# 가정용 보일러의 급탕시설 개선방안에 관한 연구

한 규 일 · 박 종 운
부경대학교 · 부경대 대학원
(1998년 2월 24일 접수)

# A Study on the Improvement of the Water System in Domestic Boiler

**K. I. Han and J. U. Bark**
Pukyong Univ. · Pukyong Univ.,Graduate School
(Received February 24, 1998)

**Abstract**

The resistance coefficient and heat transfer performance are studied for the turbulent flow of water in 3 smooth tube coils having ratios of coil to tube diameter of 21, and a corrugated-coiled tube having a ratio of coil to tube diameter of 17, and a spiral-coiled tube having a ratio of coil to tube diameter of 27, for Reynolds numbers from 8000 to 60000 is also compared with the limited results available to date. The experiments are carried out for the fully developed turbulent flow of water in tube coils on the condition of uniform heat flux. This work is limited to tube coils of R/a between 10 and 30. The plain-9 tube shows the best heat transfer performance. The performance of coiled tube with same curvature ratio(R/a=17) is more excellent for a corrugated-coiled tube than for a smooth coiled tube.

## 기호설명

| | |
|---|---|
| $a$ | 튜브내부 반지름 |
| $A$ | 튜브내부 표면적 |
| $c_p$ | 정압비열 |
| $D$ | 유체내의 물질확산 계수 |
| $De$ | $Dean$수 ($Re\sqrt{a/R}$) |
| $f$ | 마찰요소 ($2\bar{\tau}_w/(\rho w_m^2)=(-4/Re^2)(\partial p/\partial Z)$) |
| $h$ | 국소열전달 계수 |
| $\bar{h}$ | 원주방향의 평균열전달 계수 ($\bar{q}/(T_w-T_m)$) |
| $H$ | 무차원 온도 |
| $H_m$ | 평균유량 무차원 온도 |
| $k$ | 열전도율 |
| Nu | 국소 nusselt수 ($2ha/k$) |
| $\overline{Nu}$ | 원주방향의 평균 Nusselt수 ($2ha/k$) |
| $p$ | 압력 |
| $P$ | 무차원 압력 ($pa^2/\rho\nu^2$) |
| $\partial P/\partial Z$ | 무차원 축압력 구배 |
| Pr | Plandtl수 ($\nu/\alpha$) |
| $q$ | 벽면에서의 국소 열유속 |
| $\bar{q}$ | 벽면에서의 원주방향의 평균 열유속 |
| $r$ | 튜브 단면의 반경좌표 |
| $R$ | 중간지점에서의 곡률반경 |
| $R/a$ | 곡률비 |
| $Re$ | 레이놀수 ($w_m 2a/\nu$) |
| $Sc$ | Schmidt수 ($\nu/D$) |

| | |
|---|---|
| $T$ | 국소 온도 |
| $T_m$ | 유량평균 온도 |
| $T_w$ | 벽면 온도 |
| $u,v,w$ | $r$, $\theta$, $\psi$ 방향의 각각의 속도성분 |
| $U,V,W$ | $\eta,\theta$, $\psi$ 방향의 각각의 무차원 속도 성분 |
| $w_m$ | $\psi$ 방향의 평균속도 |
| $z$ | 튜브의 중심선을 따른 축간거리 |
| $Z$ | 무차원 축간거리 ($z/a$) |
| $\alpha$ | 온도확산율 ($k/(\rho c_p)$) |
| $\varepsilon$ | 수렴기준 |
| $\eta$ | 무차원 반경좌표 ($r/a$) |
| $\theta$ | 튜브단면의 각좌표 |
| $\mu$ | 점도 |
| $\rho$ | 밀도 |
| $\tau_w$ | 벽의 전단응력 |
| $\phi$ | 무차원온도 ($H/H_m$) |
| $\psi$ | 튜브의 단면까지 수직방향의 각좌표 |
| $\omega$ | 이완인자 |

하첨자

| | |
|---|---|
| $1, 2$ | $\psi_1$, 와 $\psi_2$ 의 두축의 위치 |
| $c$ | 곡선튜브 및 임계값 |
| $I, J$ | 수치해에 사용한 지수 |
| $i$ | 내부벽의 값 ($\theta = -\pi/2$) |
| $m$ | 유량평균값 |
| $o$ | 바깥벽의 값 ($\theta = +\pi/2$) |
| $s$ | 곧은튜브 |
| $w$ | 벽의 값 |

상첨자

| | |
|---|---|
| — | 원주방향의 평균값 |
| $n$ | $n$ 번째 반복 |

## 서 론

보일러 및 선박의 열교환기 등에서 곡선튜브의 사용은 광범위하게 사용된다. 이러한 곡선튜브는 직선튜브에 비하여 열전달 성능은 향상되지만 반면에 압력손실은 증가하는 경향을 보인다. 그러므로 열교환기를 설계할 때에는 열전달계수와 압력손실의 상관관계를 반드시 고려해야만 한다. 곡선튜브에서 유동저항의 실험적인 연구들은 이미 여러 연구가들에 의해서 이루어졌다. *Hawes*[1] 는 최초로 곡선 튜브에서 완전 발달된 온도 분포에 대한 측정치를 보고한 사람이었다. 물에 대한 그의 데이타로 온도분포들은 직선튜브에서 얻어진 것과는 명백히 다르며, 바깥 벽면에서의 국소 열전달계수는 안쪽벽면에서보다 훨씬 크다는 것을 밝혔다.

*Seban* 등 [2] 은 기름에 대한 국소 열전달계수를 측정했다. 그들은 벽면온도가 원주방향으로 변한다는 것을 관측했으나 벽면에서 원주방향으로 전도되는 열을 정확하게 설명할수는 없었으며, 그들이 행한 실험상의 경계조건에 대한 정확한 성질을 불확실하게 만들었다. 그들은 열 입구길이가 직선튜브의 경우에 요구되는 것보다 훨씬 짧다는 것을 관측했다. *Mori* [5] 등 은 최초로 일정한 열유속 그리고 일정한 벽면온도 경계조건에 대해서 경계층 방법으로 이론적인 열전달해를 구한 사람이었다. *Ozisik* 등[7] 은 원주방향으로 균일한 벽면 온도를 가지고 있는 축방향으로 균일한 벽면 열유속을 고려 했다. *Maekawa* [8]는 균일한 벽면 온도와 축방향과 원주방향으로 균일한 벽면 열플럭스 둘 다를 연구했다.

