

환형관에서 파형튜브가 압력강하에 미치는 효과

안 수 환[†], 손 강 필^{*}

경상대학교 수송기계공학부 해양산업연구소, ^{*}경상대학교 기관공학과 대학원

Effects of the Corrugated Tubes on Pressure Drop in Concentric Annuli

S. W. Ahn[†], K. P. Son^{*}

School of Transport Vehicle Engineering, Gyeongsang National University, Tongyong 650-160, Korea

^{*}Dept. of Marine Engineering, Graduate School, Tongyong 650-160, Korea

(Received March 26, 2001; revision received June 12, 2001)

ABSTRACT: The present paper presents the experimental results of pressure drop of water flow in annuli with spirally corrugated inner tubes in the turbulent flow regime. To understand the underlying physical phenomena responsible for heat transfer enhancement, pressure drop data documented elsewhere are combined to compare with those obtained from the present experiment for the Reynolds numbers of 1,000 to 8,000. Friction factors were found to be functions of trough depth, pitch and angle, and the annulus radius ratio. Friction factor increases in the spirally fluted tubes were larger than those in the corrugated tubes.

Key words: Pressure drop(압력강하), Spirally corrugated tube(나선파형관), Turbulent flow regime(난류유동영역), Concentric annulus(이중관).

기 호 설 명

D_h : 시험덕트 수력직경, $4A/p$ [m]

D_e : 포락선직경, Fig. 1 참조 [m]

D_b : 내경, Fig. 1 참조 [m]

D_{oi} : 외관내경 [m]

D_{vi} : 체적에 의한 내관의 평균 내경 [m]

D_{vo} : 체적에 의한 내관의 평균 외경 [m]

e : 홈(groove) 높이, $(D_e - D_b)/2$ [m]

e^* : 무차원 홈 깊이, e/D_{vo}

f : 마찰계수, 식(1) 참조

ΔL : 압력측정 위치간의 길이 [m]

P : 홈피치 [m]

P^* : 무차원 홈피치, P/D_{vo}

Pr : Prandtl 수

Re : Reynolds 수, $(u_b D_h)/\nu$

Δp : 압력강하 [Pa]

r^* : 직경비, D_{vo}/D_{oi}

u_b : 평균(bulk) 속도 [m/s]

θ : 나선각, $\tan^{-1}(\pi D_{vo}/NP)$

θ^* : 무차원 홈 각도, $\theta/90$

ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

a : 이중관

i : 내측

o : 외측

[†] Corresponding author

Tel.: +82-55-640-3125; fax: +82-55-640-3128

E-mail address: swahn@gaechuk.gsnu.ac.kr

- r : 거친 관
 s : 매끈한 관
 t : 원관

1. 서 론

단상(single phase) 유체의 열전달계수는 인공으로 제작된 거친 표면, 와류발생기, 표면진동, 정전기장(electrostatic field), 덕트단면과 표면의 개조 등에 의하여 증가된다. 여러 종류의 열전달 증가 기법은 유체유동형태의 변화에 의하여 이루어진다. 그러므로 시중의 핀(fin) 부착관, 파형관(corrugated tube), 나선홈관(spirally fluted tube) 등 다양한 형상을 가진 관들이 열전달과 압력강하에 미치는 영향에 대하여 관심을 갖게 한다. 최근에 이르러 파형관이나 나선관을 열교환기 제작에 사용하는 비중이 점점 증가하고 있다. 나선홈이나 파형 표면은 반복된 표면형상에서 와류(swirl)를 발생시켜 튜브 표면의 유체경계층을 파괴시킴으로써 대류열전달이 증가된다고 알려져 있다. 나선관이나 파형관을 조사하기 위해서는 Fig. 1과 같은 내경(D_i), 포락선 직경(D_e), 홈 깊이, 피치 등의 여러 가지 변수들이 명기되어야 한다. 이러한 치수들의 변화가 나선관이나 파형관의 유동과 열전달특성에 매우 중요한 영향을 준다. 반복돌출형 거칠기를 가진 튜브의 마찰계수와 열전달에 관한 연구는 Webb et al.⁽¹⁾에 의하여 먼저 행하여졌다. 그들은 등가모래입자형 거칠기에 기초한 벽상사법칙(law-of-wall similarity)으로 마

