

# 고온의 강관 냉각용 삼중 열교환기에 대한 열해석

## Thermal analysis on triple-passage heat exchangers for a hot tube cooling system

고 봉 환\*, 박 승 호\*\*, 신 동 신\*\*

B. H. Ko, S. H. Park, D. S. Shin

**Key words:** Triple-passage heat exchanger(삼중 열교환기), Nusselt number(Nusselt 수), Friction factor(마찰계수), Radius ratio(반경비), Velocity ratio(속도비)

### ABSTRACT

The objective of present study is to analyze a hot steel-tube cooling system as a kind of concentric triple-passage heat exchanger, whose inner tube is moving with a constant speed. Velocities and temperatures of an antioxidant gas flowing between inner and outer tubes are calculated theoretically for both laminar and turbulent flow regimes and used to give Nusselt numbers and friction factors with respect to various radius ratios and velocity ratios. In addition, it is shown that heat transfer coefficients based on ratios of average heat fluxes from inner and outer tubes might result in great errors for the temperature distributions of the flows, since the local heat transfer coefficients are dependent on the local heat flux ratios.

### 기 호 설 명

$C^*$  : 열용량비

$C_p$  : 비열

$D_e$  : 수력직경

$f$  : 마찰계수

$h$  : 대류열전달계수, 엔탈피

$k$  : 열전도계수, 난류운동에너지

Nu : Nusselt 수

$p$  : 압력

$q''$  : 열유속

$\dot{Q}$  : 열전달율

$r$  : 반경방향 좌표계

$r^*$  : 반경비,  $r_i/r_o$

Re : Reynolds 수

$t$  : 온도

$u$  : 축방향 속도

$u_i$  : 강관 투입속도

$u_r$  : 속도비,  $u_i/V$

$U$  : 총괄 열전달계수

$V$  : 평균속도

$x$  : 축방향 좌표계

### 그리스 문자

$\alpha$  : 열확산 계수

$\varepsilon$  : 난류 소산율

$\mu$  : 점성계수

$\theta$  : 영향계수 (Influence coefficient)

\* 홍익대학교 대학원

\*\* 홍익대학교 기계공학과

- ⊙ : 무차원 온도
- $\rho$  : 밀도
- $\xi$  : 무차원 축방향 좌표계

**하첨자**

- i : 내관
- ii : 내관 일정 열유속, 외관 단열
- in : 입구
- m : 평균
- o : 외관
- oo : 외관 일정 열유속, 내관 단열
- out : 출구

**1. 서론**

본 연구는 강관(steel tube)냉각설비의 최적설계를 위한 기초연구로, 고온의 강관으로부터 열이 외부 자켓 냉각수로의 전달 과정을 삼중열교환기로 모델링하고자 한다.

본 연구의 결과는 자동차 배관용 금속관 (KS R2028) 중 일중벽(single-wall) 강관<sup>(1)</sup>의 제조공정 중 풀림 시 냉각을 위한 냉각설비의 공정능력 개선방법과, 냉각시에 발생하는 시효현상을 감소시키기 위한 효율적인 냉각제어기법을 제공하므로 설비의 생산성과 강관의 품질을 향상시키는데 중요한 자료를 제공할 수 있다<sup>(2)</sup>. 참고로 강관 제작공정을 Fig. 1에 개략적으로 나타내었고, 연구 대상은 풀림(annealing) 공정 후의 냉각설비로 강관의 가공성에 크게 영향을 미친다.

냉각대 내부에서 일정속도로 투입되는 강관은 분위기가스를 매체로 외부 자켓에 흐르는 냉각수에 열을 전달하면서 냉각이 된다. 이때 금속표면의 산화를 막기 위하여 물 또는 공기를 이용한 직접적인 냉각을 피하여야 한다. 즉, 금속과 냉각

수 사이에 산화를 방지하는 또 다른 열전달 매체인 불활성인 분위기가스를 필요하게 된다.

이러한 강관 냉각설비 시스템은 강관과 가스, 냉각수가 열교환을 하는 Fig. 2와 같은 3유체 삼중 열교환기의 형태를 갖추게 된다. 그러나, 기존의 삼중 열교환기와와의 차이는 관이 냉각대를 통과하므로 열교환기 일부가 움직인다는 점이다.

