

환형관에서 나선파형관의 형상이 열전달에 미치는 효과

Effects of Heat Transfer on Geometries of Spirally Corrugated Tubes in Annuli

안수환 · 오세경

Soo Whan Ahn, Se-Kyung Oh

Key Words : Heat Heat Coefficient(열전달 계수), Pressure Drop(압력 강하), Spirally Corrugated Tubes(나선 파형 관), Flow Mechanism(유동 기구), Heat Transfer Enhancement(열전달 촉진)

Abstract : This paper is to present the results of a comprehensive study on heat transfer in annuli with spirally corrugated inner tubes in the turbulent regime. Tube surface-temperature measurements were used to explain the enhancement phenomena in the annuli with several different corrugated tubes. Nusselt numbers were between 1.1 and 2 times the smooth annulus values. These enhancement values can be used to determine the appropriate range of applicability for spirally corrugated annuli.

기호설명

하첨자

- D_h : 시험부 덕트수력직경, $4A/P$ [m]
- D_e : 포락선 직경, Fig. 1참조 [m]
- D_b : 내경, Fig. 1 참조 [m]
- D_{oi} : 외관내경 [m]
- D_{vi} : 체적에 의한 내관의 평균내경 [m]
- D_{vo} : 체적에 의한 내관의 평균외경 [m]
- e : 홈 높이, $(D_e - D_b)/2$, [m]
- e^* : 무차원홈 깊이, e/D_{vo}
- Nu : 너셀트수
- P : 홈 피치, 둘레 [m]
- P^* : 무차원 홈피치, P/D_{vo}
- Pr : 프란틀 수
- r^* : 직경비, D_{vo}/D_{oi}
- R : 열전달저항 [m^2K/W]
- Re : 레이놀즈수, $(u_b D_h)/\nu$
- u_b : 평균(bulk)속도 [m/s]
- U : 전체열전달계수 [W/m^2K]
- T_b : 평균온도 [K]
- θ : 나선각, $\tan^{-1}(\pi D_{vo}/NP)$
- θ^* : $\theta/90$

- a : 이중관
- c : 차가운
- h : 뜨거운
- i : 내관, 입구
- o : 외관, 출구
- r : 나선파형관 벽면
- s : 매끈한 벽면
- t : 원관
- tot : 전체
- w : 관벽

1. 서론

일반적으로 열전달 표면을 거칠게 하면 유동형태가 변화되고 이로 인하여 열전달 계수가 향상된다. 최근, 열교환기 등의 열산업기기에서 나선 홈관(spirally fluted tubes)이나 나선 파형관(spirally corrugated tubes)을 설치하여 열전달계수를 향상시키는 방법에 관하여 관심을 갖게 되었다¹⁾. 표면에 나선 홈이나 나선 파형 구조를 설치하면 나선 구조에 의해 발생된 와류(swirl)가 전체 유동장속으로 유입되어 튜브표면의 층류 경계층을 파괴시키기 때문에 대류열전달 계수가 증가된다고 보고

접수일 : 2001년 8월 1일
안수환, 오세경 : 경상대학교 수송기계공학과, 해양산업연구소

되고 있다. 나선형 관의 열전달 촉진구조를 적절하게 설명하기 위해서는 내경, 포락선(envelope) 직경, 돌출부나 홈의 깊이, 그리고 피치와 모양 등 여러 가지 형상변수들을 구체적으로 나타내어야 한다. 이러한 형상 변수들은 Fig. 1에 나타나 있고 형상변수의 크기가 튜브내의 유체유동과 열전달 특성에 영향을 준다. 핀 등을 설치한 거친 관에 대해서는 많은 연구자들이 연구를 수행하였으나 나선홈 관이나 나선파형 관의 마찰 계수와 열전달 계수에 대해서는 아직 드문 실정이다. 최근에 Garimella와 Christensen^{2,3)}은 매끈한 관속에 나선홈(spirally fluted)관을 설치한 이중관에 대한 열전달과 마찰계수의 특성을 실험적으로 조사하였다. 그 결과 난류영역에서 열전달 계수는 1.1에서 4배까지, 마찰계수는 10배까지 내외관 모두 매끈한 관의 이중관보다 증가되었다고 보고하였다.

