

나선코일튜브내의 강제대류 열전달에 관한 연구

Study on forced convective heat transfer in helically coiled tubes

한 규 일*, 박 종 운**, 임 태 우***
K. I. Han, J. U. Park, T. W. Im

Key words : Turbulent flow(난류), Uniform heat flux(균일열유속), Curvature ratios(곡률비), Secondary flow(2차유동), Corrugated-coiled tube(파형 튜브), Spiral-coiled tube(나선식 튜브)

Abstract

Heat transfer performance are studied for the turbulent flow of water in 3 smooth tube coils having ratios of coil to tube diameter of 16, 21 and 27, and a corrugated-coiled tube having a ratio of coil to tube diameter of 29, for Reynolds numbers from 8000 to 60000 and is also compared with the limited results available to data. The experiments are carried out for the fully developed turbulent flow of water in tube coils under the condition of uniform heat flux. This work is limited to tube coils of R/a between 10 and 30. The tube having a ratio of coil to tube diameter of 27 among the 3 smooth tube coils shows the best heat transfer performance. The performance of coiled tube best transfer performance. The performance of coiled tube with a similar curvature ratio is better for a corrugated-coiled tube($R/a=17$) than for a smooth coiled tube($R/a=16$). An empirical relation which correlates most of the data within $\pm 25\%$ was also developed. Test result shows that the Nusselt number is found to be affected by a secondary flow due to curvature.

기 호 설 명

a : 파이프의 반경
 C : 계수 ($-\partial P/H\partial\theta$)
 C_p : 정압비열

C_M : T_m 값을 부여하는 계수
 g_m : $(T_w - T_m)/ra$
 τ : 튜브의 축방향에 따른 온도구배
 h : 열전달계수, $Nu_c k/2a$
 h_m : T_0 와 T_1 사이의 평균 열전달 계수
 k : 유체의 열전도율
 m : Re 에 대하여 일정하게 주어지는 지수
 Nu : Nusselt 수 [$2aQ_{wm}/k(T_w - T_m)$]

* 부경대학교
** 부경대학교 대학원
*** 부산대학교 대학원

- n : Pr에 대하여 일정하게 주어지는 지수
- Pr : Prand시 수 ($\rho c_p \nu / k$)
- p : a/R 에 대하여 일정하게 주어지는 지수
- Q : 열유속
- Q_w : 단위 면적 단위시간당 유체의 벽면에서의 열 유속
- q_w : 국소열유속 (Q_w / kt)
- R : 파이프축의 곡률반경
- Re : Reynolds 수, ($2aW_m / \nu$)
- r : 단면에서 반경방향 좌표
- S : 코일 튜브 벽면의 총면적
- T : 시간에 따른 평균 온도
- T_m : 유체의 혼합 평균온도
- T_w : 벽면온도
- T_{mL} : h_m 값을 부여하는 온도(°C)
- U : 시간평균 속도의 반경방향 성분
- u : 반경방향의 속도 무차원수 (Ua / ν)
- V : 시간당 평균속도의 원주방향 성분
- v : 원주방향의 속도 무차원수 (Va / ν)
- W : 속도의 축 방향성분
- W_m : 평균 속도
- w_m : ($W_m a / \nu$)
- ϕ : 원주방향의 좌표
- g : 무차원 온도 ($G / \tau a$)
- δ : a 에 의해 나누어진 경계층의 두께
- ξ : $(1 - \eta)$
- η : 반경에 대한 임의의 체적까지 거리의 비 (r/a)
- r : 임의의 체적의 반경방향의 거리

1. 서 론

곡선 튜브에서의 강제대류 열전달은 나선형 튜브 열교환기와 같은 여러 가지 산업장비에서 광범위하게 찾아볼 수 있으며, 이러한 나선 유동계내의 열전달과 압력강하에 관한 실험적 연구는 20세기 초로 거슬러 올라가며, Grindley⁽¹⁾, Eustice⁽²⁾, White⁽³⁾, Seban과 McLaughlin⁽⁴⁾, Schmidt⁽⁵⁾,

Ito⁽⁶⁾와 같은 사람들에 의해서 이루어졌다. 그러나 Reynolds수의 실질적인 범위 이상에서는 이론적인 결과와 실험적인 결과 사이에는 차이가 있으며, 계산과정이 너무 복잡하기 때문에 유동장 해석을 열전달 문제에 적용하기에는 어려움이 있다. 공기의 난류 유동에 대한 최초의 실험적인 연구는 Jeschke⁽⁷⁾에 의해 이루어졌다. 그의 실험식은 Merkel⁽⁸⁾에 의해 수정되었고, 그 수정된 공식은 Jeschke의 공식으로 많은 참고문헌에서 찾아볼 수가 있다. 이 결과들은 곡률비의 몇 가지 경우를 이용하여 실험 데이터에서 유도된 것으로, 유체는 공기 또는 물이며, 열전달률은 고정된 두 위치에서의 혼합 평균온도와 벽면에서 유체로의 두 위치 사이에서 총 열유속을 측정함으로써 얻어졌다. 이 방법은 파이프나 관에서 열전달 실험을 하는데 있어서는 편리하나 유체 내부의 열전달 과정에 관한 정보는 거의 얻을 수가 없다. Deand⁽⁹⁾은 최초로 원심력에 의해 야기되는 2차 유동을 이론적으로 예측하였다. 큰 곡률비(R/a)의 경우, 그의 동요해석(perturbation analysis)으로 마찰손실이, 지금은 Dean수($De = Re\sqrt{a/R}$)라 불리는, 단 하나의 매개변수에 대한 함수라는 것을 예측했다. Topakoglu⁽¹⁰⁾는 마찰손실이 Dean수에서 표현된 곡률매개변수에 조금 의존한다는 것을 밝힌 해를 제시했으며, 이들 동요해석은 매우 낮은 Dean수에서 성립된다. 높은 Dean수 영역에서의 속도분포의 근사경계층해들은 Adler⁽¹¹⁾, Mori와 Nakayama⁽¹²⁾에 의해 얻어졌으며, 2차 유동장은 비교적 비점성인 핵심 영역과 점성인 경계층으로 되어 있다는 것을 밝혔다. 많은 연구자들은 2차 유동이 운동량 전달율과 더불어 열과 질량 전달율을 증가시킨다는 것을 밝혔으며, 후자는 결과적으로 압력 강하를 증가시키는 원인이 된다. Seban과 McLaughlin⁽⁴⁾은 기름의 층류 유동과 물의 난류 유동에 대해서 열전달에 관한 실험적인 데이터를 제시하였다. 그들은 벽면온도가 원주방향으로 변한다는 것을 관측했으나 벽면에서 원주방향으로 전도되는 열을 정확하게 설명할 수는 없었다. 그들은 열적 입구길이(thermal entrance length)가 직선 튜브의 경우에 요구되는 것보다 훨씬 짧다는 것을 관측했다. 이와 같은 지금까지의 매끈한 코일 튜브에 대한