찰계수 상관관계식을 유도하였다. Watkinson et al.^(2,3)은 작동유체가 물, 공기, 기름(oil)인 경우에 내부 전체에 핀(fin)과 나선홈(spirally fluted)이 설치된 관에 대한 연구를 행한 결과 나선홈의 높이가 클수록 열전달계수의 증가가 컸고, 나선홈의 높이가 작은 경우에도 직선핀(straight fin) 튜브보다 크다는 것을 밝혔다. 그리고 Bergles⁽⁴⁾도 나선홈에 대한 마찰계수와 열전달계수에 대한 실험을 행하여 층류유동일 경우에는 나선홈을 설치하는 경우가 매끈한 경우보다 마찰계수와 열전달계수의 증가율이 최대 200%까지 상승됨을 나타내었다. 그리고 난류유동에서는 매끈한 경우보다 열전달계수는 400%까지, 마찰계수는 1,000%까지 증가된다고 보고되고 있다.⁽⁵⁾ Withers^(6,7)는 나선홈을 가진 튜브 내의 열전달과 압력강하에 대해 조사하여 레이놀즈수와 조정상수(adjustable constant)를 이용하여 마찰계수에 관한 실험식을 유도한 바 있다. Nakayama et al.⁽⁸⁾는 난류영역에서 나선으로 돌출부가 설치된 튜브 속을 물이 흐르는 경우 나선돌출부에 의한 열전달 증가량에 관한 연구에서 낮은 나선각에서의 벽면근처 유동은 돌출부형상을 따라 흐르나 높은 나선각에서의 벽면근처 유동은 돌출부를 가로질러 흐른다고 밝혔다. Ravigururajan and Bergles⁽⁹⁾는 위의 연구 자료를 기초로 하여 돌출부가 있는 튜브 내의 난류유동에 관한 실험식을 제안하였다. 그들은 마찰계수의 상관관계식을 등가모래입자 거칠기 이론과 열전달-운동량 상사법칙을 이용하여 거칠기 피치와 나선각의 효과를 조정상수값으로 표현하였다. 그리고 그들은 와류유동기구가 크게 달라지는 경우에도 이러한 접근법을 사용할 수 있는지에 대한 타당성에 의문을 가져, 여러 연구들로부터 얻은 자료들을 이용하여 통계적 방법으로 실험식을 구하였다. Garimella et al.⁽¹⁰⁾은 나선홈 튜브에서 난류유동의 경우 열전달과 압력강하의 증가에 대한 연구를 행하였다. 가혹도 계수(severity factor)(e^2/PD)를 형상변수로 하여 마찰계수와 누셀트수(Nu)를 구하여 나선홈의 효과를 조사하였다. 홈의 깊이(e)는 증가하고, 홈의 피치(P)와 직경(D)이 감소할수록 매끈한 원관의 결과와의 차이가 컸음을 보였다. 나선홈관이나 파형관은 화학플랜트 분야에서 많이 사용되고 있다. 그러나 내관이 파형(spirally corrugated)관인 이중관의 열전달과 마찰계수에 대한 연구는 아직

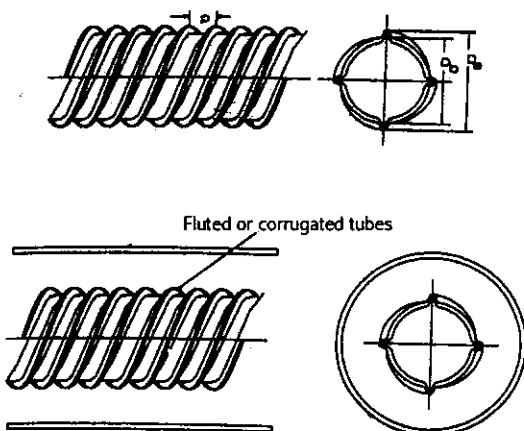


Fig. 1 Details of test section.