삼중 열교환기<sup>(3)</sup>는 열적 접촉을 하는 세 가지 유체의 유동을 통해 서로의 열에너지를 교환하는 도구이다. 이와 같은 삼중 열교환기는 저온 냉동 시스템 또는 액화시스템에 널리 응용되는 열교환기 형태이고<sup>(4-6)</sup>, 다단 팽창을 통한 압력비 감소를 요구하는 냉동기의 중간 단에서 이러한 삼중 열교환기의 필요성이 대두된다<sup>(7)</sup>. 현재는 삼중 혹은 다중 열교환기의 형태가 열역학 사이클 해석도 이용되어 지고 있다<sup>(8)</sup>.

본 연구에서는 대류 열전달 만이 일어난다는 가정 아래, 삼중 열교환기에 대한 에너지 보존식을 수치해석하고자 한다. 내관이 움직이는 삼중 열교환기의 정확한 해석을 위해서 내관이 움직이는 경우에 대한 열전달계수가 요구되었다. 그러나, 지금까지의 연구에서 정리된 자료가 없었다<sup>(9-11)</sup>. 따라서, 일정 열유속에 대한 동심원관 내관이 움직이는 경우의 Nu 수를 구하고, 이것을

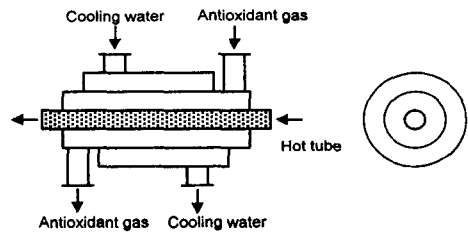


Fig. 2 Schematic diagram of three fluid heat exchanger for the tube cooling process.

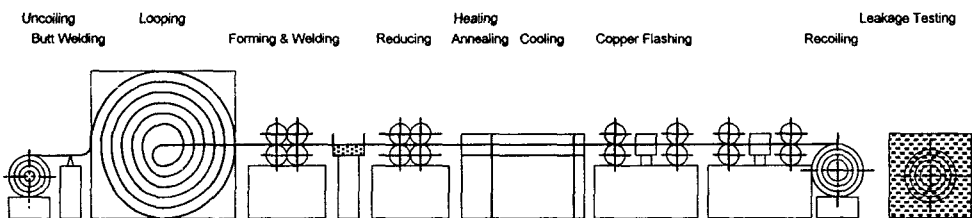


Fig. 1 The Production process of hot steel tubes.

이용하여, 삼중관 열교환기의 대류 열전달계수를 구하였다. 동심원관에서의 열전달계수는 내부 및 외부 열유속비의 함수이므로, 이 열유속비에 대한 가정이 필요하다. 열유속비가 냉각설비 전체 길이 구간에서 평균 열유속으로 일정하다고 가정한 경우와 보다 실제적인 국소 열유속비로부터 계산한 온도분포를 비교하였다.

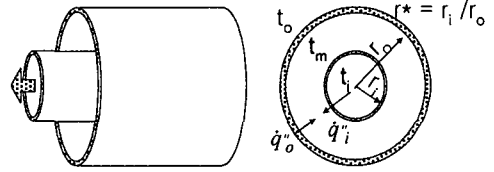


Fig. 3 Flow in a circular-tube annulus.

2. 동심원관에서의 마찰계수와 열전달계수

내관이 움직이는 삼중 열교환기의 열적 해석을 위해서는 Fig. 3와 같은 동심원관의 내관이 움직이는 경우의 열전달계수가 요구된다.

동심원관 내 유체에 대한 속도장 및 온도장이 완전 발달되었다 가정하였고, 층류와 난류에 대하여 각각 해석하였다. 층류에서는 해석해를 구하였으며, 난류의 경우에는 STAR-CD 3.0 프로그램<sup>(12)</sup>을 사용하여 수치적 결과를 얻었다. 동심원관에서 내벽으로부터 일정 열유속으로 열을 받고 있을 때와 외벽으로부터 일정 열유속을 받고 있는 경우로 나누어서 Nu수를 구하였다. 이를 이용하면 내·외벽에서 동시에 열전달을 받을 경우에 대한 Nu수를 중첩의 원리<sup>(10)</sup>로 구할 수 있다.

$$u = V \left[ \frac{2}{M} (1 + u_r D) \left\{ 1 - \left( \frac{r}{r_o} \right)^2 + B \ln \frac{r}{r_o} \right\} + u_r \frac{\ln \frac{r}{r_o}}{\ln r^*} \right] \quad (2)$$