*Dravid et al.* [9]는 *Mori* 등[5]에 의해 개발된 완전발달된 속도 분포를 사용한 곡선 튜브에서의 입구영역 열전달에 대한 수학적인 해를 얻었다. 그리고 전기적으로 가열된 코일을 사용해서 국소, 원주방향의 평균 *Nusselt*수를 측정했다. 또한 저항계수에 관한 데이타는 Ito[3]에 의해 잘 요약되었다. 이와같은 연구들은 코일튜브의 표면이 매끈한 것에 대한 것인데 반하여 본 연구는 표면이 확장된 곡선튜브에 관한 연구보고이다. 곡선튜브의 표면이 파도형태의 Corrugated -tube와, 골의 깊이가 더욱 깊은 Spiral-tube를 이용하여 균일 열유속의 조건하에서 물의 난류 유동에 대한 열전달을 고찰하는 것으로, , 관측된 온도분포들로부터 혼합평균온도들이 계산되었고 Nusselt수와 저항계수는 이론해석에 의해 얻어진 것들과 비교하였다. 이 결과 효율적인 튜브의 사용을 선택할 수 있다.

## 이론해석

곡선튜브에 직교 toroidal 좌표계는 Fig.1에서 보면 $R$ 은 곡선튜브의 중심선의 반경이고, $a$ 는 튜브의 내경이다. 곡선튜브에 의하여 해석할 수 있다. 여기서 피치는 튜브를 회전시키는 측면의 변위를 말한다. $r$, $\theta$, $\psi$방향의 속도성분은 $u$ , $v$ ,$w$ 로 나타낸다. 다음에는 무차원수의 정의 이다.

$$\eta=\frac{r}{a},\quad Z=\frac{z}{a},\quad P=\frac{a^2p}{\rho v^2},\quad U=\frac{ua}{\nu},\quad V=\frac{va}{\nu},\quad W=\frac{wa}{\nu}.$$

여기서 Z는 튜브의 중심선($Z=R\psi$)을 따른 축의 거리이다. P는 압력이고, $\rho$는 밀도이고, $\nu$ 는 동점성계수이다. 다음의 무차원 수를 위와 같은 항으로 정리하면 연속방정식과 Navier-Stokes 방정식이 정상상태의 완전히 발달된 점성류 상태에는 다음과 같다.

여기서 $\partial P/\partial Z$ 는 무차원 상수 즉 튜브의 중심선에 따라 축압력 구배이다.

(연속방정식)

$$\frac{\partial U}{\partial \eta}+\frac{U}{\eta}+\frac{U\sin\theta}{R/a+\eta\sin\theta}+\frac{1}{\eta}\frac{\partial V}{\partial\theta}+\frac{U\sin\theta}{R/a+\eta\sin\theta}=0 \tag{1}$$

$\eta$-요소

$$\begin{aligned}&U\frac{\partial U}{\partial\eta}+\frac{V}{\eta}\frac{\partial U}{\partial\theta}-\frac{V^2}{\eta}-\frac{W^2\sin\theta}{R/a+\eta\sin\theta}=-\frac{\partial P}{\partial\eta}+\frac{\partial^2 U}{\partial\eta^2}\\&+\left(\frac{\sin\theta}{R/a+\eta\sin\theta}+\frac{1}{\eta}\right)\frac{\partial U}{\partial\eta}-\left(\frac{\sin\theta}{(R/a+\eta\sin\theta)^2}+\frac{1}{\eta^2}\right)U\\&+\frac{1}{\eta}\frac{\partial^2 U}{\partial\theta^2}+\frac{\cos\theta}{\eta(R/a+\eta\sin\theta)}\frac{\partial U}{\partial\theta}-\frac{2}{\eta^2}\frac{\partial V}{\partial\theta}\\&-\frac{\cos\theta}{R/a+\eta\sin\theta}\left(\frac{\sin\theta}{R/a+\eta\sin\theta}+\frac{1}{\eta}\right)V\end{aligned} \tag{2}$$

$\theta$-요소

$$\begin{aligned}&U\frac{\partial V}{\partial\eta}+\frac{UV}{\eta}+\frac{V}{\eta}\frac{\partial V}{\partial\theta}+\frac{W^2\cos\theta}{R/a+\eta\sin\theta}=-\frac{1}{\eta}\frac{\partial V}{\partial\eta}+\frac{\partial^2 V}{\partial\eta^2}\\&+\left(\frac{\sin\theta}{R/a+\eta\sin\theta}+\frac{1}{\eta}\right)\frac{\partial V}{\partial\eta}-\left(\frac{\cos^2\theta}{(R/a+\eta\sin\theta)^2}+\frac{1}{\eta^2}\right)V\\&+\frac{1}{\eta^2}\frac{\partial^2 V}{\partial\eta^2}+\frac{\cos\theta}{\eta(R/a+\eta\sin\theta)}\frac{\partial V}{\partial\theta}+\frac{2}{\eta^2}\frac{\partial U}{\partial\theta}\\&+\frac{R/a\cos\theta\cdot U}{\eta(R/a+\eta\sin\theta)^2}\end{aligned} \tag{3}$$

$\psi$-요소

$$\begin{aligned}&U\frac{\partial W}{\partial\eta}+\frac{V}{\eta}\frac{\partial W}{\partial\theta}+\frac{(U\sin\theta+V\cos\theta)W}{R/a+\eta\sin\theta}=-\frac{R/a}{R/a+\eta\sin\theta}\frac{\partial P}{\partial Z}+\frac{\partial^2 W}{\partial\eta^2}\\&+\left(\frac{\sin\theta}{R/a+\eta\sin\theta}+\frac{1}{\eta}\right)\frac{\partial W}{\partial\eta}-\frac{W}{(R/a+\eta\sin\theta)^2}\frac{1}{\eta^2}\frac{\partial^2 W}{\partial\theta^2}+\frac{\cos\theta}{\eta(R/a+\eta\sin\theta)}\frac{\partial W}{\partial\theta}\end{aligned} \tag{4}$$