연구가 많이 보고되고 있지만, 표면이 확장된 코일 튜브에 관한 연구보고는 거의 찾아 보기 힘들다. 따라서 본 연구에서는 3개의 매끈한 코일 튜브와 함께 전열 효율을 증대시키기 위하여 표면적을 증가시킨 corrugated-tube, spiral-tube를 이용하여 균일 열유속의 조건하에서 물의 난류 유동에 대한 열전달을 고찰하였으며, 물성치들은 일정한 것으로 간주하였다. 관측된 온도 분포로부터 혼합 평균 온도를 계산하였고 실험결과를 이론해석과 비교하여 정확도를 검증하였다.

2. 이론해석

2.1 곡선 파이프에서의 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial \eta}(\eta q_\eta) + \frac{\partial q_\phi}{\eta \partial \phi} = \text{Pr} w \quad (1)$$

$$q_\eta = -\frac{\partial g}{\partial \eta} + \text{Pr}(u g + \overline{u' g'}) \quad (2)$$

$$q_\phi = -\frac{\partial g}{\eta \partial \eta} + \text{Pr}(v g + \overline{v' g'}) \quad (2)$$

여기서 $\overline{u' g'}$, $\overline{v' g'}$ 는 난류 변동으로 인한 열유속이다.

파이프에서의 온도분포는 속도분포처럼 주로 2차류의 영향에 의해서 주로 결정되어진다고 생각된다. 열전달에 대한 2차류의 기여는 단면의 상당부분에서 지배적일 것이라고 여겨진다. 항 $u g$, $v g$ 만을 유동 핵심 영역에서 고려하였다.

2.2 핵심 영역에서의 온도장

핵심영역에서의 속도성분 u , v , w 를 u_1 , v_1 , w_1 로 나타내면, 핵심 영역에서 무차원 온도인 g 가 g_1 으로 표기될 때 열유속은

$$q_\eta = \text{Pr} u_1 g_1, \quad q_\phi = \text{Pr} v_1 g_1 \quad (4)$$

이것을 식(1)에 대입하면, 다음과 같이 된다.

$$u_1 \frac{\partial g_1}{\partial \eta} + v_1 \frac{\partial g_1}{\eta \partial \phi} = w_1 \quad (5)$$

무차원 온도 g_1 은 u_1 , v_1 그리고 w_1 이 대입된

식(5)를 만족하도록 다음 형태로 쓰여진다.

$$g_1 = A' + (C/2D^2)\eta^2 + (A/D)\eta \cos \phi \quad (6)$$

여기서 A' 은 상수이다.

상수 A' 는 파이프의 단면을 차지하는 유체의 원통부분(cylindrical slice)에 관한 총 열평형을 고려함으로써 결정된다. 벽면에서 유체로 국소 열유속을 유발하는 관계를 미리 아는 것이 필요하다.

2.3 단면적의 결정

파이프벽면에 의해 경계지워지는 유체의 부분과 거리 $R \, d\theta$ 만큼 떨어진 2개의 단면을 고려한다. 이 검사체적에 대한 열평형 방정식은 다음과 같다.

$$\int_{-\pi}^{\pi} Q_w a d\phi = \rho c_p \frac{\partial}{\partial z} \int_{-\pi}^{\pi} \int_0^a W T r dr d\phi \quad (7)$$

$$q_w = \check{q}_w \text{Pr}^K \delta^{-(1/m)} A^{(m-1)m} \times \left\{ A' + \frac{C}{2D^2} + \frac{m-1}{m} + \left[\frac{2m(6m-1)}{(4m^2-1)(4m-1)} \right]^{\frac{1}{2}} \frac{A}{D} \cos^2 \phi \right. \\ \left. \times \left(A' + \frac{C}{2D^2} \right) + \frac{A}{D} \right\} \cos \phi \quad (8)$$

$$q_{wm} = \frac{Re \text{Pr}}{4} \quad (9)$$

여기서 q_{wm} 은 단면의 원주방향에 따른 q_w 의 평균값이다.