이고, 여기서  $V$ 는 평균속도이고,

$$u_r = u_i / V, \quad r^* = r_i / r_o, \quad B = \frac{r^{*2} - 1}{\ln r^*},$$

$$D = \frac{1}{2 \ln r^*} + \frac{r^{*2}}{1 - r^{*2}}, \quad M = 1 + r^{*2} - B$$

이다. Moody의 마찰인자<sup>(10)</sup>는 다음과 같이 내부 유체와 내관의 속도비와 내관과 외관의 반경비의 함수로 정리된다.

$$f = -\frac{64}{Re} (1 - r^{*2}) \frac{1}{M} (1 + u_r D). \quad (3)$$

2.1 층류

2.1.2 열전달계수

2.1.1 마찰계수

동심원관의 완전 발달 영역에서의 비압축성, 일정물성치 유체의 층류유동에 대한 속도 분포에 대한 지배방정식 및 경계조건은

내·외관으로부터의 열유속이 일정할 경우에 대한 에너지 방정식과 경계조건은

$$\frac{\mu}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{du}{dr} \right) = \frac{dp}{dx} \quad (1)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial t}{\partial r} \right) = \frac{u}{a} \frac{\partial t_m}{\partial x} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} u &= 0 & \text{at} & \quad r = r_o \\ u &= u_i & \text{at} & \quad r = r_i \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{i) } & r = r_i, \quad t = t_i, & \text{ii) } & r = r_i, \quad \frac{dt}{dr} = 0 \\ & r = r_o, \quad \frac{dt}{dr} = 0 & & r = r_o, \quad t = t_o \end{aligned}$$

이다. 이에 대한 해석해는

이다. 속도분포 식(2)를 사용하면 온도분포는: 경계조건 (i)에 대하여는

$$t = \frac{V}{a} \frac{dt_m}{dx} \left\{ \frac{(A - A' B - C)}{4} (r^2 - r_i^2 + r_o^2 \ln \frac{r_i}{r}) - \frac{A}{16r_o^2} (r^4 - r_i^4) + \frac{A' B}{4} r^2 \ln \frac{r}{r_o} - \frac{A' B}{4} r_i^2 \ln \frac{r_i}{r_o} + \frac{C r^2}{4} \ln \frac{r}{r_o} - \frac{C r_i^2}{4} \ln \frac{r_i}{r_o} \right\} + t_i \quad (5)$$

이고, 경계조건 (ii)에 대하여는

$$t = \frac{V}{\alpha} \frac{dt_m}{dx} \left\{ \frac{(A-A'B-C)}{4} (r^2 - r_0^2) - \frac{A}{16r_0^2} (r^4 - r_0^4) + \frac{(A'B+C)}{4} r^2 \ln \frac{r}{r_0} + \frac{r_i^2}{4r_0^2} \ln \frac{r}{r_0} (Ar_i^2 - (2A-A'B-C)r_0^2 - 2(A'B+C)r_0^2 \ln \frac{r_i}{r_0}) \right\} + t_0 \quad (6)$$

가 된다. 여기서

$$A = \frac{2}{M} (1 + u_r D), \quad B = \frac{r^{*2} - 1}{\ln r^*}$$

$$C = \frac{u_r}{\ln r^*}, \quad D = \frac{1}{2 \ln r^*} + \frac{r^{*2}}{1 - r^{*2}}$$

이다. 경계조건 i)은 내관으로부터의 열유속이 일정하고 외관으로부터는 단열이 되어 열유속이 없는 경우이고, ii)는 반대의 경우이다. 경계조건 각각에 대한 Nu 수를 구하면

$$Nu_{ii} = \frac{V}{\alpha} \frac{dt_m}{dx} \frac{(r_0^2 - r_i^2)(r_0 - r_i)}{(t_i - t_m)r_i} \quad (7)$$

$$Nu_{oo} = \frac{V}{\alpha} \frac{dt_m}{dx} \frac{(r_0^2 - r_i^2)(r_0 - r_i)}{(t_o - t_m)r_o} \quad (8)$$