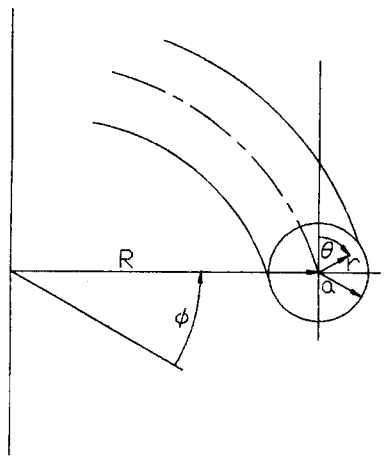


**Fig. 1. Toroidal coordinate system for a curved circular tube.**

위의 방정식은 Austin[10] 에 의하여 해석하였는데, 2차속도와 유선함수로 나타낸다. 3가지 유사한 2차항, 비선형 , 타원형의 편미분 방정식의 유선함수와 축속도와 축방향 벡터의 요소를 얻는다. 이러한 것은 이완 방법의 한 점에 의하여 해결되어진다. 이 방법의 충분한 토론과 결과는 Austin[10]에 의하여 이루어 진다. 정상상태의 점성류에서의 나선튜브를 통과한 일정한 특성의 유체의 온도와 에너지 방정식, 점성값은 무시한다.

$$u\frac{\partial T}{\partial r}+\frac{v}{r}\frac{\partial T}{\partial \theta}+\frac{w}{R+r\sin\theta}\frac{\partial T}{\partial \psi}=\frac{v}{\mathrm{Pr}}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r}+\frac{\sin\theta}{R+r\sin\theta}\frac{\partial T}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2}+\frac{\cos\theta}{r(R+r\sin\theta)}\frac{\partial T}{\partial \theta}+\frac{1}{(R+r\sin\theta)^2}\frac{\partial^2 T}{\partial \psi^2}\right) \quad (5)$$

나선코일 튜브의 전달과정에서 튜브의 원주의 어떤 적당한 평균의 양을 허용하면 어떤 두 개의 축의 위치 $\psi_1, \psi_2$ 사이의 표면적은 다음과 같다.

$$A=\int_0^{2\pi}\int_{\psi_1}^{\psi_2}(R+a\sin\theta)a\,d\psi d\theta=2\pi aR(\psi_2-\psi_1). \quad (6)$$

국소 벽면열유속의 면적 평균값 즉 예를 들면 튜브의 어떤지역이 다음과 같이 주어진다.

$$\bar{q}=\frac{1}{2\pi aR(\psi_2-\psi_1)}\int_0^{2\pi}\int_{\psi_1}^{\psi_2}q(R+a\sin\theta)a\,d\psi d\theta. \quad (7)$$

완전히 발달한 온도선의 경계에서 (7)식을 간단히 하면

$$\bar{q}=\frac{1}{2\pi(r/A)}\int_0^{2\pi}Nu(rA+\sin\theta)d\theta \quad (8)$$

열전달계수 $h=q/(T_w-T_m)$로 정의되는 방정식에 의하면 (8)식은 다음 식에 적용할 수 있다.

$$\overline{Nu}=\frac{2\bar{h}a}{k}=\frac{1}{2\pi(R/a)}\int_0^{2\pi}Nu(Ra+\sin\theta)d\theta \quad (9)$$

완전히 발달된 온도경계선에 균일하지 않은 축방향의 열유속 조건은 잘 알려져 있다. 일정한 축온도 구배는 튜브의 단면에 모든 점에 해당된다. 또한 벽면의 평균 열유속은 유체의 열평형에 의하여 설정된다. 다음과 같다.

$$\frac{\partial T}{\partial \psi}=\frac{dT_w}{d\psi}=\frac{dT_m}{d\psi}=\frac{2R\bar{q}}{w_m\rho ac_p}=\frac{4(R/a)a\bar{q}}{kRePr}\ \text{and}\ \frac{\partial^2 T}{\partial \psi^2}=0 \quad (10)$$

무차원 온도 H와 $\phi$를 사용하면

$$H=\frac{(T_w-T)(R/a)}{RePr\,dT_m/d\psi}\ \text{and}\ \phi=\frac{T_w-T}{T_w-T_m} \quad (11)$$

$\phi$를 $H/H_m$ 으로 나타낼 수 있다. (10)식에 의하여 무차원온도 $H$ , 식(5)는 다음과 같이 무차원 수로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial^2 H}{\partial \eta^2}+\frac{1}{\eta^2}\frac{\partial^2 H}{\partial \theta^2}+\left(\frac{1}{\eta}+\frac{\sin\theta}{R/a+\eta\sin\theta}-\mathrm{Pr}U\right)\frac{\partial H}{\partial \eta}+\left(\frac{\cos\theta}{\eta(R/a+\eta\sin\theta)}-\mathrm{Pr}\frac{V}{\eta}\right)\frac{\partial H}{\partial \theta}+\frac{\mathrm{W}(R/a)}{(R/a+\eta\sin\theta)Re}=0 \quad (12)$$

식(12)의 경계조건은 튜브의 벽면의 온도 $H=0$ 일 때, 무차원 온도 영역에서 국소 Nusselt수를 벽면에서 국소 열유속으로 나타낼 수 있다.

$$q=k\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{r=a}=h(T_w-T_m) \quad (13)$$

식(13)에서 무차원 온도항에서 식(13)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Nu=\frac{2ha}{k}=\frac{-2(\partial H/\partial\eta)_{\eta=1}}{H_m}=-2\left(\frac{\partial\phi}{\partial\eta}\right)_{\eta=1} \quad (14)$$

식(10)에 이것을 대입하여 전체 열평행을 고려하여 원주방향의 평균 Nusselt수를 나타내면

$$\frac{dT_m}{d\psi}=\frac{4(R/a)a\bar{q}}{kRe\Pr}=\frac{4(R/a)a\bar{h}\,(T_w-T_m)}{kRe\Pr} \quad (15)$$

온도 $H$의 항을 무차원화 하면 식(15)은 다음과 같다.

$$\overline{Nu}=\frac{2\bar{h}a}{k}=\frac{1}{2\,H_m}, \quad (16)$$

여기서 $H_m$은 단면위의 $H$의 유동의 평균값이다. 그리고 관계식은 다음과 같다.

$$H_m=\frac{1}{W_m}\pi\int_0^{2\pi}\int_0^1 WH\eta\,d\eta\,d\theta \quad (17)$$

곡선 파이프에 대한 저항계수의 정의는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\lambda_c=\frac{16}{Re^2}C \quad (18)$$

C의 값이 다음과 같이 주어질 때

$$C=\frac{\alpha}{16}\left[\frac{(2m-1)^2}{m(4m-1)}\right]^{(2m-1)/m}Re^{(2m-1)/m}$$
$$\times\delta_m^{-(1/m)}\left[1+\frac{2m-1}{m^2}\delta_m\right] \quad (19)$$

$\lambda_c$에대한 다음 공식이 얻어진다.