식(8)으로부터 q_{wm} 가 얻어진다.

$$q_{wm} = \check{q}_w \text{Pr}^K \delta^{-(1/m)} A^{(m-1)/m} \times \left\{ A' + \frac{C}{2D^2} + \frac{m-1}{2m} \times \left[\frac{2m(6m-1)}{(4m^2-1)(4m-1)} \right]^{\frac{1}{2}} \frac{A}{D} \right\} \quad (10)$$

A , C , D 그리고 δ_m 이 식(10)에 대입될 때 A' 는 다음과 같이 된다.

$$A' = (\text{Pr}^{1-K} - \Delta_{A'}) \frac{\hat{A}'}{1 + [(m-1)/m^2] \delta_m} \times Re^{1/(m+1)} H^{1/2(m+1)} \quad (11)$$

$$\Delta_{A'} = \frac{4m(4m-1)(6m-1)}{(4m^2-1)^2} \frac{\beta}{\alpha} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \log \hat{A}' = & \frac{1}{m+1} \left\{ \frac{1}{4} [(4m+7) \log(2m+1) \right. \\ & + (4m-7) \log m - \log(6m-1) \\ & - 11 \log(4m-1) - (8m-15) \log(2m-1) \\ & \left. - 9 \log 2] + \log a \right\} - \log \beta \end{aligned} \quad (13)$$

2.4 Nusselt수

Nusselt수는 다음으로 정의된다.

$$Nu = \frac{2aQ_w}{k(T_w - T_m)} = \frac{2q_w}{g_m} \quad (14)$$

여기서 g_m 은 T_w 와 혼합 평균온도 T_m 사이의 무차원 차이다. 식(14)에서, 식(9)로 주어진 무차원 평균열유속 q_{wm} 은 q_w 대신에 놓인다. 곡선 파이프에서 Nusselt수 Nu_c 는 다음으로 정의된다.

$$Nu_c = \frac{2q_{wm}}{g_m} = \frac{RePr}{2g_m} \quad (15)$$

여기서,

$$\begin{aligned} g_m = & \frac{2}{\pi Re} \left[\int_{-\pi}^{\pi} \int_0^{1-\delta} g_1 w_1 d\eta d\phi \right. \\ & \left. + \int_{-\pi}^{\pi} \int_0^{\delta} g w(1-\xi) d\xi d\phi \right] \end{aligned} \quad (16)$$

온도장과 속도장에 관하여 얻어진 모든 지식을 사용하여, δ 의 크기의 정도에 따라서 식(16)을 계산할 수 있다. 식(15)은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} Nu_c = & \frac{1}{2\hat{A}'} \frac{Pr}{Pr^{1-K} - \Delta g_m} Re^{m/(m+1)} \\ & \times \left(\frac{a}{R} \right)^{1/(2(m+1))} \left\{ 1 + \frac{\Delta Nu}{[Re(a/R)^{m/2}]^{1/(m+1)}} \right\} \end{aligned} \quad (17)$$

여기서 \hat{A}' 는 식(11)에 의해 주어진다.

$$\Delta g_m = \frac{4(6m-1)(4m-1)m(m-1)}{(2m+1)^2(2m-1)^3} \frac{\beta}{a} \quad (18)$$

$$\Delta Nu = \frac{4m^2 - 2m - 1}{m^2(2m+1)} \delta_m \quad (19)$$

Seban과 McLaughlin⁽⁴⁾의 논문에서 인용하면 $\hat{A}'=20.5$, $\Delta Nu=0.061$, $m=5$ 그리고 $k=0.4$ 값을

대입하면 $Pr^{1-K}/(Pr^{1-K} - \Delta g_m)$ 은 큰 Prandtl 수에서는 거의 1에 가깝게 되므로 식(17)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} Nu_c Pr^{-0.4} = & \frac{1}{41.0} Re^{\frac{5}{6}} \left(\frac{a}{R} \right)^{\frac{1}{12}} \\ & \times \left\{ 1 + \frac{0.061}{[Re(a/R)^{2.5}]^{\frac{1}{6}}} \right\} \end{aligned} \quad (20)$$

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

3.1.1 시험구간

Fig.1은 본 연구에서 사용한 코일 튜브형 열교환기 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험을 위해 보일러를 분해하여 몸체 상부를 절단한 후 내부에 있는 급탕코일을 분리하여 내었다. 그리고 연돌은 절단하여 바깥부분에 플랜지를 달고 부착한 후 연돌 플랜지 아래에 너트를 용접하여 볼트로 체결할 수 있게 하였다. 또한 상부에서부터 100mm, 200mm, 400mm, 600mm 지점에 밸브를 설치하고 내부온도를 측정하기 위하여 온도센서를 설치하였다. 유량은 100 l/h에서 1,200 l/h까지 다양하게 변화시켜서 공급하였다. 시험구간으로 유입되는 냉각수는 시험구간에서 보일러내의 온수와 열교환을 하게 되고, 시험구간으로부터 유출된 냉각수는 온도와 압력이 측정된후 외부로 배출된다. 냉각수는 유량제어밸브에 의하여 일정한 유량이 시험구간 내에 흐르게 하고, 유량계를 사용하여 유량을 측정하였다. 온도 측정을 위해 튜브 표면에 폭 2mm, 깊이 0.3mm, 길이 20mm의 홈을 내어 열전대의 접점을 완전히 홈에 접촉시킨 후, 은납으로 용접한다음 Data logger로 온도를 측정한다.