Garimella와 Christensen⁴⁾은 가시화 시험을 통해 여러 종류의 나선홈 관(spirally fluted tube)을 내관으로 한 이중관의 유동기구를 연구하였고, 나선홈 관의 평균벽면 온도를 조사하기 위해 나선홈의 원주, 축, 나선방향에 따른 온도, 그리고 돌기부와 홈부분에 대해 온도를 각각 측정하였다. 그 결과 내관에 나선홈 관을 설치한 이중관의 경우가 나선홈 관으로 이루어진 단일관 경우보다 훨씬 큰 와류(swirl)를 발생시킨다는 사실은 보고하였다. 그리고 그들이 얻은 중요한 결론은 나선홈속의 유체 흐름은 나선홈 튜브 벽면 근처의 홈속이나 돌기부에서는 거의 일어나지 않고 대부분 나선홈관의 홈이나 돌기부위에서 나선형으로 유동이 형성된다는 사실을 밝혔다. 최근까지 열전달기기에 사용되는 튜브 산업에서 수동적 기법(passive technique)에 의한 열전달 촉진법(heat transfer enhancement)은 대부분 1) 표면에 금속분(metallic powder)을 코팅하거나, 2) 표면에 핀 등을 설치하거나, 3) 나선홈관이나 나선파형관을 이용하거나, 4)테이프(tape)나 베인(vane)을 관속에 삽입하는 방법을 주로 채용하고 있다. 이에 반해 나선파형관에 대한 연구는 아직 매우 드문 실정이다.

이러한 현실에 본 연구에서는 매끈한 외관에 직경 15.8 mm이하의 규격화된 나선 파형관들을 내관으로 설치한 이중관의 열전달계수를 실험적으로 조사하고자 한다. 매끈한 이중관과 병렬로 설치하여 나선 파형관의 효과를 정량적으로 알 수 있게 하였다.

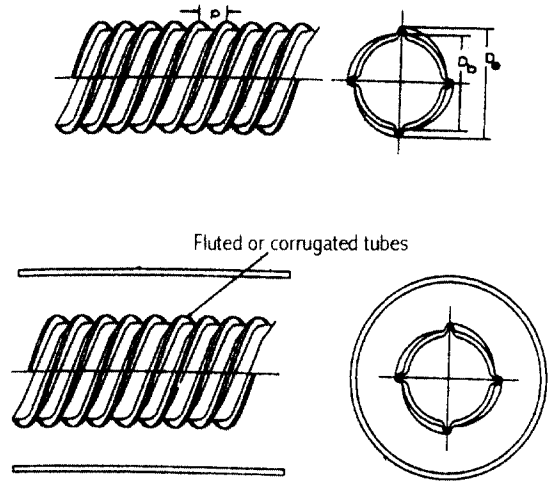


Fig. 1 Details of test section

2. 실험장치 및 방법

이중관에서 나선 파형관의 효과를 조사하기 위하여 외관은 매끈한 관으로하고 내관은 나선파형관을 설치하였다. 나선파형관의 형상변수들이 열전달효과에 미치는 영향을 조사하기 위하여 직경 15.8 mm이하의 규격화된 시중의 모든 나선 파형관 제품들을 사용하였다(Table 1 참조). 내관을 나선파형 관으로 제작 가능한 최소 직경치수의 관으로 선택한 것은 원통 다관형 열교환기의 경우 동일유량에서 직경이 작을수록 전열면적이 증가되기 때문이다. 이중관에서 내관 속에는 뜨거운 물이, 내관외부에는 차가운 물이 흐르도록 하였고 뜨거운 물과 차가운 물은 동일한 방향의 흐름인 병류(parallel flow)식 구조로 제작하였다. 본 연구의 시험부 상세도와 실험장치의 개략도는 Figs. 1과 2