매우 드문 설정이다. 본 연구에서는 파형관을 열 유체 산업기에 적용할 수 있는 기초자료를 제공하기 위해, 매끈한 외관의 튜브 속에 파형관과 나선홈관을 설치한 이중관에서 직경비, 홈깊이, 피치 등이 마찰계수에 미치는 영향을 실험적으로 조사한다.

2. 실험장치 및 방법

나선홈관이나 파형관의 효과를 조사하기 위하여 이중관에서 외관은 매끈한 관으로 하고 내관을 나선홈관과 파형관을 설치하였다. 본 연구의 실험장치의 개략도와 시험부의 상세도는 Fig. 2

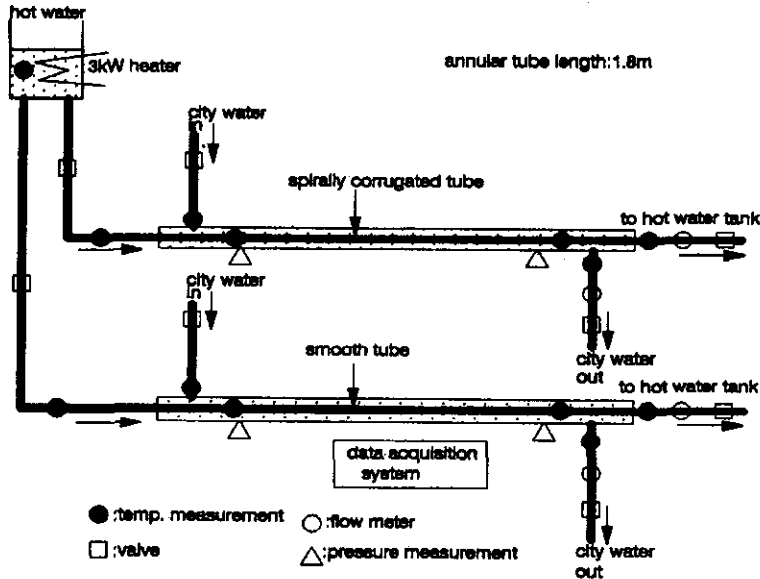


Fig. 2 Schematic of experimental setup.

Table 1 Test matrix for pressure drop measurements

Annulus	Inner tube									Outer tube
	D_s [mm]	D_{vi} [mm]	D_{vo} [mm]	P [mm]	N	r^*	e^*	P^*	θ^*	
T ₁₁	9.5	7.68	9.28	2	1	0.368	0.022	0.22	0.96	25.2
T ₁₂	9.5	7.52	9.12	5	1	0.362	0.044	0.55	0.89	25.2
T ₂₁	12.5	10.79	12.39	6	1	0.492	0.048	0.48	0.92	25.2
T ₂₂	12.5	10.93	12.53	10	1	0.497	0.056	0.80	0.84	25.2
ST ₂₁	12.5	10.71	12.31	10	3	0.488	0.13	0.81	0.68	25.2
T ₃₁	15.8	13.88	15.48	7	1	0.614	0.045	0.45	0.91	25.2
T ₃₂	15.8	13.97	15.57	10	1	0.618	0.045	0.64	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_s : 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_{oi} : Inner diameter of outer smooth tube