Fig.2는 시험구간으로 시험튜브는 직경 15.88mm, 12.7mm, 9.12mm인 동관, 9.12mm인 spiral 튜브 그리고 15.0mm인 corrugate 튜브를 사용하였으며, 길이는 Seban과 McLaughlin 그리고 Rogers와 Mayhew 등의 논문에서 사용된 2.7m, 직경은 15.88mm인 매끈한 코일 튜브에 맞추고, 이보다 직경이 작은 튜브는 15.88mm의 전면적적을 기준으로 하여 길이를 환산하여 설치하였다. 그리고 corrugated-

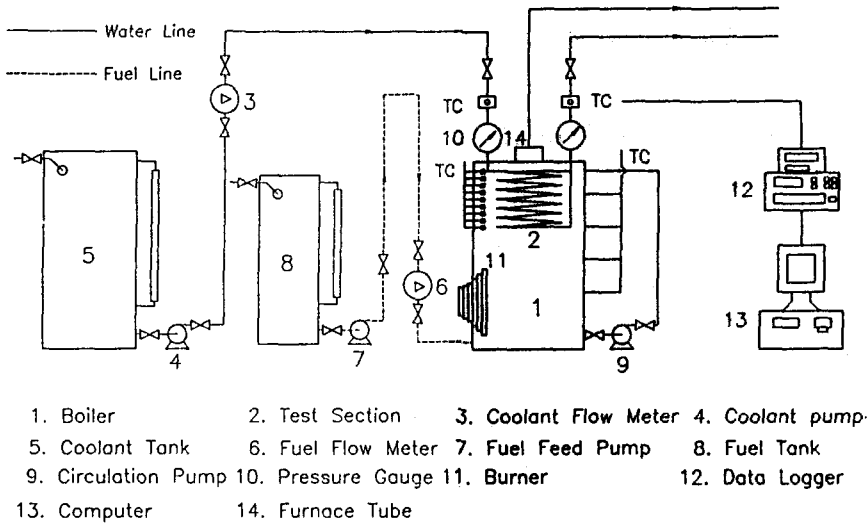


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

tube의 주름깊이는 0.72mm, 주름피치는 8.2mm이며, spiral-tube의 스파이럴 깊이는 2.11mm, 피치는 4.9mm이다.

3.1.2 동관의 종류

본 실험에 사용된 코일의 종류는 편이 없는 직경이 15.88mm의 동관, 직경이 12.7mm의 동관, 직경이 9.12mm의 동관, 직경이 15mm corrugated tube와 직경이 9.52mm인 spiral tube를 사용하였다. 기존의 보일러에 사용되는 것은 편이 없는 직경이 15.0mm 동관인데, 본 실험은 직경의 크기가 다르고, 표면의 형상이 다른 튜브의 성능을 서로 비교 분석하였고, 각각의 튜브에 유량을 변화 시켜 실험 하므로써 각각의 튜브의 열전달률을 측정하였다. 코일의 제원은 표 1에서 잘 나타나 있다.

Plain-15는 직경이 15.88mm이고, 튜브의 두께가 1.2mm인 동관을 곡률반경이 125mm로 코일식으로 감았으며, 이 코일의 총길이는 7,450mm이다. plain-12는 직경이 12.7mm이고, 두께가 1.00mm이며, 곡률반경이 132mm인 동관으로 코일 모양으로 감은 것이다. 이 코일의 총길이는 8,858mm이다. plain-9는 직경이 9.12mm이며 두께가 0.50mm인 동관을 곡률반경이 125mm로 총 길이가 12,300mm로 설치하였다. 또한 corrugated-15는 직경이 15.0mm인 동관을 열처리(경화)하여 표면을 파도모양으로 높이가

균일 열유속

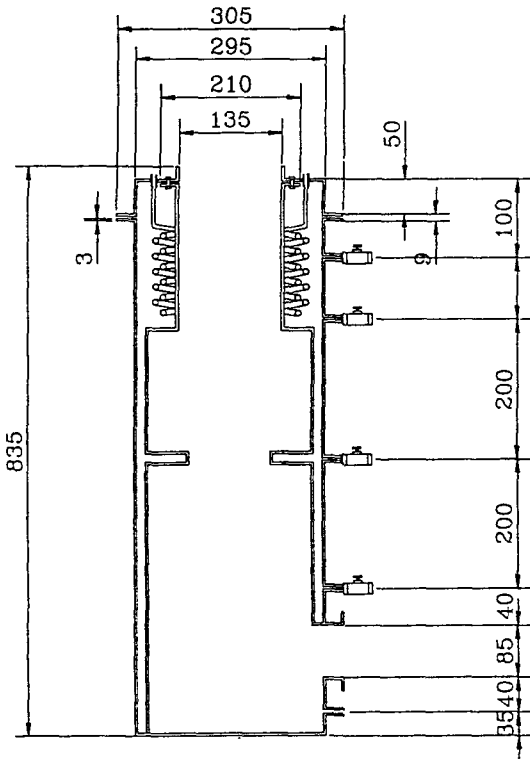


Fig.2 Sectional view of test section

Table 1 Specification of coil

Item Name	Out diameter (mm)	Wall thickness (mm)	Length (mm)	Curvature radial (mm)	Fin height (mm)	Fin out diameter (mm)	Fin pitch (mm)
Plain-15	15.88	1.20	7,450	125			
Plain-12	12.7	1.00	8,858	132			
Plain-9	9.12	0.50	12,335	125			
Corrugated-15	15.0	1.20	7,500	125	0.72	14.97	8.2
Spiral-9	9.52	0.50	11,817	125	2.11	10.83	4.9

0.72mm로 하고, 핀의 피치가 inch당 8.2개로 가공하였다. 그리고 열처리(풀림)를 하고, 이것을 곡률반경이 125mm로 되게 코일 형태로 감은 것이다. 그리고 spiral-9는 직경이 9.52mm인 동관을 열처리하여 표면을 핀의 높이가 2.11mm로 inch당 핀의 수를 4.9개로 가공한 후에 다시 풀림처리를 하여서 총길이 11,800mm가 되게 감은 것을 보일러에 설치하여 실험을 하였다.