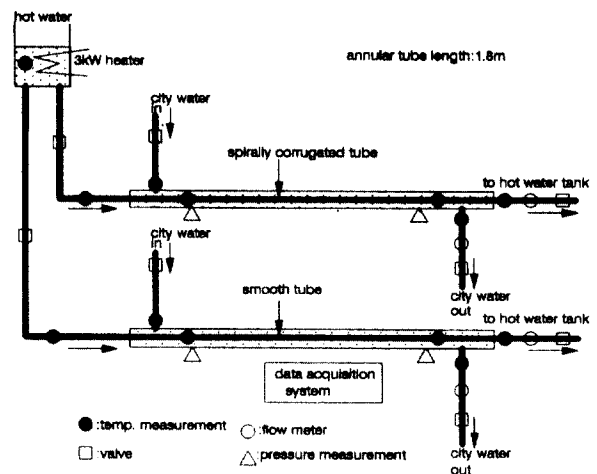


Fig. 2 Schematic of experimental setup

와 같다. 이중관중 외관의 내경은 25.2 mm로 하였고 내관의 체적평균 직경(D_{vi})은 Table 1과 같이 나선 파형의 경우 13.97 mm, 13.88 mm, 10.93 mm, 10.79 mm, 7.52 mm, 그리고 7.68 mm의 6 종류이며, 나선홈관의 경우는 10.71 mm의 1 종류이다. 파형관과 나선홈관의 체적평균 내경의 결정은 관속에 물을 채우고 그 양을 길이로 나누어 구하였다. 그리고 매끈한 관은 외경이 15.8 mm, 12.5 mm, 그리고 9.5 mm이고 내외관 모두 재질은 동(copper)을 사용하였다. 모든 내관의 두께는 0.8 mm이었다. 작동유체는 오염(fouling)을 최대한 줄이기 위해 수도물을 사용하였고 고온수 탱크는 조절기가 부착된 3 kW 가열기에 의하여 수도물을 가열하였고 수도물을 안정되고 정상상태로 공급을 하기 위해 수도물 탱크는 시험부보다 1.5 m상부에 설치하였다. 매끈한 관과 나선파형관의 열전달계수를 정량적으로 비교하기 위하여 병렬로 설치하여 동일한 조건하에서 실험을 행하였다. 유량측정은 10 ml까지 측정이 가능한 적층식(cumulative type)유량계와 시계를 사용하였다. 관내에서 유체의 배압을 최소로 하기 위하여 시험부 출구에는 교축밸브(throttle valve)를 설치하였다. 시험부 출구에서 나온 고온수는 저장탱크로 보내진 후 자기펌프(magnetic pump)에 의해 1.5 m 상부에 있는 고온수 탱크로 이송되었으며 고온수 탱크에서 나오는 수도물(고온수) 온도의 변화 범위는 $\pm 1^\circ\text{C}$ 이 내로 하였다.

대수평균 온도차(LMTD)계산에 사용된 내관의 내외측에 흐르는 각 유체의 온도차를 크게 만들므로서 열전달 계수 측정의 부정확성을 최소화 할 수 있기 때문에 시험부 길이를 1.8 m로 충분히 길게 하였다. 본 연구에서 LMTD측정에 사용된 온도 측정 지점은 Fig. 2에 도시하였다. 온도 측정에는 k 형 열전대를 사용한 자료획득장치(data acquisition system)를 사용하였다. 내관속의 고온 유체는 증기를 사용하지 않고 80°C 이하의 단상의 고온수를 이용하였는데, 그 이유는 증기를 사용할 경우 내관외측에 흐르는 차가운 유체(물)의 유량이 작을 때에는 짧은 거리에서 내관 외측의 유체온도가 내관내측 고온의 유체온도에 도달하게되어 열교환기중 일부만 열전달 현상이 생기므로 열전달 면적의 계산에서 많은 오차가 생기기 때문이다. 내관 내외측 유체의 온도를 급격히 상승시키지 않아도 높은 내관 내외측의 열전달 계수를 얻을 수 있도록 시험부 입구측의 유체온도와 질량유량은

Table 1 Test matrix for temperature measurements

Annulus	Inner tube										Outer tube
	D, mm	D_{vi} , mm	D_{vo} , mm	P, mm	N	r^*	c^*	p^*	θ^*	D_o , mm	
T ₁₁	9.5	7.68	9.28	2	1	0.368	0.022	0.2	0.96	25.2	
T ₁₂	9.5	7.52	9.12	5	1	0.362	0.044	0.5	0.89	25.2	
T ₂₁	12.5	10.79	12.39	6	1	0.492	0.048	0.4	0.92	25.2	
T ₂₂	12.5	10.93	12.53	10	1	0.497	0.056	0.8	0.84	25.2	
ST ₂₁	12.5	10.71	12.31	10	3	0.488	0.13	0.8	0.68	25.2	
T ₃₁	15.8	13.88	15.48	7	1	0.614	0.045	0.4	0.91	25.2	
T ₃₂	15.8	13.97	15.57	10	1	0.618	0.045	0.6	0.89	25.2	
S ₀₁	9.5	7.9	9.5			0.377				25.2	
S ₀₂	12.5	10.9	12.5			0.496				25.2	
S ₀₃	15.8	14.2	15.8			0.627				25.2	