$$\lambda_c\sqrt{\left(\frac{R}{a}\right)}=\frac{\alpha_c}{[Re(a/R)^{(m/2)}]^{1/(m+1)}}$$
$$\times\left[1+\frac{\Delta_\lambda}{[Re(a/R)^{(m/2)}]^{1/(m+1)}}\right] \quad (20)$$

여기서 $\alpha_c=0.300$와 $\Delta_\lambda=0.112$의 값이 대입되면 식(19)는 다음과 같이 된다.

$$\lambda_c\sqrt{\left(\frac{R}{a}\right)}=\frac{0.300}{[Re(a/R)^2]^{\frac{1}{5}}}\times\left\{1+\frac{0.112}{[\,Re(a/R)^2]^{\frac{1}{5}}}\right\} \quad (21)$$

이 식은 Ito[3]의 실험식과 아주 잘 일치하고 있다.

$$\lambda_c\sqrt{(R/a)}=0.029+0.304[Re(a/R)^2]^{-0.25} \quad (22)$$
$$300>\mathrm{Re(a/R)^2}>0.034$$

*Austin*[10]에 의하여 다음관계식이 얻어진다. 곡선과 직선까지 저항계수의 비율이다.

$$\frac{f_c}{f_s}=\frac{-1}{4\pi Re(R/a)}\left(\frac{\partial W}{\partial\eta}\right)_{\eta=1}(r/a+\sin\theta)d\theta$$
$$\text{and}\quad \frac{f_c}{f_s}=\frac{-\partial P/\partial Z}{4Re}. \quad (23)$$

여기서 $f_s$는 직선튜브의 저항계수이다.

## 실험장치 및 방법

### 1. 실험장치 및 방법

Fig. 2는 실험 장치의 개략도인데, 기름보일러를 분해하여 몸체 상부를 절단하여 내부에 있는 급탕코일을 분리하여 낸다. 그리고 연돌부분도 절단하여 바깥부분에 플랜지를 용접하여 달고 부착한 후 연돌 플랜지 아래에 너트를 용접하여 볼트로 체결 할 수 있게 하였다. 내부 수압시험을 하기 위하여 조립된 상태에서 펌프를 가동시켜 수압시험을 한다. 수압은 최고 7㎏/㎠로 시험을 하고 누설 부위를 확인한 후 보완한다. 실험장치에 사용되는 튜브는 표 1에 설명하였다. 또한 연료의 소모량을 계산하기 위하여 연료유량계를 설치하고 소모되는 연료량을 측정하였다. 그리고 공급되는 유량은 전자식 마그네트 스위치가 부착되어 보일러 내부와 급탕용으로 들어가는데, 내부에 물이 가득 차면 마그네트 스위치의 전자변이 닫혀서 더이상 물이 공급되지 않도록 되어 있다 보일러의 성능을 실험하기 위하여 먼저 15.88㎜의 튜브의 성능을 실험하였다. 기존에 설치되어 있는 튜브의 성능을 평가하기 위하여 보일러의 내부온도를 먼저 측정하였다. 입구온도에서 1500㎜의 간격으로 열전대를 부착하여 급탕코일을 통과하는 물의 온도를 측정할 수 있게 하였다. 그리고 보일러 내부 온도를 안과 밖으로 4개씩 설치하여 전체 16개의 열전대를 부착하였다. 표면의 열전대의 부착은 표면에

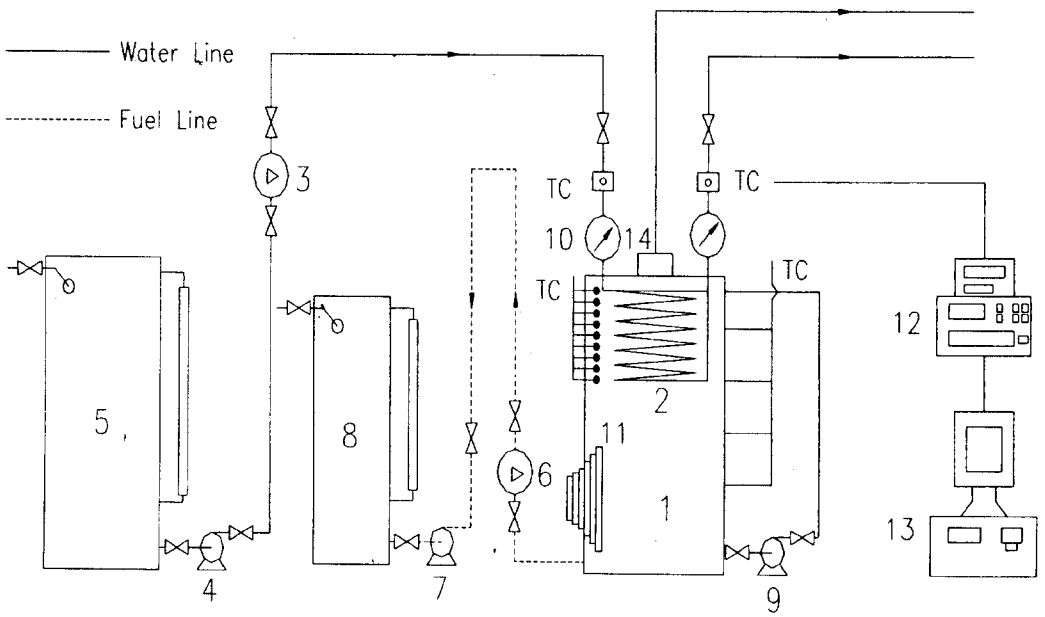


**Fig. 2. Schematic diagram of experimenfal apparatus.**

홈을 파고 은납으로 납땜을 하였다. 열전대를 설치하기 전에 영점 보정을 하기 위하여 Data log에 열전대를 연결하고 얼음에 증류수를 넣은 용기에 열전대를 넣고 영점을 보정한 뒤에 급탕코일에 열전대를 부착하였다. 보일러 내부와 순환수의 온도를 측정하여 컴퓨터로 파일에 저장한 후 각 코일마다 비교 분석하였다. 하나의 코일을 실험하고 나면 다른 코일을 실험하기 위하여는 다시 분해하여 코일에 열전대를 부착하고 조립하여야 하기 때문에 열전대의 취급에 주의를 요해야한다. 유량의 공급은 100 *l* /*h* 에서 1200 *l* /*h*까지 다양하게 변화 시켜서 실험을 하였다.