S : Smooth tube

ST₂₁ : Spirally fluted tube

T : Spirally corrugated tube

와 같다. 이중관 중 외관의 내경은 25.2mm로 하였고 내관의 체적 평균 내경(D_w)은 Table 1과 같이 나선파형의 경우 13.97 mm, 13.88 mm, 10.93 mm, 10.79 mm, 7.52 mm, 그리고 7.68 mm의 6종류이며, 나선홈관의 경우는 10.71 mm의 1종류이다. 파형관과 나선홈관의 체적 평균 내경의 결정은 관 속에 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 수돗물을 사용하였고 이중관 중 내관 속에 흐르는 물은 고온수이다. 고온수 탱크는 조절기가 부착된 3kW 가열기에 의하여 가열되었고 수돗물을 안정되고 정상상태로 공급을 하기 위해 고온수 탱크는 시험부보다 1.5 m 상부에 설치하였다. 내관을 홈(groove)관으로 제작 가능한 최소 직경치수의 관으로 선택한 것은 동일유량에서 원통 다관형 열교환기의 경우 직경이 작을수록 전열면적이 증가되기 때문이다. 매끈한 관과 홈관의 압력강하를 정량적으로 비교하기 위하여 병렬로 설치하여 동일한 조건하에서 실험을 행하였다. 마찰계수를 구하기 위한 차압압력의 측정에는 최대 3mAq까지 측정이 가능한 자료획득장치(DaqBooks, IOtech Inc.)를 이용하였고, Fig. 2에서와 같이 시험부 입구와 출구 근처 두 군데에서 측정한 압력의 차이로부터 구하였다. 유량측정은 10 mL까지 측정이 가능한 적층식(cumulative type) 유량계와 시계(timer)를 사용하였다. 관 내에서 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 이동되었으며 고온수 탱크에서 나오는 수돗물(고온수) 온도의 변화범위는 $\pm 1^\circ\text{C}$ 이내로 하였다. 나선홈관과 나선파형관의 형상의 예와 시험부의 상세도는 Fig. 1과 Figs. 3(a) 및 3(b)와 같다.

3. 결과 및 고찰

본 연구는 나선파형과 나선홈의 구조가 마찰계수에 미치는 효과를 조사하는 데 목적이 있기 때문에 매끈한 관을 기준값으로 하여 비교값을 정량치로 나타내었다. 마찰계수의 정의는 식(1)과 같이 나타내었다.

$$f = [(\Delta p / \Delta L) D_h] / (2 \rho u_b^2) \quad (1)$$

Fig. 4는 평활관에 대한 본 연구의 실험결과 ($r^* = 0.377, 0.567, \text{ 그리고 } 0.627$)이다. r^* 는 D_w (체적에 의한 내관의 평균 외경) / D_{oi} (외관 내경)로 정의된다. 비교를 위하여 동일한 실험조건에서 직경비만 다른 Garimella et al.⁽⁵⁾의 결과를 포함하였다. 본 연구의 결과와 비교하면 레이놀즈수가 3,000 이상에서는 유사한 결과를 보였고 그 이하에서는 작았다. 또한 직경비가 작을수록 마찰계수가 증가함을 보여준다. 이러한 경향은 작동유체를 공기를 사용한 매끈한 이중관의 연구⁽¹¹⁾와 유사한데, 이는 동일한 레이놀즈수의 경우 직경비가 클수록 평균(bulk) 유속은 작아지는 레이놀즈수의 정의에 의한 결과로 사료된다. Tacho et al.⁽¹²⁾은 난류영역에서 매끈한 원관에 대한 마



Fig. 3(a) Example of spirally fluted tube.

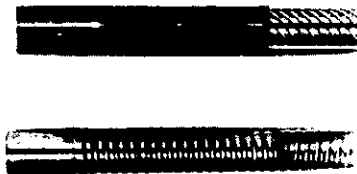


Fig. 3(b) Examples of corrugated tubes.

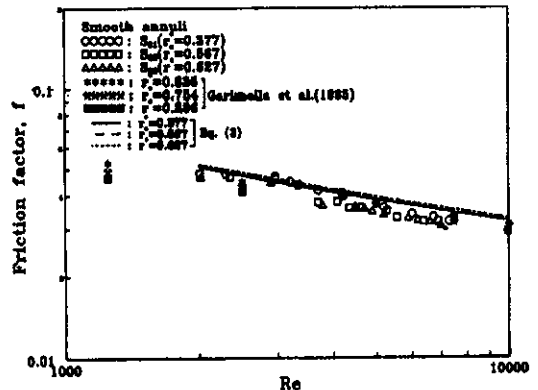


Fig. 4 Friction factors for smooth annuli.