3.2 실험방법

보일러의 내부온도는 균일한 열유속의 상태에서 측정한다. 연료의 발열량을 계산하고, 단위 시간당 유량과 보일러 입구에서의 냉각수 온도와 출구에서의 온도차를 측정하여 에너지 평형상태가 유지되는지를 확인한다. 코일 튜브가 보일러 내에 설치되고, 보일러 내부에 물이 가득차게 되면 실험이 시작되는데, 먼저 보일러를 가열하여 보일러의 내부온도를 측정하였다. 그리고 보일러 주위로는 열손실을 방지하기 위하여 50mm 두께의 단열 보온재로 보온하였다. 시험구간의 표면온도를 측정하기 위하여 튜브 길이 방향으로 4곳에 설치하고, 그 지점마다 튜브 바깥쪽을 기준으로 하여 반시계방향으로 0°, 90°, 180°, 270° 위치에 4곳에 설치하고, 냉각수 입·출구 2곳에 설치하여 총 18점의 열전대를 부착하였다. 냉각수 유량은 100 l/h에서 1,200 l/h까지 유량을 변화시켜 가면서 실험을 수행하였다.

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 튜브의 곡률비(R/a)가 서로 다른

튜브와 형상이 확장된 표면을 가진 튜브인 corrugated tube와 spiral tube에 대하여 열전달 성능을 비교 분석하기 위하여 실험이 이루어 졌다.

4.1 에너지 평형

보일러의 내부 에너지가 잃은 에너지와 튜브내부의 냉각수가 얻은 에너지와의 평형관계를 보면 냉각수의 Reynolds수가 8,000~60,000 범위에서 이루어졌다.

본 연구에서 실험한 결과에 의하면 보일러내의 내부온도가 잃은 에너지와 튜브내부에서 냉각수가 유동하면서 얻은 에너지와의 균형은 ±10%이내의 범위에서 에너지 균형이 이루어지고 있으며 실험 데이터는 정확도를 유지하고 있음을 알 수 있다.

4.2 이론해석과 실험결과와의 비교

$$h = \frac{k}{2a} Nu_c \quad (21)$$

$T_1 > T_0$ 일 때 평균 열전달 계수는 다음과 같다.

$$h_m = \frac{1}{T_1 - T_0} \int_{T_0}^{T_1} h dT_m \quad (22)$$

여기서 T_m 은 다음식으로 정의된다.

$$T_m = \frac{1}{\pi a^2 W_m} \int_{-\pi}^{\pi} \int_0^a W T r dr d\phi \quad (23)$$

코일 튜브의 전 길이에 걸친 총열전달 면적은 S로 표현되며, 그리고 S를 지나가는 창(net)열유속은 Q_T 로 나타낸다. Q_T 는 벽면온도 조건에 따라 다르며, 다음과 같이 나타낸다.

$$Q_T = S(T_w - T_m)h_m \quad (24)$$

식(22)에서 h_m 값을 부여하는 특정온도(particular temperature)를 찾는 것이 실제 사용면에서 편리한 것 같다. 그 절차는 다음과 같다. 식(21)을 식(22)에 대입하고 공기, 물 그리고 기름 각각의 경우에 대해서 선택된 T_0 에서 T_1 까지의 적절한 온도범위에서 적분함으로써 h_m 값을 얻게 된다. h_m 과 더불어 동일한 h 값을 부여하는 온도는 T_{mL} 로서 정의된다.

T_0 이 입구 또는 출구의 낮은 온도측(°C)에서의 온도로 선택될 때, 그 결과는 다음과 같이 나타나게 된다.

$$T_{mL} = T_0 + C_M(T_1 - T_0) \quad (25)$$

C_M 의 값은 표 2에 나타나 있다.

계산과정에서 선택된 온도범위는 다음과 같다.

air : 0°C ~ 200°C

$$1 < (T_1 + 273) / (T_0 + 273) < 2$$

water : 10°C ~ 80°C

oil : 20°C ~ 100°C

표 2는 식(21)으로 주어지는 Nusselt수 공식이 사용될 때 입구와 출구간의 대수 평균 온도에서의 물성치들이 열전달 계수를 계산하는 과정에서 대부분의 경우 취해질 수 있다는 것을 나타낸다.

Fig.3은 plain-15($R/a=16$)와 corrugate-15($R/a=17$) 튜브를 실험으로부터 구한 Nusselt수와 Mori와 Nakayama의 이론값을 비교한 그래프이다. 시험구간의 입구에서 냉각수의 온도는 17°C로 일정하게 유지시켰으며, 냉각수의 Reynolds수가 8,000~40,000범위에서 실험이 이루어졌다. 본 연구의 실험결과 corrugate-15($R/a=17$) 코일 튜브는 이론값보다 30% 높게 나타났으며, plain-15($R/a=16$) 튜브보다는 20% 높게 나타났다.