D_o : Original smooth tube diameter
 D_{vi} : Volume-based grooved tube inner diameter
 D_{vo} : Volume-based grooved tube outer diameter
 P : Flute or corrugation pitch
 N : Number of flute or corrugation starts
 D_o : Inner diameter of outer smooth tube
 S : Smooth tube
 ST_{21} : Spirally fluted tube
 T : Spirally corrugated tube

조절할 수 있도록 하였다.

3. 결과 및 검토

이중관 구조에서 내관 내측의 열전달계수(h_i)를 직접 측정하는 데에는 어려움이 있어 Ravigururajan과 Bergles⁵⁾이 제안한 나선돌출관(spirally ribbed tube)에 관한 아래의 실험식을 이용하였다.

$$\frac{Nu_r}{Nu_s} = (1 + [2.64Re^{0.036} e^{*0.212} P^{*-0.21} x(\theta^*)^{0.29} Pr^{-0.024}]^7)^{1/7} \quad (1)$$

식 (1)의 무차원 값들은 포락선 직경(envelope diameter)의 형상으로부터 결정되었다. 내관의 나선 파형관의 너셀트 수(Nu_r)는 수력직경을 D_{vi} 로 하고 계산하였고 Nu_s 는 아래의 Petukhov와 Popov⁶⁾식을 이용하였다.

$$Nu_s = \frac{(f_s/8) Re Pr}{1 + 12.7\sqrt{f_s/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2)$$

$$f_s = 4[1.58 \ln(Re) - 3.28]^{-2} \quad (3)$$

여기서 f_s 는 매끈한 관의 마찰계수이다⁷⁾. 그리고 나선과형관내의 열전달계수(h_{to})는 공식(1)의 Nu_r 값을 공식(4)의 Nu_i 에 대입하므로 구할 수 있다.

$$h_{to} = \frac{Nu_i}{D_{vi}} (D_{vi}/D_{vo}) \quad (4)$$

그리고 튜브의 열전달 저항은 아래와 같다

$$R_w = \frac{D_{vo}}{2k_w} \ln(D_{vo}/D_{vi}) \quad (5)$$

위의 식으로부터 내관외측의 열전달 계수(h_a)는 아래의 식으로 나타내었다.

$$U = \frac{1}{1/h_{to} + R_w + 1/h_a} \quad (6)$$

그리고 열용량은 이중관속의 두 유체의 각 시험부 입구와 출구의 유량과 온도변화로부터 각각 구했으며 내관외측의 열용량(Q_a)과 내관내측의 열용량(Q_i)의 차이는 7%이내 이었다. 열용량을 구하는데 온도차는 시험부 입구와 출구에서의 뜨거운 물과 차가운 물의 온도차가 다르므로 대수평균 온도차법(LMTD)을 사용했으며, 대수평균 온도차법(LMTD)은 아래와 같이 정의 하였다.

$$LMTD = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln[(T_{hi} - T_{co})/(T_{ho} - T_{ci})]} \quad (7)$$

여기서 아래첨자 h 와 c 는 뜨겁고 차가운 유체를 각각 의미한다. 열용량과 LMTD로부터 전(total) 열전달계수 UA_{tot} 를 아래와 같이 나타내었다.

$$UA_{tot} = \frac{Q_{tot}}{LMTD_{tot}} \quad (8)$$

불확실성은 Kline과 McClintok³¹⁾ 그리고 Garimella와 Christensen³¹⁾에 의한 방법으로 계산하였으며 이중관중 내관 외측의 너셀트수의 불확실

성은 $\pm 16\%$ 이었다. 실험결과를 점검하기 위하여 매끈한 이중관에 대한 열전달 실험을 행하였고 비교를 위해 Garimella와 Christensen³¹⁾의 실험자료 그리고 식(9)의 Kays와 Leung⁹⁾ 상관관계식으로 구한 결과를 Fig. 3에 나타내었다.