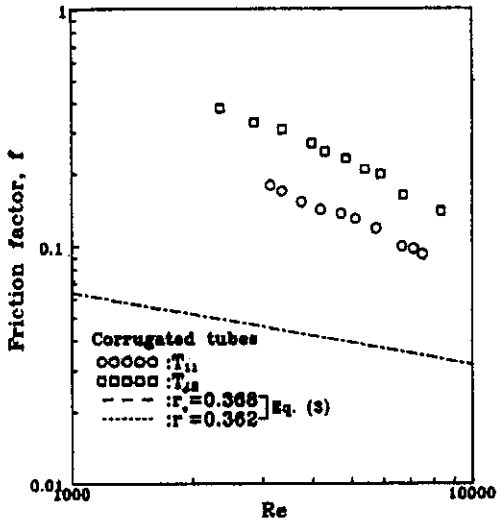


Fig. 5 Friction factors for annuli T_{11} and T_{12} .
찰계수의 상관관계식을 아래와 같이 구하였다.

$$f_{s,t} = 4 \left[1.7372 \ln \left(\frac{Re}{1.964 \ln Re - 3.8215} \right) \right]^{-2} \quad (2)$$

그리고 Kakac et al.⁽¹³⁾는 레이놀즈수가 5,000 이상의 경우 Tacho et al.⁽¹²⁾의 상관식을 수정하여 매끈한 이중관에 대한 마찰계수 실험식을 아래와 같이 구하였다.

$$f_{s,a} = f_{s,t} (1 + 0.0925 r^*) \quad (3)$$

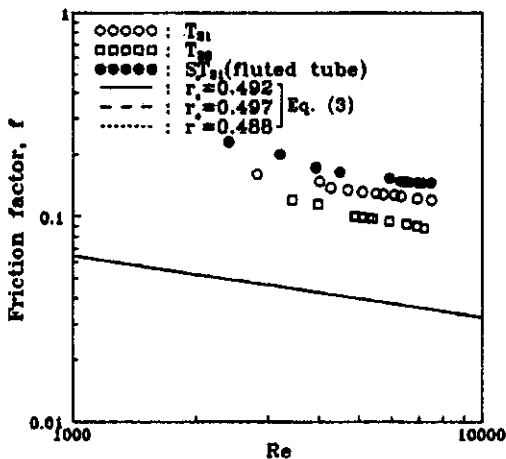


Fig. 6 Friction factors for annuli T_{21} , T_{22} and ST_{21} .

여기서 $f_{s,t}$ 는 매끈한 원관에 대한 마찰계수 실험식이다. 식(3)은 Garimella et al.⁽⁶⁾ 및 본 연구와는 반대로 반경비가 증가할수록 마찰계수도 증가된다고 보고하고 있어 이에 대한 추가적인 연구가 요구된다. 마찰계수의 불확실성⁽¹⁴⁾은 $\pm 6.5\%$ 이내이었다. Fig. 5는 직경이 9.5 mm의 원관으로부터 제작된 나선과형관들의 마찰계수값들을 보여준다. T_{11} ($r^*=0.368$, $e^*=0.022$, $P^*=0.22$, $\theta^*=0.96$)이 T_{12} ($r^*=0.362$, $e^*=0.044$, $P^*=0.55$, $\theta^*=0.89$)보다 마찰계수가 전체적으로 작게 나타났다. 이는 T_{12} 의 경우가 홈(groove)의 깊이와 피치가 크기 때문이라 사료된다. 홈의 깊이와 피치가 마찰계수 변화에 가장 중요한 변수에 해당되는 것으로 보고되고 있다. 비교를 위하여 매끈한 이중관에 대한 Kakac et al.⁽¹³⁾이 제안한 실험식의 결과를 포함하였다. Fig. 6은 내관을 직경이 12.5 mm인 원관으로부터 제작된 과형관(T_{21} , T_{22})과 나선홈관(ST_{21})에 대한 마찰계수들을 나타낸다. 나선홈관이 과형관보다 마찰계수가 큼을 보여준다. 이는 Fig. 3(a)와 Fig. 3(b)에서 보여주는 것처럼 나선홈관의 경우에서 홈의 깊이가 크기 때문이라 사료된다. Fig. 7은 15.8 mm 직경의 원관으로부터 제작된 나선과형관(T_{31} , T_{32})들의 마찰계수들을 나타낸다. T_{31} 의 결과가 T_{32} 의 결과보다 크게 나타났다. 이는 마찰계수는 홈의 피치 대 깊이의 비가 8 근처에서 가장 크다고 보고되고 있으며 이론적으로 홈의 피치 대 깊이의 비가 무