가 되고,  $Nu_{ii}$ 와  $Nu_{oo}$ 는 각각 내관만 열을 받거나 외관만이 열을 받고 다른 쪽 관은 단열된 상태에서의 Nu 수이다. 보다 일반적인 경우, 즉 내부와 외부로부터 열유속이 동시에 존재할 때는, 중첩의 원리를 적용할 수 있다. 임의의 내외부의 열유속 비와 영향계수 ( $\theta_i$ ,  $\theta_o$ )의 함수로서 Nu 수<sup>(10-11)</sup>를 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$Nu_i = \frac{Nu_{ii}}{1 - (\bar{q}_o / \bar{q}_i) \theta_i} \quad (9)$$

$$Nu_o = \frac{Nu_{oo}}{1 - (\bar{q}_i / \bar{q}_o) \theta_o} \quad (10)$$

## 2.2 난류

STAR-CD 3.0 상용 프로그램<sup>(12)</sup>을 이용하여

난류 동심원관 유동에 대한 속도장과 온도장을 구하였다. 이때 사용된 난류모델은 k-ε 모델이었다. 이렇게 얻은 속도 분포와 온도 분포, 압력구배를 이용하여 층류에서 구한 것과 동일한 방법으로 마찰계수와 Nu 수를 계산하였다.

## 3. 삼중 열교환기의 열적 설계

### 3.1 지배방정식

삼중 열교환기의 수학적 해석을 위한 가정은 다음과 같다.

- (1) 축 방향의 열전도 및 복사열전달은 무시한다.
- (2) 열교환기는 주위와 단열되었다.
- (3) 비열은 일정하고, 내부의 발열 및 유체의 상 변화는 없다.
- (4) 열교환기 단면적은 유동방향에 따라 일정하다
- (5) 총괄열전달계수는 동심원관내의 중간 유체에 의하여 지배된다.

삼중열교환기의 미소 검사체적에 대한 무차원 지배방정식은

$$\frac{d\theta_1}{d\xi} = NTU_1 C_{2,1}^* (\theta_2 - \theta_1) \quad (11)$$

$$i_2 \frac{d\theta_2}{d\xi} = -NTU_1 (\theta_2 - \theta_1) - NTU_2 (\theta_2 - \theta_3) \quad (12)$$

$$\frac{d\theta_3}{d\xi} = NTU_2 C_{2,3}^* (\theta_2 - \theta_3) \quad (13)$$

이고, 여기서

$$\theta_j = \frac{T_j - T_{1,in}}{T_{2,in} - T_{1,in}} \quad \text{for } j=1, 2, 3 \text{ and } \xi = \frac{x}{L}$$

$$C_{2,1}^* = \frac{(\dot{m}c_p)_2}{(\dot{m}c_p)_1}; \quad C_{2,3}^* = \frac{(\dot{m}c_p)_2}{(\dot{m}c_p)_3}$$

$$NTU_1 = \frac{(UA)_{1,2}}{(\dot{m}c_p)_2}; \quad NTU_2 = \frac{(UA)_{3,2}}{(\dot{m}c_p)_2}$$

이며,  $i_2$ 의 값은 평행류일 때는 +1, 대항류일 때는 -1이다. 가정 (5)에 따라 총괄열전달 계수  $U_{1,2}$ 와  $U_{3,2}$ 는 유체 2에 의해 지배받을 경우

$$U_{1,2} = \frac{Nu_{oo}}{1 - (\dot{q}_i'' / \dot{q}_o'')\theta_o} \frac{k}{De} \quad (14)$$

$$U_{3,2} = \frac{Nu_{ii}}{1 - (\dot{q}_o'' / \dot{q}_i'')\theta_i} \frac{k}{De} \quad (15)$$

이다. 열유속비  $\dot{q}_o'' / \dot{q}_i''$ 는 임의의 위치에서의 외부 열유속과 내부 열유속의 비로 정의되며 열교환기 전 길이에 대하여 일정하다 가정한 경우와 실제 국소 열유속의 비로부터 계산한 경우를 비교하였다. 그리고, 무차원화 방정식에 대한 경계조건은 Table 1과 같다.