## 2. 동관의 종류

본실험에 사용된 코일의 종류는 핀이 없는 직경이 15.88㎜의 동관, 직경이 12.7㎜의 동관, 직경이 9.12㎜의 동관, 직경이 15㎜ corrugated tube와 직경이 9.52㎜인 spiral tube를 사용하였다. 기존의 보일러에 사용되는 것은 핀이 없는 직경이15.0㎜ 동관인데, 본 실험은 직경의 크기가 다르고 표면의 형상이 다른 튜브의 성능을 서로 비교 분석하였고, 각각의 튜브에 유량을 변화 시켜 실험하므로서 각 각의 튜브의 열전달률을 측정하였다. 코일의 제원은 표 1에서 잘나타나 있다.

**Table. 1** 코일의 제원

| 항목 / 구분 | 외경(㎜) | 두께(㎜) | 길이(㎜) | 곡률 반경 | 핀의 높이 | 핀의 외경 | 핀의 피치 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| plain tube 15 | 15.88 | 1.20 | 7450 | 125 | | | |
| plain tube 12 | 12.7 | 1.00 | 8858 | 132 | | | |
| plain tube 9 | 9.12 | 0.50 | 12,335 | 125 | | | |
| corrugated tube 15 | 15.0 | 1.20 | 7500 | 125 | 0.72 | 14.97 | 8.2 |
| spiral tube 9 | 9.52 | 0.50 | 11,817 | 125 | 2.11 | 10.83 | 4.9 |

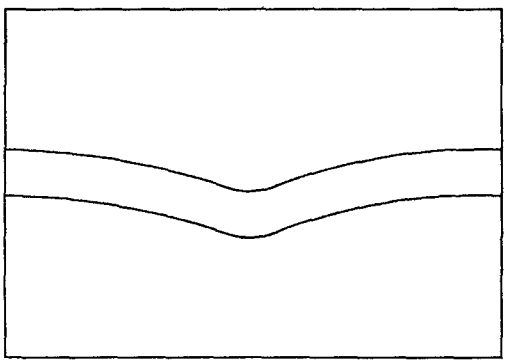

**Fig. 3(a). Sectional view of corrugated tube.**

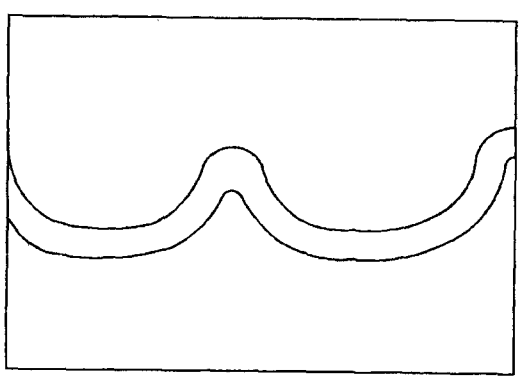

**Fig. 3(b). Sectional view of spiral tube.**

### 3. 시험구간

본 실험에서 사용된 코일들을 보일러 내에 설치하기 위하여 보일러 상부의 두껑을 분리해 내고 먼저 열처리된 직선 튜브를 코일상태로 만든다. 코일상태로 된 시험구간을 상부에 부착한다. 그 다음에는 코일이 부착된 상태에서 입구와 출구에 수압시험을 한다. 누설이 발견되면 다시 설치하여 누설이 발견되지 않을 때까지 반복하여 시험한다. 이렇게하여 누설이 발견되지 않으면 이것을 보일러 상부에 넣어서 플랜지와 맞닿는 부분이 꼭 맞는지 확인한다. 위아래 플랜지가 일치하면 다시 꺼내어서 온도를 측정하고자 하는 지점에 열전대를 심는다. 열전대는 copper-constantan으로 두 선의 케이블을 벗기고 두선을 꼬아서 산소 용접기로 끝을 용접하고, 시험구간의 표면에 0.3㎜의 홈을 파서 은납으로 용접을 한다. 이때에 표면에 용접하기 전에 사포로 얇게 문지른 후에 후락스를 바르고 동관을 예열한 후에 은납을 녹여서 동관에 붙인 후에 열전대선을 부착시킨다. 이때에 열전대를 부착한 후에 선이 떨어지지 않게 동선으로 선과 동관을 코일 몸체에 묶어서 고정시킨다. 이렇게하여 동관의 상부에서부터 1500㎜ 되는 지점에 은납으로 용접을 한다. 이때에 표면을 안쪽과 바깥쪽의 표면에 열전대를 부착하고 보일러의 내부온도를 측정하기 위하여 안쪽 표면과 바깥 표면에 2개의 열전대를 동선으로 고정 시켜서 설치한다. 그리고 1500㎜되는 지점에 역시 같은 방법으로 설치하면 총 16개의 열전대가 설치된다.

### 4. 예비실험

정상상태란 주변에서 공급되는 입력 에너지와 압력 및 온도 상태, 그리고 급수유량, 급수온도, 등의 시간의 흐름에 따라 변동이 없고 일정하게 유동되는 상태를 말한다. 보일러의 내부온도가 균일한 열유속의 상태가 되는 때부터 온도를 측정 한다. 보일러에 소비되는 열량은 경유가 1분간에 0.33 $l$ 가 소모되므로 연료의 발열량을 계산하여 냉각수가 보일러 입구에서의 온도를 측정하여 출구에서의 온도와의 차이와 단위 시간 당 유량과 온도차이를 측정하여 에너지 평형상태가 유지되는지 확인한다. 이렇게 반복하여 실험한 값을 데이터 로그로 분석하여 에너지 평형이 이루어 지는지를 확인한 후에 본실험에 들어간다. 본 실험에 사용되는 보일러의 연료 소비량은 시간에 따라 일정하게 공급되도록 되어 있어서 단위 시간당 소모량은 일정하게 계산할 수 있다.

## 결과 및 고찰

1. 이론해석과 실험결과의 비교

$$h=\frac{k}{2a}Nu_c \tag{24}$$

$T_1>T_0$일때, 평균 열전달 계수는 다음과 같다.

$$h_m=\frac{1}{T_1-T_0}\int_{T_0}^{T_1} h dT_m \tag{25}$$

여기서 $T_m$은 다음식으로 정의된다.

$$T_m=\frac{1}{\pi a^2 W_m}\int_{-\pi}^{\pi}\int_0^a WTr\,dr\,d\psi \qquad (26)$$

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

균일 열유속 :

$$Q_T=S(T_w-T_m)h_m \qquad (27)$$

본 연구에서는 튜브의 곡률비(R/a)가 서로 다른 튜브와 전열 표면적을 증가시킨 corrugated-tube와 spiral-tube에 대하여 열전달성능을 비교 분석하기 위하여 실험이 이루어졌다. Fig. 4는 보일러의 내부에너지가 잃은에너지와 튜브내부의 냉각수가 얻은 에너지와의 평형관계를 나타낸다. 실험범위는 냉각수의 Re수가 8000~60000범위에서 이루어졌다. 본 연구에서 실험한 결과에 의하면 보일러내의 내부온도가 잃은에너지와 튜브내부에서 냉각수가 유동하면서 얻은에너지와의 균형은 ±10%이내의 범위에서 에너지균형이 이루어지고 있으며 실험데이타는 정확도를 유지하고 있음을 알 수 있다.