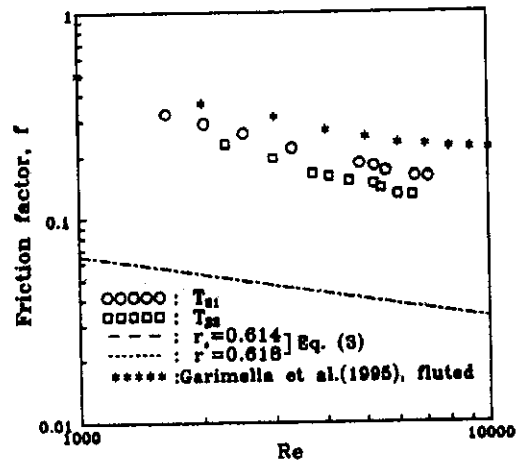


Fig. 7 Friction factors for annuli T_{31} and T_{32} .

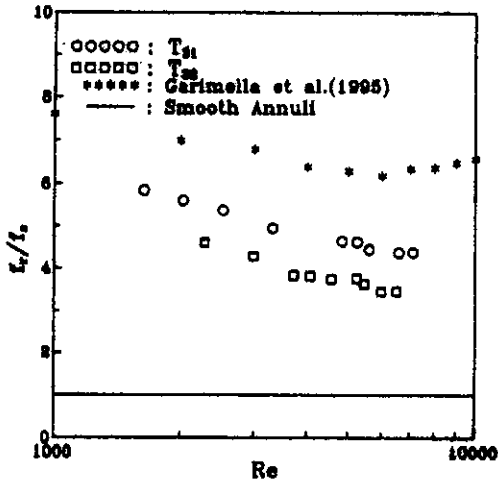


Fig. 8 Dimensionless friction factors (f_r/f_s).

한히 증가하면 매끈한 관에 해당되기 때문이라 믿어진다. T_{32} 의 경우 홈의 피치 대 깊이의 비는 14.3이고 T_{31} 은 10이다. 비교를 위하여 직경비가 0.644이고 나선홈관인 Garimella et al.⁽⁶⁾의 결과를 도시하였다. Figs. 5~7의 식(3)의 실험값들은 모두 거의 같았다. 이는 매끈한 환형관에서 미소한 직경변화는 마찰계수에 큰 변화를 주지 못함을 보여준다. 그리고 매끈한 환형관과는 반대로 나선파형관의 경우에는 직경비가 클수록 마찰계수도 증가하였다. T_{31} 은 $r^*=0.614$, $e^*=0.045$, $P^*=0.45$, $\theta^*=0.91$ 인 형상 파라미터를 갖고, T_{32} 는 $r^*=0.618$, $e^*=0.045$, $P^*=0.64$, $\theta^*=0.89$ 인 값을 갖는다. Fig. 8은 매끈한 관의 마찰계수로 무차원화한 값들이며 실선은 매끈한 경우의 값이다. 나선홈관이 나선파형관보다 무차원 마찰계수의 값이 컸다. 이러한 경향은 Fig. 6의 설명과 일치하였다.