### 3.2 수치해석

식 (11)-(13)을 4차 Runge-Kutta법을 사용하여 적분을 수행하였다. 열교환기 전 길이에 대하여 일정 열유속이라 가정한 경우 중, 평행류에 대하여는 반복법을 적용할 필요가 없다. 그러나 실제로는 유체의 온도에 따라 열유속비가 달라질 수 있으므로, 일반적인 전진법 (marching method)으로는 해결할 수 없어서 반복적인 계산을 통하여 수렴된 열유속비와 온도분포를 구하였다. 또한 대항류의 경우에는 입구온도 뿐만 아니라 출구

Table 1 Dimensionless boundary conditions

j	Parallel-flow		Counter-flow	
	$\xi$	$\theta$	$\xi$	$\theta$
1	0	0	0	0
2	0	1	1	1
3	0	0	0	0

온도가 주어진 경우이므로 shooting 법 및 반복법을 적용하여 계산하였다.

## 4. 결과 및 토의

### 4.1 동심원관에서의 마찰계수 및 Nu 수

Fig. 4는 마찰계수를 반경비와 속도비의 대하여 나타내었다. 유체의 속도와 내관의 속도가 같은 방향이면 예상대로 마찰계수는 작아지며, 그 반대 일 때는 커짐을 확인 할 수 있다. 반경비가 클수록 변화의 폭이 더 넓은데, 이것은 유로의 폭이 좁아지면서, 더 많은 압력손실을 가져오기 때문이다. Fig. 5는 일정한 열유속하에서, 그리고 층류일 때, 내관과 외관에서의 Nu 수를 반경비와, 속도비의 함수로 표현하였다.

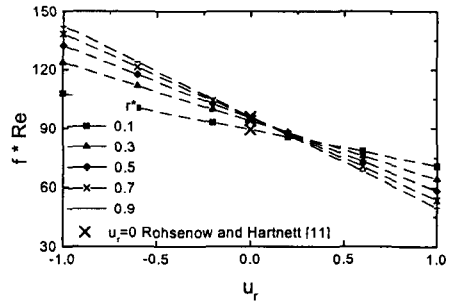


Fig. 4 Friction factors with respect to relative velocities for laminar flow.

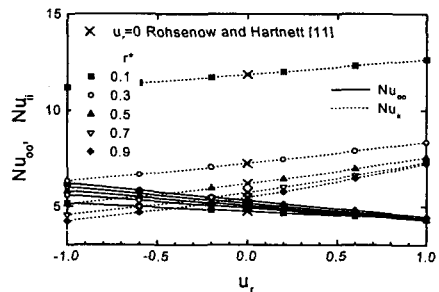


Fig. 5 Nusselt numbers with respect to relative velocities for laminar flow.

유체 및 내관의 속도가 같아질수록,  $Nu_{ii}$ 는 증가하나,  $Nu_{oo}$ 는 감소한다. 이  $Nu$  수는 식(7)과 (8)로부터 열유속이 존재하는 벽면의 온도와 유체의 평균온도와의 차,  $t_{i,o} - t_m$ 에 의하여 지배받기 때문이다. Fig. 6은 내관 대 외관의 반경비,  $r^*$ 가 0.5일 때 온도분포를 보여준다. 경계조건 (i)에 대한 경우에 대하여 관찰하면, 상대속도,  $u_r$ 이 -1일 때 보다 더 클 경우에는 온도차가 감소하게 되므로  $Nu_{ii}$ 는 커지게 된다. 그런데,

$Nu_{oo}$ 는 반대로 감소하나, 반경비와 속도비에 대하여 변화 폭이 상대적으로 작다. 즉, 내관이 움직이더라도 외관의 열전달 성능에는 거의 영향이 없음을 보여준다.

Fig. 7은 식 (14), (15)에서 요구되는 영향계수 ( $\theta$ : Influence coefficient)를 반경비와 속도비에 대하여 나타냈다.  $Nu$  수에서와 비슷한 경향으로 내부관에서의  $\theta_i$ 가 반경비와 속도비에 민감하게 변하고 있으나,  $\theta_o$ 는 반경비에 따라 약간씩 감소하나 속도비와는 거의 무관함을 보인다.

Fig. 8은 난류유동에 대한 마찰계수로서 상대속도에 대한 마찰계수의 변화는 매우 조금씩 감소하고, 반경비가 커질 수록 약간씩 증가함을 보인다.

Figs. 9와 10은  $Re$  수가 10,000일 때의  $Nu$  수 및 영향계수를 보여준다.  $Re$  수는 상대 속도에 민감하지만, 영향계수는 상대적으로 속도비에 덜 민감함을 알 수 있다.