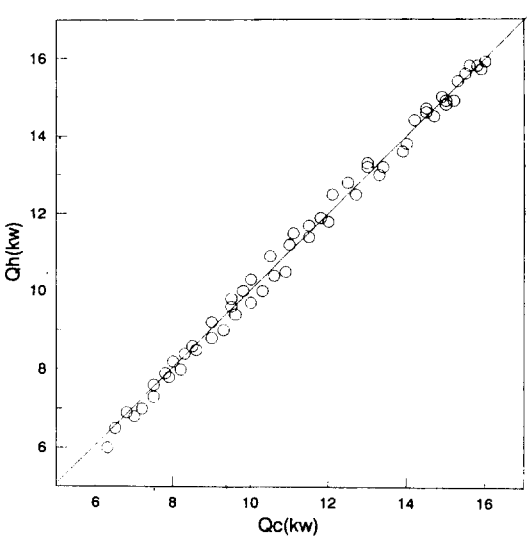


**Fig. 4. Heat balance of test section.**

Fig.5는 plain-9튜브와 spiral-9튜브를 벽면온도와 혼합평균온도와의 차이에 대한 열유속의 값을 비교한 그래프로서, 두개의 튜브 모두 곡률비가 27인 상태하에서는 이론값보다 spiral-9튜브는 약 12%정도 높게나타나고, plain-9튜브는 벽온도와 혼합평균온도의 차이가 10℃이하에서는 다소 낮게 나타나는 경향을 보이지만 10℃이상에서는 약 5%정도 높게 나타난다. 또한 튜브의 현상에 따른 비교한 실험값은 spiral-9 튜브가 plain-9튜브에 비하여 약 7%정도 높게나타난다. 이것은 spiral-9튜브의 형상이 매우 굴곡이 심하여서 유체내부에 난류를 촉진시키며 그에 따라서 열전달성능을 높이는 요인으로 작용하였다고 생각됩니다. 그러나 spiral튜브의 내부유동은 열전달효율이 증가함과 비례하여 압력손실도 커진다는 것을 무시해서는 안된다.

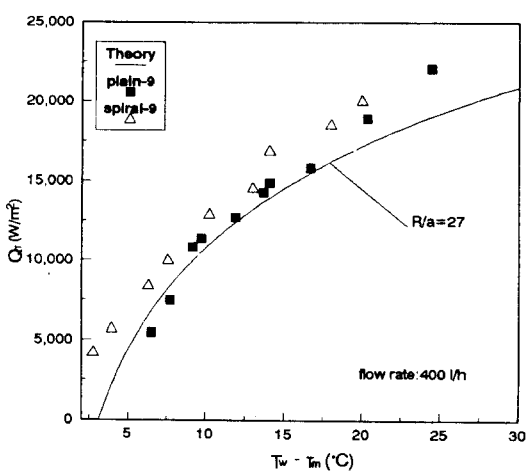


**Fig. 5. The comparison of theoretical and experimental heat flux vs. wall-bulk temperature difference.**

Fig. 6은 동일한 곡률비(R/a=17)에서 이론값과 두 개의 튜브의 실험값을 비교한 것으로서 먼저 두 실험값 모두 실험값보다 약 15%정도 상회한 데이터를 나타내고 있으며 corrugate-15튜브가 plain-15튜브 보다더 Nusselt수의 값이 약 10%정도 높게 나타나고 있다. 이것은 corrugate-15튜브가 표면이 파형모양의 골의 형태를 갖추고 있어서

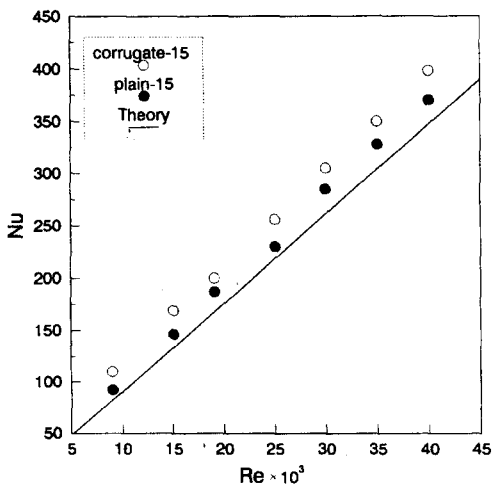


**Fig. 6. The comparisons of theoretical curves for nusselt and e perimental results.**

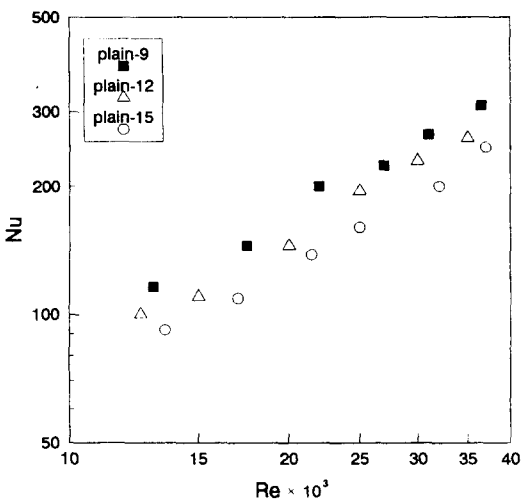


**Fig. 7. The comparisons of three plain tubes of Nu vs. Re(R/a=21)**

내부유체의 유동이 plain-15튜브 보다 난류를 촉진시키며 2차유동의 효과를 극대화시킨 것이라고 생각됩니다.

Fig.7은 직경이 서로다른 3개의 plain-9를 곡률비가 21에서 서로 실험값을 비교한 것이다. 실험결과에서 보면 Re수가 증가함에 따라 Plain-9튜브가 plain-12튜브보다 더 높게 나타나고 또한 plain-12튜브가 plain-15튜브보다 약 5%정도 더 높다 이것은 직경이 작은 튜브가 직경이 큰 튜브보다 더 열전달 성능이 향상되고 있음을 알 수 있다. 그러나 직경이 아주 작은 경우는 압력손실에 의한 동력손실을 초래하기 때문에 가장 최대의 튜브직경을 구하는 것은 열전달율과 압력손실의 비가 1보다도 클 때 효과가 있다고 보여진다.