Table 2 The value of C_M

	Air	Water	Oil
Laminar	0.5	0.4	0.t
Turbulent	0.5	0.5	0.5

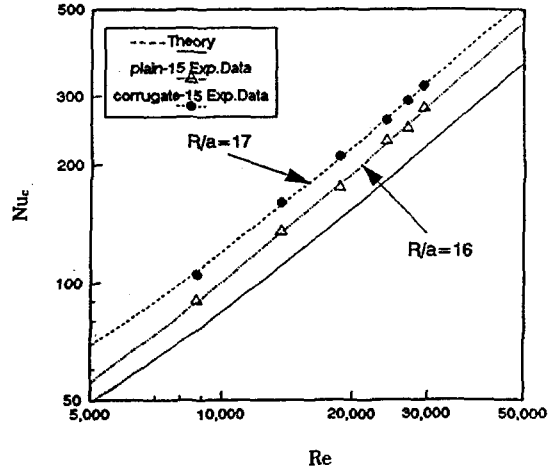


Fig.3 The comparison of theoretical and experimental results. of Nu_c vs. Re .

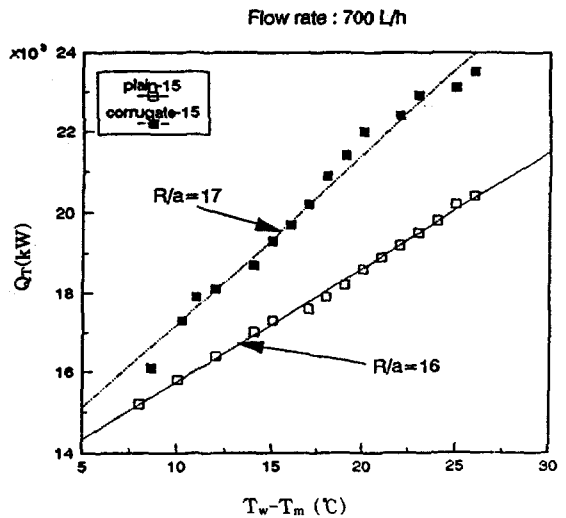


Fig.4 Measured uniform heat flux vs. wall to bulk temperature difference

Fig.4는 균일 열유속에 대한 식(24)를 이용하여 냉각수의 유량이 700 l/h일 때 corrugate-15($R/a=17$)와 plain-15($R/a=16$)에 대하여 횡축에는 벽면온도와 혼합평균온도의 차를 그리고 종축에는 균일 열유속 Q_T 를 나타낸 것으로 corrugate 튜브보다 10~15% 높게 나타났다. 이 실험결과로부터 corrugate-15($R/a=17$) 튜브가 plain-15($R/a=16$) 튜브보다 열전달 성능이 우수하다는 것을 알 수 있다.

Fig.5는 plain-9 튜브와 spiral-9 튜브에 대하여 식(21)을 이용하여 계산한 실험값과 Mori와 Nakayama의 이론식(20)로부터 구한 이론값을 비교한 그래프이다. 시험구간의 입구에서 냉각수의 온도는 17℃로 일정하게 유지시켰으며, 냉각수의 Reynolds수가 10,000~40,000범위에서 실험이 이루어졌다. 본 연구의 실험결과 spiral-9($R/a=29$) 튜브가 이론값보다는 30% 높게 나타났으며, plain-9($R/a=27$) 튜브보다는 20% 높게 나타났다.

Fig.6은 균일 열유속에 대한 식(21)을 이용하여 냉각수의 유량이 400 l/h일 때 spiral-9 튜브와 plain-9 튜브에 대하여 횡축에는 벽면온도와 혼합 평균온도의 차를 그리고 종축에는 균일 열유속 Q_T 를 나타낸 것으로 실험결과 spiral 튜브가 plain 튜브보다 10% 높게 나타났다. 이 실험결과로부터 spiral-9 튜브가 plain-9 튜브보다 열전달 성능이 좋다는 것을 알 수 있다. 이것의 원인은 spiral-9 튜브 내부의 유체가 유동하면서 원심력에 의한 2차유동이 더욱 활발히 진행되고 축방향의 속도분포가 변화하면서 열효율이 증가된 것으로 생각된다.

Fig.7은 직경이 서로 다르고 즉, 곡률비가 서로 다른 plain-15 튜브($R/a=16$), plain-12 튜브($R/a=12$) 그리고 plain-9 튜브($R/a=27$)에 대한 실험값들을 비교한 그래프이다. 시험구간의 입구에서 냉각수의 온도는 17℃로 일정하게 유지시켰으며, 냉각수의 Reynolds수가 10,000~40,000범위에서

실험이 이루어졌다. 실험결과 plain-9 튜브가 plain-15 튜브보다 30% 높게 나타났으며, plain-12 튜브보다는 11% 높게 나타났다. 이 3가지 튜브에 대한 실험적인 Nusselt수 값을 비교함으로써 튜브 내부 열유동에 관한 정확도를 해석할 수 있으며, 실험 전 구간에 대하여 기초 자료로 이용된다. 그리고 본 연구의 실험에서는 곡률비(R/a)가 10~30 범위에서 실험이 이루어져 곡률비(R/a)가 30이상의 실험자료를 정확히 예측하기는 힘들다. 따라서 곡률비(R/a)가 30이상이인 실험자료를 정확히 예측