$Re$  수가 50,000일 때의  $Nu$  수와 영향계수를 Figs. 11과 12에 나타내었고,  $Re$  수가 100,000일

경우에는 Figs. 13과 14에 나타내었다.  $Re$  수가 커질수록  $Nu$  수가 증가하였으나 영향계수는 감소함을 보이고 있다.

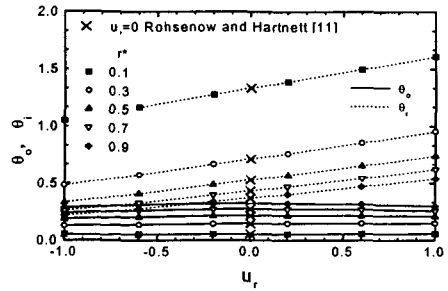


Fig. 7 Influence coefficients with respect to relative velocities for laminar flow.

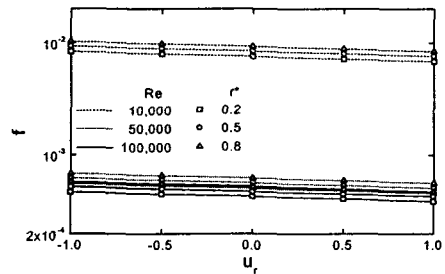


Fig. 8 Friction factors with respect to relative velocity for turbulent flow.

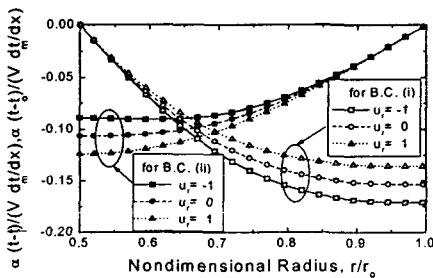


Fig. 6 Temperature profiles for relative velocities and boundary conditions.

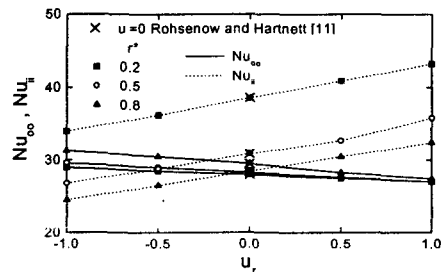


Fig. 9 Nusselt numbers with respect to relative velocities at  $Re=10,000$ .

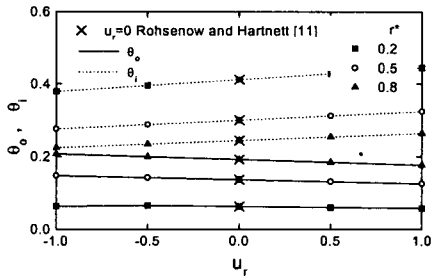


Fig. 10 Influence coefficients with respect to relative velocities at Re=10,000.

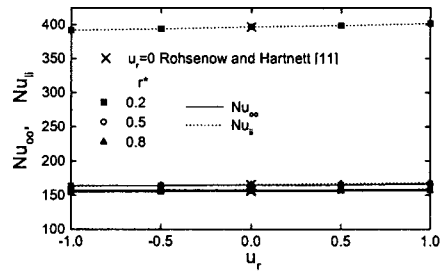


Fig. 13 Nusselt numbers with respect to relative velocity at Re=100,000.

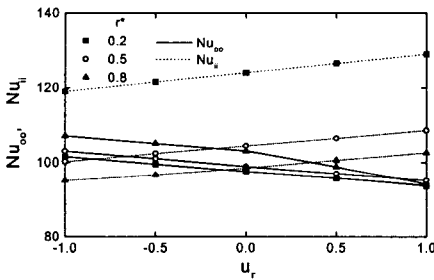


Fig. 11 Nusselt numbers with respect to relative velocities at Re=50,000.

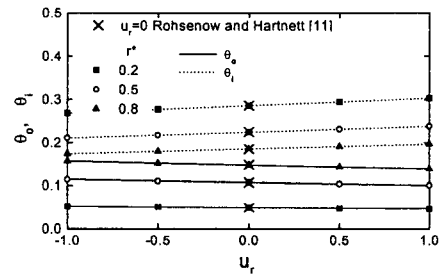


Fig. 14 Influence coefficients with respect to relative velocities at Re=100,000.