Fig.8은 곡선튜브에 대한 저항계수를 Re수에 대하여 나타낸 그래프로서 입구온도를 17℃로 일정하게 유지하고, Re수는 10000~60000범위에서 실험이 이루어졌다. 이 결과에 의하면 plain-9 가 plain-12보다 약 5%정도 저항계수가 높고, plain-12는 plain-15보다 더 약 5%정도 높게 나타나고 있다. 이것은 열전달 효율은 직경이 작은 튜브가 높게 나타난 반면에 압력손실은 약 10%내외로 상승하고 있다.

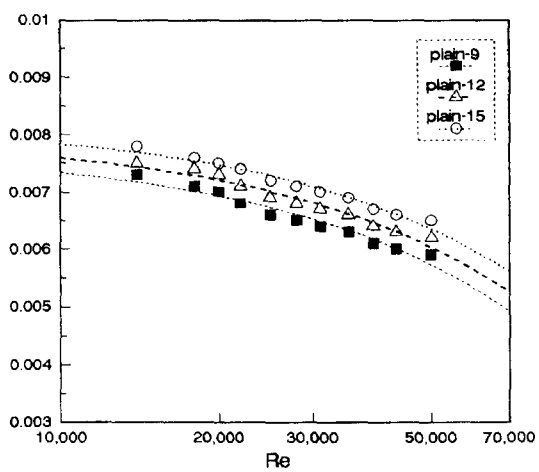


**Fig. 8. The comparisons of resistance coefficient vs. reynolds number with 3-plain tubes.**

Fig.9는 수평나선 튜브에서 곡률비가 16인 경우의 저항계수를 레이놀수에 대하여 나타낸 것으로 냉각수의 입구온도를 18℃로 일정하게 유지하여 레이놀수로 15000~51000까지 변화시킬 때의 저항계수를 이론값과 비교한 것이다. plain튜브의 저항계수는 Ito의 실험식보다 약 5% 낮게 나타나고 있으며, corrugated 튜브는 plain튜브 보다 약 5%정도 높게 나타낸다. 이렇게 보면 corrugate-15

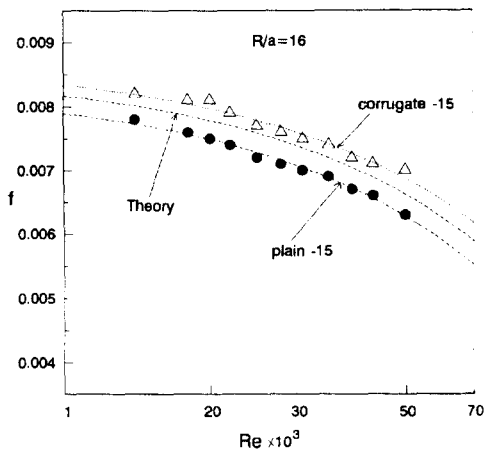


Fig. 9. The comparisons of resistance cofficient for plain and corrugated tube (R/a=16).

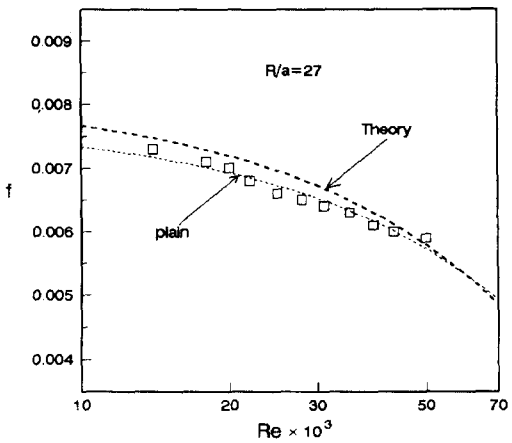


Fig.11. The comparisons of tjepretocal and experimental results vs. Reynolds numbers (R/a=16).

는 plain-15 보다 약 10%정도 높은 값을 나타낸다. 튜브의 내부의 파형의 모양인 corrugate-15튜브가 압력손실 또한 크게 나타나고 있다.

Fig.10은 곡률비가 16일 때의 실험값과 이론값을 비교해보면 비등온유체의 경우 비등온 상태의 저항계수가 등온상태의 저항계수로 환산한 값이 약 3%정도 낮게 나타난다. 여기서 실험값은 이론값에 비하여 낮은 Re수에서는 약 5%정도 낮게 나타내지만 Re수가 50000을 넘는 지점 부터는 일치하고 있다.

Fig.11은 곡률비가 27의 plain-12의 저항계수의 이론값과 실험값을 비교해본 것으로 Re수가 20,000이하에서는 이론식과 거의 일치하고 20,000~35,000의 범위에서 5%정도의 범위에서 일치하고 있으며 50000이상에서는 실험값이 다소 상회한다.

Fig.12는 곡률비가 27일 때에 직경이 9㎜인 spiral튜브와 plain튜브를 비교하여 볼 때 plain 튜브는 Ito식보다 약3%정도 낮지만 spiral튜브는 Ito식보다 5%정도 높게 나타난다. 이것은 spiral

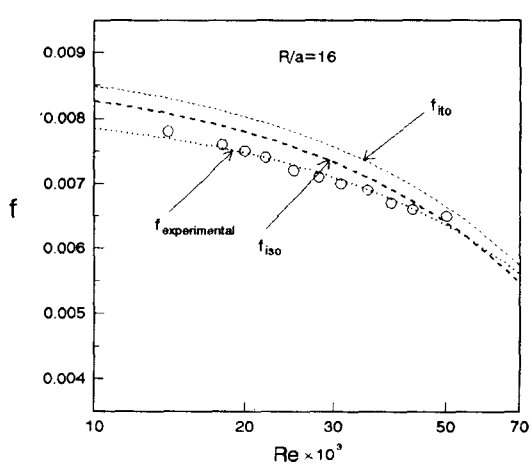


Fig.10. The comparisons of theoretical curves vs. experimental results (R/s=16)

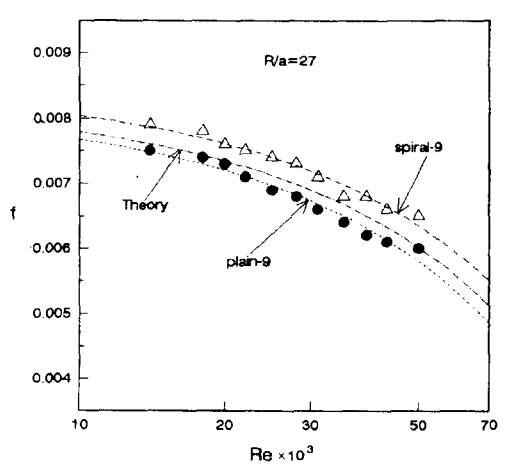


Fig.12. The comparisons of resistance coefficient vs. reynolds numbers (R/a=27).