$$Nu_{as} = 0.025 Re^{0.78} Pr^{0.48} r^{-0.14} \quad (9)$$

직경 비(r^*)가 작을수록 너셀트 수가 증가함을 보였다. 이는 직경 비가 작을 수록 동일한 레이놀즈 수에서 유량이 작아져 고온벽면온도와 유체평균(fluid bulk)온도의 차가 작아지기 때문이라 사료

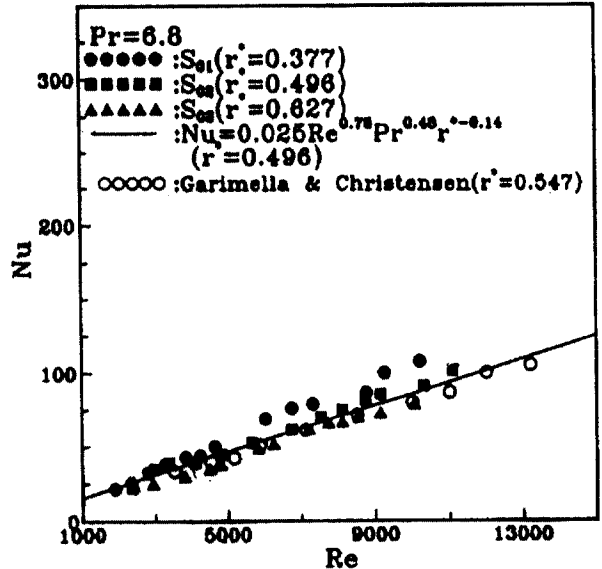


Fig. 3 Nusselt numbers for smooth annuli

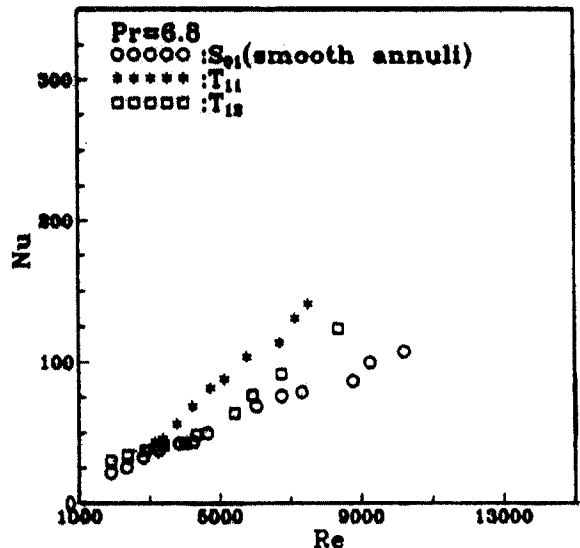


Fig. 4 Nusselt numbers for T₁₁ and T₁₂

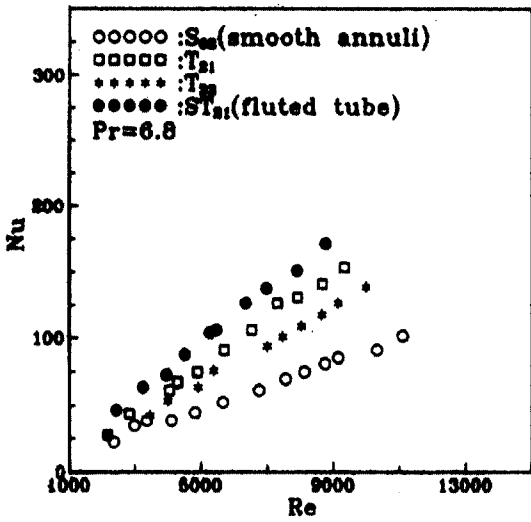


Fig. 5 Nusselt numbers for T_{21} , T_{22} and ST_{21}

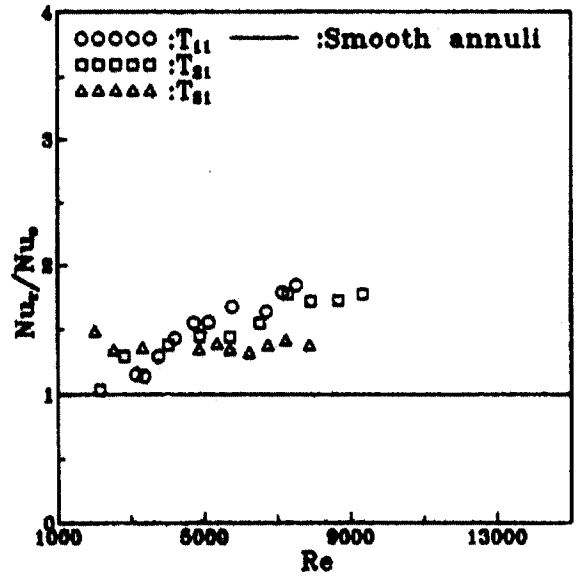


Fig. 7 Dimensionless Nusselt numbers

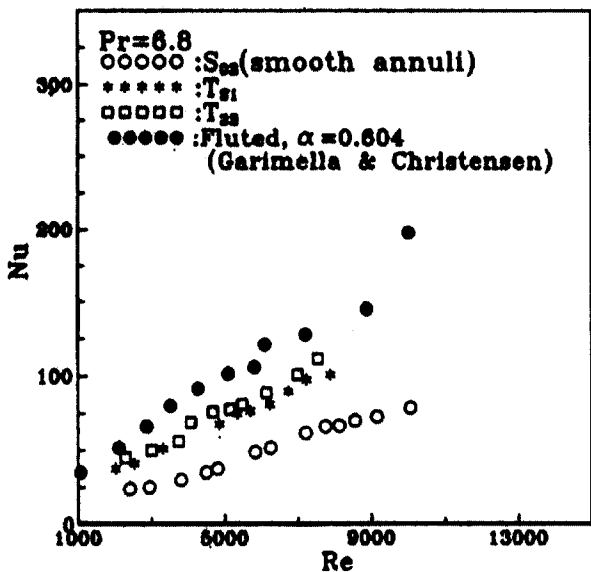


Fig. 6 Nusselt numbers for T_{31} and T_{32}

된다. Fig. 4는 외경이 9.5 mm인 매끈한 원관으로부터 제작된 파형관 T_{11} 와 T_{12} 의 너셀트수이다. T_{11} 가 T_{12} 보다 약간 크게 나타났다. 이는 T_{11} 의 경우 피치비(P^*/e^*)는 10 ($=0.22/0.022$)이고 T_{12} 의 경우 피치비(P^*/e^*)는 12.5($=0.55/0.044$)이므로 피치비가 8근처의 경우 피치비에서 너셀트수가 가장 크고 피치비가 8에서 멀어질수록 작아진다는 이중관에서 내관외벽에 사각돌출형 거칠기가 설치된 경우의 Lawn의 결과¹⁰⁾와 일치한다. Fig. 5는 나선 파형관 T_{21} , T_{22} 와 나선홈 관 ST_{21} 의 결과를 나타내었다. 