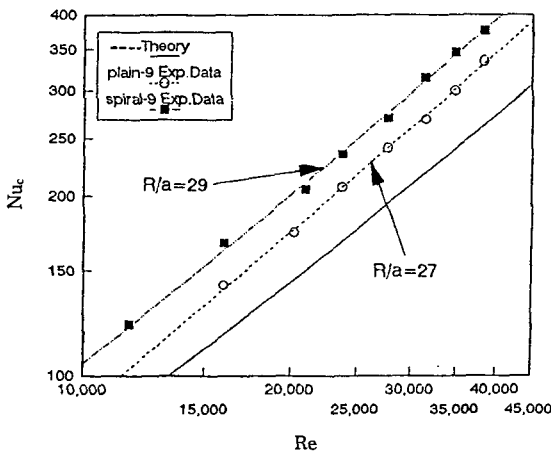


Fig.5 The theoretical curves for Nu_c and the experimental results

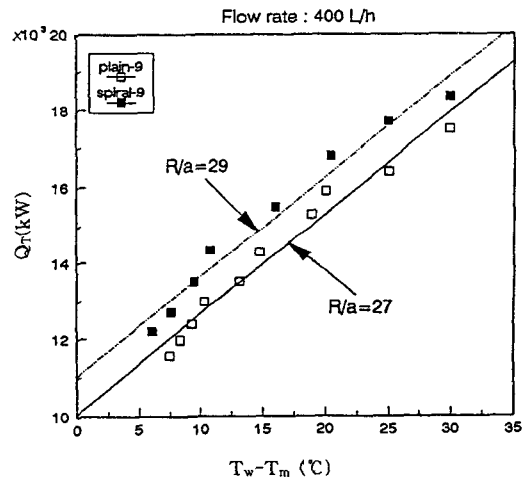


Fig.6 Measured uniform heat flux vs. wall-to-bulk temperature difference

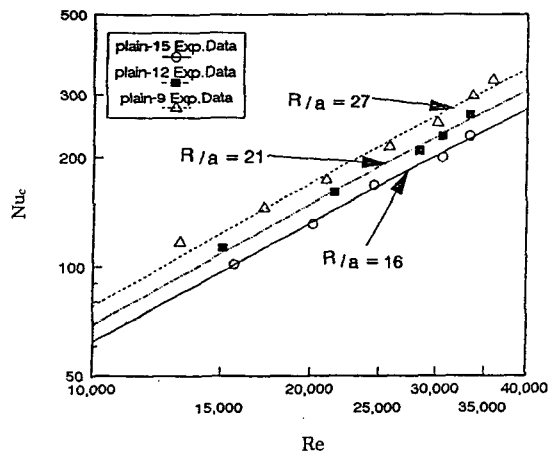


Fig.7 Comparison of experimental results with 3 coil-plain tubes for Nu_c

하기 위해서는 더 많은 실험이 이루어져야 할 것으로 생각된다.

Fig.8은 plain-15 튜브에 대하여 코일 튜브의 원주방향으로(즉, 안쪽과 바깥쪽) Nusselt수의 변화를 나타낸 그래프이다. 시험구간의 입구에서 냉각수의 온도는 17°C로 일정하게 유지시켰으며, 코일의 안쪽과 바깥쪽에 열전대선을 심어 측정한 벽면온도를 기초로 하여 계산한 Nusselt수는 튜브의 바깥쪽이 안쪽보다 30~50% 높게 나타났다. 이것은 벽면온도가 원주방향으로 변한다는 것을 나타내는 것으로 Seban과 Mclaughlin⁽⁴⁾도 기름에 대한 국소 열전달 계수를 측정했으나, 벽면에서 원주방향으로 전도되는 열을 정확하게 설명하지 못했으며 그들이 행한 실험상의 경계조건에 대한 정확한 성질을 불확실하게 만들었다. 그리고 그들은 열적 입구 길이(thermal entrance length)가 직선 튜브의 경우에 요구되는 것보다 훨씬 짧다는 것을 관찰했다.

4.3 열전달 상관식

현재까지 제안된 열전달 관계식의 일반적인 형태는 대체로 다음의 식(11)과 같은 형태이다.

$$Nu = CRe^m Pr^n (a/R)^p \tag{26}$$

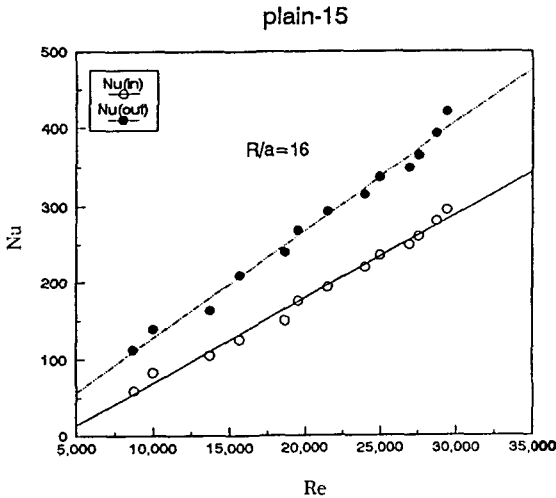


Fig.8 The circumferential variation of Nu at indicated Reynolds numbers

본 연구에서는 우선 곡률비(R/a)에 따라서 넓은 범위의 Reynolds수에 대응하는 여러 가지 Nusselt수의 값을 얻게 되고, 그 결과를 log-log 그래프에 나타낼 수 있으며, 고정된 Prandtl수에 관련된 결과들은 거의 직선에 가깝게 된다.(여기서, C 및 m과 n 그리고 p는 최소자승법에 의해 구하였다) 따라서 상이한 곡률비(R/a)에 해당하는 직선들의 군을 $Nu/(a/R)^p$ 로 풀트하면 한 개의 직선으로 요약될 수 있으며, 그 결과를 정리하면 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$Nu = 0.023Re^{0.88} Pr^{0.4} (a/R)^{0.1} \tag{27}$$

식(27)은 Rogers와 Mayhew의 상관식보다 다소 높게 나타나고 있는데, 본 연구에서는 plain-15 튜브, plain-12 튜브 그리고 plain-9 튜브외에 corrugated tube와 spiral tube도 포함시켜 구하였기 때문에 Rogers와 Mayhew의 상관식보다 다소 높게 나타난 것으로 여겨진다.