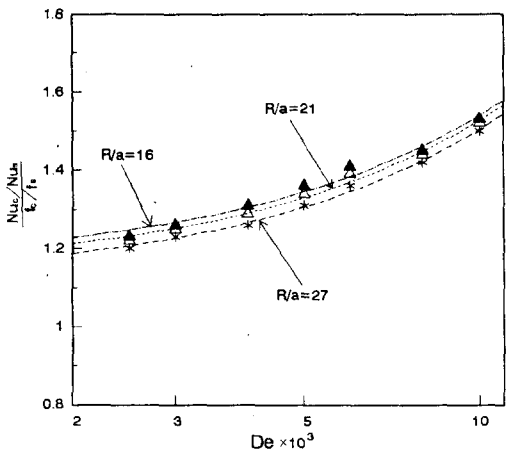


**Fig.13. Efficiency of curved tubes relative to straight tubes (R/s=27, 21, 16).**

튜브의 내부 골이 깊고, 비틀려 있어서 유체가 내부를 통과해 지나갈 때에 저항계수가 증가하여 압력손실을 크게하는 요인이 되었다.

Fig.13은 곡률비가 16, 21, 27에서 곡선튜브를 직선튜브의 열저달효율을 비교해 본 것이다. 곡률비가 16인 경우가 21보다도 곡선튜브가 직선튜브에 비하여 5%정도 높게 나타나고 곡률비가 21는 곡률비가 27인 튜브보다 약 7%정도 높다. 이것은 나선튜브는 직선튜브 보다 압력손실이 증가하지만 반면에 열전달 효율이 증가한다고 볼 수 있다.

## 결 론

1. plain-9튜브와 spiral-9튜브를 곡률비가 27인 상태하에서 이론값과 실험값을 비교하면, 실험값은 spiral-9 튜브가 plain-9튜브에 비하여 약 7%정도 높게 나타난다. 이것은 spiral-9튜브의 형상이 매우 굴곡이 심하여서 유체내부에 난류를 촉진시키며 그에 따라서 열전달 성능을 높이는 요인으로 작용하였다고 생각 된다.
2. 동일한 곡률비(R/a=17)에서 이론값과 두 개의 튜브의 실험값을 비교해보면 먼 저 두 실험값 모두 실험값보다 약 10%정도 상회한 데이터를 나타내고 있으며 corrugate-15튜브가 plain-15튜브 보다 더 Nusselt수의 값이 약 10%정도 높게 나타나고 있다. 이것은 corrugate-15튜브가 표면이 파형모양의 골의 형태를 갖추고 있어서 내부유체의 유동이 plain-15튜브 보다 난류를 촉진시키며 2차유동의 효과를 극대화시킨 것이라고 생각된다.
3. 직경이 서로다른 3개의 plain튜브를 곡률비가 21에서 실험값을 서로 비교해보면 Re수가 증가함에 따라 Plain-9튜브가 plain-12튜브보다 더 높고, plain-12튜브가 plain-15튜브보다 약 5% 정도 더 높다 이것은 직경이 작은 튜브가 직 경이 큰 튜브 보다 더 열전달 성능이 향상되고 있음을 알 수 있다.
4. plain 튜브에서 곡률비가 16일 때의 실험값과 이론값을 비교해보면 비등온유체의 경우 비등온상태의 저항계수가 등온상태의 저항계수로 환산한 값보다 약 3%정도 낮게 나타난다. 여기서 실험값은 이론값에 비하여 낮은 Re수에서는 약5%정도 낮게 나타내지만 Re수가 50000을 넘는 지점 부터는 일치하고 있다.
5. spiral튜브와 plain듀브를 비교하여 볼 때 곡률비가 27일 때에 직경이 9㎜인 plain 튜브는 Ito식보다 약3%정도 낮지만 spiral튜브는 Ito식보다 5%정도 높게 나타난다. 이것은 spiral튜브의 내부 골이 깊고, 비틀려 있어서 유체가 내부를 통과해 지나갈 때에 저항계수가 증가하여 압력손실을 크게하는 요인이 되었다.
6. plain 튜브에서 곡률비가 16인 경우가 21보다도 곡선튜브가 직선튜브에 비하 여 5%정도 높게 나타나고 곡률비가 21는 곡률비가 27인 튜브보다 약 7%정도 높다. 이것은 나선튜브는 직선튜브 보다 압력손실이 증가하지만 반면에 열전달 효율이 증가한다고 볼 수 있다.

## 후 기

본 연구는 1995년도 부경대학교 중점연구소 연구지원 사업계획 관련 연구비에 의해 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Hawes, W. B.,(1932), "Some sidelights on the

heat transfer problem," Trans. Instn Chem. Engrs 10, 161-167.

2. 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
3. Ito, H., (1959),"Friction factors for turbulent flow in curved pipes,"J. Bas. Engng 81, 123-134.
4. Dean, W. R., (1927),"Note on the motion of fluid in a curved pipe," Phil. Mag. 4, pp. 208-223.
5. 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.
6. Mori, Y. and Nakayama, W., (1967),"Study on forced convective heat transfer in curved pipes(3rd report. theoretical analysis under the condition of uniform wall temperature and practical formulae)". Int. J. Heat Mass Transfer 10. 681-695.
7. Ozisik,M.N and Topakoglu H,C., (1968)," Heat transfer for laminar flow in a curved pipe." J. Heat Transfer 90. 313-318.
8. Maekawa,H., (1964),"Heat transfer to fully developed laminar flow in a gently curved pipe. " Preprint of 1st Japan Heat Transfer Symposium. p.13.
9. Dravid A. N., Smith. K A., Merrill.. W. and BRIAN.P. L. T.,(1971), "Effect of secondary fluid motion on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes". A.I.Ch.E. Jl 17, 1114-1122.
10. Austin L. R.,(1971)," The development of viscous flow within helical coils. Ph. D. Thesis". University of Utah. Salt Lake City. Utah