나선 홈관이 나선파형관보다 크게 나타났다. 나선 홈관의 경우(ST_{21})는 나선 파형관(T_{21} 와 T_{22})보다 홈(trough)의 깊이가 크기 때문이라

판단된다. 그리고 T_{21} 이 T_{22} 보다 크게 나타났는데 이는 Fig. 4에서와 같은 이유 때문이라 사료된다.

Fig. 6은 나선 파형관 T_{31} 과 T_{32} 의 결과를 도시하였다. Figs. 4와 5는 달리 피치비가 큰 $T_{32}(P^*/e^*=10)$ 가 $T_{31}(P^*/e^*=14.2)$ 보다 너셀트수가 컸다. 이는 이중관에서 직경비가 클 경우 내외관의 간격이 좁아져 파형관의 돌출부로부터 유동의 재부착(reattachment)지점까지의 거리가 길어졌기 때문이라 사료된다. 거칠기 피치와 유동의 재부착 지점간의 거리가 같을 때 거칠기 사이의 유동과 거칠기 위의 전체 유동장간의 상호작용이 가장 활발하여 최대 열전달계수가 발생된다고 보고되고 있다^{11, 12)}. Fig. 7은 내관에 나선파형관을 설치한 이중관의 결과를 매끈한 이중관으로 무차원한 값이다. 매끈한 값은 공식(9)의 Kays와 Leung⁹⁾의 값을 이용하였다. 본 연구에서는 대체로 직경비가 작을수록 무차원 너셀트수가 증가하였다. 그러나 외관 내벽면에 사각돌출형 거칠기를 설치한 이중관에 대한 안 등¹¹⁾의 연구에서는 레이놀즈수가 50,000이하에서는 직경비가 클수록 너셀트수가 증가함을 보여 본 연구와 상반된 흥미있는 결과를 얻었다. 그러므로 이 분야에 대한 계속적인 연구가 요구된다. 무차원 너셀트수(Nu_r/Nu_s)는 대체로 1.1에서 2.0이었다.