Rogers and Mayhew :

$$Nu_c = 0.023Re_b^{0.85} Pr_b^{0.4} (a/R)^{0.1} \tag{28}$$

여기서 첨자 b는 혼합 평균온도에서 물성치를 평가한 것을 나타낸다.

Fig.9는 연구에서 제안된 열전달 관계식(27)과 실험에 의한 자료를 비교한 것이다. 실험자료와 비

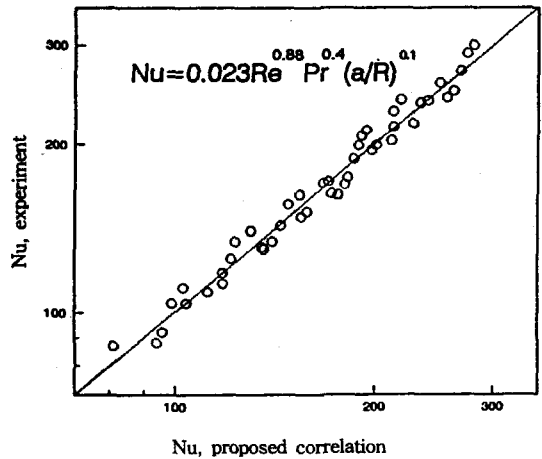


Fig.9 Comparison of experimental Nusselt number with the proposed correlation

교할 때 25%이내에서 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 특히 본 연구에서 제안된 상관식을 사용할 경우 곡률비(R/a)가 상이한 튜브에 대한 경우도 결과를 예측할 수 있을 것이라고 사료된다.

5. 결 론

곡률비가 상이한 코일튜브에서 물의 난류유동에 대한 열전달에 관한 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 곡률비가 서로 다른 plain-15($R/a=16$)튜브, plain-12($R/a=21$) 그리고 plain-9($R/a=27$)튜브에 대한 실험결과 Reynolds수가 8,000~40,000범위에서 plain-9튜브가 plain-15튜브보다 열전달율이 1.3배 그리고 plain-12튜브보다 1.1배가 더 높게 나타났다. 이것은 곡률비가 더 큰 plain-9튜브의 경우에 열효율이 가장 크게 나타나고 있음을 보여 준다.

2) plain-15($R/a=16$)튜브와 corrugate-15($R/a=17$)튜브의 실험결과 corrugate-15튜브가 plain-15튜브에 비하여 1.2배 열전달율이 더 향상되었다. 그 원인은 전열면적을 확장시킨 것 뿐만아니라 동관의 내부유동에서 난류를 촉진시켜 열전달을 향상시킨 것으로 볼 수 있다.

3) plain-9($R/a=27$)튜브와 spiral-9(R/a)튜브의 실험결과 spiral-9($R/a=29$)튜브가 plain-9($R/a=27$)튜브에 비하여 열전달율은 1.2배 높게 나타났다. 반면에 spiral-9튜브는 압력강하의 증가로 동력손실을 증가시키는 원인이 된다.

4) 코일 튜브의 원주방향(안쪽과 바깥쪽)의 Nusselt 수의 변화를 관찰한 결과 튜브의 바깥쪽이 안쪽보다 1.5~2배 더 높게 나타났는데, 이것으로 벽면온도가 원주방향으로 변한다는 것을 알 수 있다. 이것은 원심력에 의한 내부 유체의 속도성분의 변화에 의한 온도 변화이다.

5) 본 연구에서 만들어진 상관식은 다음과 같으며 오차는 dir 25% 이내이다.

$$Nu = 0.023Re^{0.88}Pr^{0.4}(a/R)^{0.1} \quad (29)$$

참 고 문 헌

1. Grindley, J. H. and Gibson, A. H., 1908, "On the frictional resistance to the flow of air through a pipe", Proc. Roy. Soc., A80, p. 114.
2. Eustice, J., 1911, "Experiments of stream-line motion in curved pipes", *ibid.*, A85, p. 119.
3. White, C. M., 1929, "Stream-line flow through curved pipes", Proc. Roy. Soc., A123, p. 645.
4. Seban, R. A. and McLaughlin, E. F., 1963, "Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow", Int. J. Heat Mass Transfer 6, pp. 387~395.
5. Schmidt, E. F., 1967, "Wärmeübergang und druckverlust in Rohrschlangen", Chem. Ing. Tech., p. 39, p. 781.
6. Ito, H., 1959, "Friction factors for turbulent flow in curved pipes", J. Bas. Engng 81, pp. 123~134.
7. Jeschke, D., 1925, "Wärmeübergang und Druckverlust in Rohrschlagen", Z. Ver. Dt. Ing. 69, 1526 : Z.V.D.I. 24, 1.
8. Merkel, F., 1927, "Die Grundlagen der Wärmeübertragung", p. 51, Steinkopf, Leipzig.
9. Dean, W. R., 1927, "Note on the motion of fluid in a curved pipe", Phil Mag. 4, pp. 208~223.
10. Topakoglu, H. C., 1967, "Steady laminar flows of an incompressible viscous fluid in curved pipes", J. Math. Mech. 16, pp. 1321~1337.
11. Adler, M., 1934, "Strömung in gekrümmten rohren", Z. Angew. Math. Mech. 14, pp. 257~275.
12. Mori, Y. and Nakayama, W., 1965, "Study on forced convective heat transfer in curved pipes(1st report, laminar region)", Int. J. Heat Mass Transfer 8, pp. 67~82.