4. 결 론

작동유체를 물을 사용하고 내관을 나선홈관과 파형관을 설치한 이중관의 마찰계수에 대한 연구로부터 아래와 같은 결론을 얻었다.

- (1) 매끈한 환형관의 경우 내외관의 직경비가 클수록 마찰계수는 줄어들었다.
- (2) 나선홈관의 경우가 나선파형관보다 마찰계수가 컸다.
- (3) 내관이 나선파형관의 경우 매끈한 환형관

과는 반대로 직경비가 증가할수록 마찰계수는 증가하였다.

후 기

이 논문은 2000년도 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

1. Webb, R. L., Eckert, E. R. G. and Goldstein, G. R., 1971, Heat Transfer Friction in Tubes with Repeated-Rib Roughness, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 14, pp. 601-617.
2. Watkinson, A. P., Miletti, D. L. and Kubanek, G. R., 1975, Heat Transfer and Pressure Drop of Finge-Fin Tubes in Turbulent Air Flow, Proc. ASHRAE Semi-Annual Meeting, ASHRAE, New York, Vol. 81, Part 1, pp. 330-349.
3. Watkinson, A. P., Miletti, D. L. and Kubanek, G. R., 1975, Heat Transfer and Pressure Drop of Internally Finned Tubes in Laminar Oil Flow, Proc. AIChE-ASME Heat Transfer Conf., ASME, New York, Paper No. 75-HT-41.
4. Bergles, A. E., 1980, Heat Transfer Characteristics of Turbotec Tubing, Heat Transfer Lab. Report HTL-24 ISU-ERI-Ames-81018, Iowa State University.
5. Garimella, S., Christensen, R. N., 1995, Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Fluted Annuli: Part I-Hydrodynamics, J. Heat Transfer, Vol. 117, pp. 54-60.
6. Withers, J. G., 1980a, Tube-Side Heat Transfer and Pressure Drop for Tubes Having Helical Internal Ridging with Turbulent/Transitional Flow of Single-Phase Fluid, Part 1, Single-Helix Ridging, Heat Transfer Engineering, Vol. 2, No. 1, pp. 48-58.
7. Withers, J. G., 1980b, Tube-Side Heat Transfer and Pressure Drop for Tubes

- Having Helical Internal Ridging with Turbulent/Transitional Flow of Single-Phase Fluid, Part 2, Multiple Helix Ridging, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 2, No. 2, pp. 43-50.
8. Nakayama, W., Takashashi, K. and Daikoku, T., 1983, Spiral Ribbing to Enhance Single-Phase Heat Transfer inside Tubes, *ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference Proceedings*, Honolulu, HI, Vol. 1, pp. 365-372.
 9. Ravigururajan, T. S. and Bergles, A. E., 1985, General Correlations 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.
 10. Garimella, S., Chandrachood, V., Christensen, R. N. and Richards, D. E., 1988, Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop Augmentation for Turbulent Flow in Spirally Enhanced Tubes, *ASHRAE*, Vol. 94, Part 2.
 11. Lee, Y., 1964, Turbulent Flow and Heat Transfer in Concentric and Eccentric Annuli, Ph.D. Thesis, Dpt. Mech. Eng., University of Liverpool.
 12. Tacho, R., Ticker, R. R. and James, R. E., 1965, An Accurate Equation for the Computation of the Friction Factor for Smooth Pipes from the Reynolds Number, *J. Appl. Mech.*, Vol. 32, p. 443.
 13. Kakac, S., Shah, R. K. and Aung, W., 1987, *Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer*, Wiley, New York, pp. 3-92.
 14. Kline, S. J. and McClintock, 1953, Describing Uncertainties in Single Sample Experiments, *Mechanical Engineering*, ASME, Vol. 75, pp. 3-8.