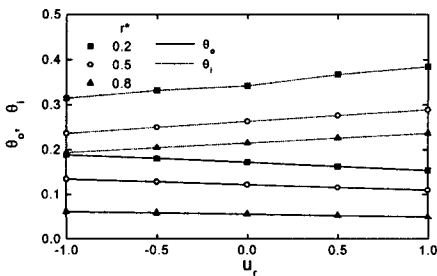


Fig. 12 Influence coefficients with respect to relative velocities at Re=50,000.

참고로 속도비가 0일 경우, 즉, 내관이 고정되어 있을 경우에 대하여 기존의 자료<sup>(11)</sup>와 비교하였는데 아주 잘 일치하고 있음을 확인하였다.

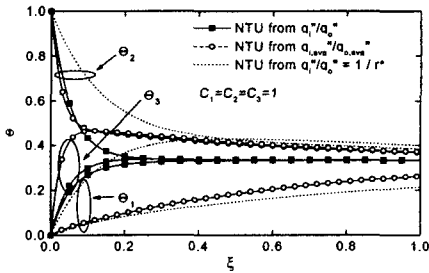
#### 4.2 일정 열유속과 변화하는 열유속의 비교

Fig. 15 (a)는 반경비가  $r^* = 0.4$ 인 평행류 대한 열교환기 내 각각의 유체온도를 나타내고 있다. 식 (14)와 (15)의 벽면 열유속비를 열교환기 전 길에 대하여 일정하다고 가정한 경우와 각 위치에서의 열전달량을 계산하여 국소 열유속 비를 사용한 온도분포를 비교하고 있다. 열교환기 입구에서 많은 열교환이 일어나므로 온도가 크게 달라지고 또한 열전달량이 달라지므로 국소 열유속의 비도 이에 따라 상당히 많이 변화함을 알 수 있다. 여기서 점선은 열유속비를 단순한 기하학적 개념하에  $\dot{q}_i'' / \dot{q}_o'' = 1/r^*$  로 가정한 경우이고, 쇠선은 열교환기 전 길이에 대한 열교환량의 평균값을 사용하여 열유속비를 예측한 경우

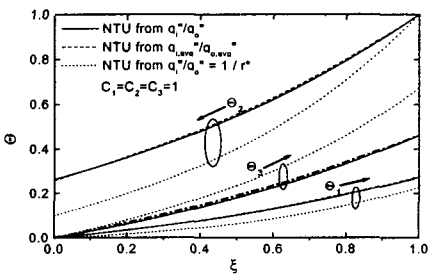
이다. 실선은 각각의 위치에 대한 온도분포를 이용하여 국소 열유속을 계산한 경우이다.

Fig. 15 (b)에서는 유동의 흐름이 대향류인 경우로, 일정 열유속비 중 열교환기 전 길이에 대한 열교환량을 계산한 경우와 국소 열유속비를 사용한 경우는 큰 차이가 없음을 확인할 수 있다. 이는 대향류일 때는 온도 구배가 거의 선형적이어서 열유속의 비가 전체에서와 임의의 위치에서의 값과 차이가 없기 때문이다. 그러나 단순 기하학적으로 가정한 열유속비의 경우에는 상당한 오차를 가질 수 있음을 설명하고 있다.

Fig. 16에서는 Fig. 15에 대한 열유속비를 보인다. Fig. 16(a)에서 국소 열유속비를 사용한 경우 급격히 비율이 증가하는 부분이 있는데, 이는 Fig. 15(a)에서 각 유체의 온도가 거의 같아지는 부분이다.

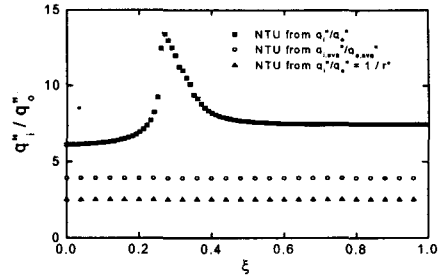


(a) parallel-flow

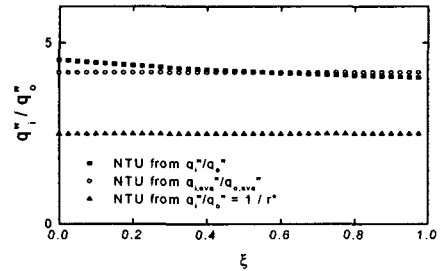


(b) counter-flow

Fig. 15 Temperature distributions based on averaged and local wall heat flux ratios.



