에 많은 영향을 끼침을 알 수 있다.  $e/d_e$ 값이 작을수록 마찰 계수 대비 스탠튼수가 크나, 꼭 좋은 전열관이라고 말할 수는 없고, 마찰계수가 허용 범위 안에 들면서 스탠튼수가 큰 전열관을 선정하면 되겠다.

### 4. 결론

- (1) 스파이럴리 인덴티드 전열관에서 전열관의 홈 깊이가 증가하고 피치가 감소할 수록 마찰계수 값과 전열 계수 값이 증가함을 확인하였다.
- (2) 스파이럴리 인덴티드 전열관에서 전열관 형상의 무차원수인  $e/d_e$ ,  $p/d_e$ 에 대해, 마찰계수 및 전열계수와 대하여 주어진 실험범위 내에서 관계식을 유도하였다.

$$f = 2.596(e/d_e)^{1.08}(p/d_e)^{-0.57}$$

$$Nu = 0.2642(e/d_e)^{0.57}(p/d_e)^{-0.54} Re^{0.8} Pr^{1/3}$$

(3) 스파이럴리 인덴티드 전열관에서 주어진 실험범위 내에서는 전열계수에 대한 관계식을  $e/p$ 만의 함수로 나타내어도 큰 무리가 없으며, 이에 대한 관계식을 기술하였다.

$$Nu = 0.2416(e/p)^{0.54} Re^{0.8} Pr^{1/3}$$

### 후기

본 연구는 산업자원부에서 시행한 공업기반기술개발 산업(과제명 : 흡수식 냉온수기용 고성능 전열관 개발)으로 추진되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

### 참고문헌

- (1) Sara Rainieri, Angelo Farina e Giorgio Pagliarini, 1996, "Experimental Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop Augmentation for Laminar Flow in Spirally Enhanced Tubes", 2nd European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conference, pp. 203
- (2) T. S. Ravigururajan, T. J. Rabas, 1996, "Turbulent Flow in Integrally Enhanced Tubes, Part 2: Analysis and Performance Comparison", heat transfer engineering, vol. 17 no. 2, pp. 30
- (3) R. Sethumadhavan, M. Raja Rao, 1986, "Turbulent Flow Friction and Heat Transfer Characteristics of Single and Multistart Spirally Enhanced Tubes", Journal of Heat Transfer, pp. 55
- (4) C. B. Panchal, D. M. France, 1992, "Heat Transfer and Pressure Drop in Large Pitch Spirally Indented Tubes", pp. 565
- (5) Nikuradse, J., 1933, "Laws of Flow in Rough Pipes," VDI Forschungsheft, pp. 361. English Translation, NACA TM-1292(1965).

- (6) Dipprey, D.F., and Sabersky, R. H., 1963.  
"Heat and Momentum in Smooth and Rough  
Tubes at Various Prandtl Numbers,"  
International Journal of Heat Mass Transfer,  
Vo. 6, pp. 329-353