4. 결론

내관을 15.8 mm이하의 나선 파형관들을 설치한 이중관에서 행한 열전달에 관한 실험적 연구로

로부터 아래의 결론을 얻었다.

(1) 나선 파형관은 나선홈관보다 너셀트수가 작았고, 나선 파형관이 설치된 이중관에서 직경비(r^*)가 0.497이하에서는 피치비가 클수록 너셀트수는 감소하였고 그 이상에서는 피치비가 클수록 너셀트수는 증가하였다.

(2) 직경비가 작을수록 나선파형관의 너셀트수가 증가하였다.

(3) 직경비가 작을수록 너셀트수가 증가하여 열전달 계수측면에서 유의함을 보였고 모든 경우 무차원 너셀트수(Nu_r/Nu_s)는 대체로 1.1에서 2.0이었다.

후 기

이 논문은 2001년도 경상대학교 부설 해양산업연구소 학술연구조성비와 두뇌한국 21사업에 의하여 지원되었고, 그리고 나선 파형관을 제공해주신 (주) 대동신관에게도 감사드리는 바이다.

참고문헌

1. P. J. Marto, R. J. Reilly, and J. H. Fenner, "An Experimental Comparison of Enhanced Heat Transfer Condenser Turing", in: Advances in Enhanced Heat Transfer, ASME, New York, pp. 1~9, 1979.
2. S. Garimella and R. N. Christensen, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Fluted Annuli: Part I - Hydrodynamics", Heat Transfer, Vol. 117, pp. 54~60, 1995.
3. S. Garimella and R. N. Christensen, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Fluted Annuli: Part I - Heat Transfer", Heat Transfer, Vol. 117, pp. 61~68, 1995.
4. S. Garimella and R. N. Christensen, "Experimental Investigation of Fluid Flow Mechanisms in Annuli with Spirally Fluted Inner Tubes", ASHRAE Trans. Vol. 99, Part 1, pp. 1205~1216, 1993.
5. T. S. Ravigururajan and A. E. Bergles, "General Correlation for Pressure Drop and Heat Transfer for Single-Phase Turbulent Flow in Internally Ribbed Tubes, in:

- Augmentation of Heat Transfer in Energy Systems", ASME-HTD-Vol. 52, pp. 9~20, 1985.
6. B. S. Petukhov and V. N. Popov, "Theoretical Calculation of Heat Exchange and Frictional Resistance in Turbulent Flow in Tubes of an Incompressible Fluid with Variable Physical Properties", High Temperature, Vol. 1, pp. 69~83, 1963.
7. B. S. Petukhov, "Heat Transfer and Friction on Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties", in: Advances in Heat Transfer, T. F. Irvine and J. P. Hartnett, Vol. 6, Academic Press, New York, pp. 503~564, 1970.
8. S. J. Kline and F. A. McClintock, "Describing uncertainties on single sample experiments", Mechanical Engineering, Vol. 57, pp. 3~8, 1953.
9. W. M. Kays and E. Y. Leung, "Heat Transfer in Annular Passages: Hydrodynamically Developed Flow with Arbitrarily Prescribed Heat Flux", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 6, pp. 537~557, 1963.
10. C. J. Lawn, "The Use of an Eddy Viscosity Model to Predict the Heat Transfer and Pressure Drop Performance of Roughened Surfaces", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 17, pp. 421~428, 1974.
11. 안수환, 김경천, 이윤표, "사각형 거칠기가 있는 동심 이중관내의 완전히 발달된 난류유동과 열전달", 대한기계학회논문집, Vol. 18, No. 4, pp. 1072~1080, 1994.
12. S. W. Ahn, Prediction of Turbulent Heat Transfer in Concentric Annuli with Outer Rough Wall, Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 27, No. 5, pp. 677~688, 2000.