(a) parallel-flow



(b) counter-flow

Fig. 16 Heat flux ratio distributions for the heat exchangers of Fig. 15.

### 5. 결론

고온의 강관 냉각설비의 열해석을 위하여 삼중 열교환 형태로 모델링 하였다. 기존의 삼중 열교환기와는 다른 형태로서 내부관이 움직이는 경우이므로, 이에 대한 해석모델을 세워 동심원관에 흐르는 유체의 속도분포 및 온도분포를 계산하였다. 그리고 마찰계수 및 Nusselt 수를 층류 및 난류에 대하여 각각 구하였다.

층류 마찰계수는 속도비 및 반경비에 많은 영향을 받았다. 내관의 투입속도와 동심원관 사이를 흐르는 물질의 유동속도가 같아질수록 마찰계수가 작아졌다. Nu수는 외관으로부터 가열의 경우보다 내관으로부터 가열의 경우가 변화 폭이 컸다.

반경비와 속도비에 따른 Nu 수를 이용하여 삼



중 열교환기에 대한 열해석을 수행하였다. 동심원관에 대한 총괄 열교환계수를 구할 때 열유속의 비가 필요하므로, 이 열유속의 비를 3가지 방법으로 구하였다. 단순히 기하학적인 비로서 가정한 경우, 열교환기 전체에 대한 열교환량을 구하고 이에 따라 평균 열유속의 비를 구한 경우와 각 위치에서의 국소 열유속의 비를 구한 경우이다. 대향류일때는 단순 기하학적 비의 경우만 오차가 심하였으나, 평행류일 경우에는 국소 열유속으로 계산한 경우와 다른 경우와의 차이는 매우 컸다. 이는 동심원관 열교환기 해석시에 단순히 열유속의 비가 일정하다고 가정한다면 많은 오차를 가져올 수 있음을 보인 예이다. 동심원관에서 일정온도 경계조건에 대한 해석은 차후의 연구주제로 남겨두었다.

## 후 기

본 연구는 1997년도 교육부 학술연구 조성비(기계공학: ME97-A-19)에 의하여 연구되었음을 밝히고 자료협조에 도움을 주신 (주)한국번디 생산기술팀에 깊은 감사를 드립니다.

## 참고문헌

1. 자동차 배관용 금속관, 1979, 한국공업규격 KS R 2028.
2. 모연홍, 박승호, 고봉환, 이동하, 김경륜, 1988, 자동차 배관용 일중권 강관의 풀림시 시효감소를 위한 냉각설비에 관한 실험적 연구, 공기조화·냉동공학회 동계학술발표회 논문집, pp. 796-801.
3. Sekulic, D. P. and Shah, R. K., 1995, Thermal design theory of three-fluid heat exchangers, *Advances in Heat Transfer*, Vol. 26, pp. 219-328.
4. Tsuchiya, K., Ohuchi, N., Terashima, A., and Shinkai, K., 1990, Cryogenic system of the superconducting insertion quadruple magnets for tristan main ring, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 35, Part B, pp. 941-948.
5. Asakura, H., Kato, D., Saji, N., and Ohya, H., 1992, 80K centrifugal compressor for helium refrigeration system, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 37, Part B, pp. 787-794.
6. Yanagi, H., Yaguchi, H., Yabana, T., Fujima, K., Ino, N., and Yasuda, A., 1992, The planning of a low temperature purifier for super-GM helium refrigeration plant, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 37, Part A, pp. 739-746.
7. Brindza, P., Chronis, W., Rode, C., Kelley, J.P., and Shea, M., 1988, Cebaf's cryogenic system, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 33, pp. 623-630.
8. Yamamoto, J., Mito, T., Motojima, O., Asami, T., Ebisu, H., and Otani, T., Feasibility study of cooling system of new superconduction large helical fusion reactor, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 35, Part B, pp. 967-974.
9. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, McGraw Hill.
10. Kays, W. M. and Crawford, M. E., 1993, *Convective Heat and Mass Transfer*, McGraw Hill.
11. Rohsenow, W. M. and Hartnett, J. P., 1973, *Handbook of Heat Transfer*, McGraw Hill.
12. Star-CD version 3.0 Manual, 1996, Computational Dynamics Limited.