

〈論 文〉

## 나선형비틀림관과 내부핀부착관에서의 관내 응축 열전달 및 압력강하 특성

이상천\* · 신현승\*\*

(1993년 7월 30일 접수)

### Characteristics of In-Tube Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in a Spirally-Twisted Tube and an Internally-Finned Tube

Sang Chun Lee and Hyon Sung Shin

**Key Words :** Condensation(응축), Augmentation(촉진), Spirally-Twisted Tube(나선형비틀림관)  
Internally-Finned Tube(내부핀부착관), Heat Transfer Coefficient(열전달계수)  
Pressure Drop(압력강하)

#### Abstract

An experiment was carried out to evaluate the heat transfer and pressure drop performances of the smooth tube and two augmented tubes using R-113 under horizontal condensation condition. The augmented tubes are a spirally-twisted tube and an internally-finned tube. The test tube is 13.88 mm in diameter and 3.2 m long. Five different inlet pressure of 0.13, 0.16, 0.18, 0.21 and 0.23 MPa were employed and the mass flux was varied from 80 to 265 kg/m<sup>2</sup>s. The results showed that the overall heat transfer coefficient for the spirally-twisted tube and internally-finned tube were enhanced by 30~85% and 130~180%, respectively, over that for the smooth tube. The increase in total pressure drop for the spirally-twisted tube and internally-finned tube were reached up to 250~350% and 1100~1600%, respectively, over that for the smooth tube. Correlations were proposed for predicting the condensation heat transfer coefficient for the smooth tube and two augmented tubes.

#### 기 호 설 명

$C$  : 무차원상수

$c_p$  : 정압비열

$D$  : 관직경

$EF$  : 촉진계수(enhancement factor)

$G$  : 질량유속

$\bar{h}$  : 평균 열전달계수

$k_w$  : 관의 열전도계수

$L$  : 시험부 길이

$m$  : 질량유량

$Nu$  : Nusselt수

$Pr$  : Prandtl수

$PDR$  : 압력강하비 (pressure drop ratio)

$Re$  : Reynolds수

$T$  : 온도

$\chi$  : 건도 (quality)

$\rho$  : 밀도

$\mu$  : 점성계수

$\Delta P$  : 압력강하

\*정회원, 영남대학교 기계공학과

\*\*정회원, 영남대학교 기계공학과 대학원

하첨자

- au : 열전달 촉진관
- c : 냉각수
- ci : 냉각수, 입구지점
- co : 냉각수, 출구지점
- e : 등가(equivalent)
- i : 관의 내면
- L : 액체상태
- o : 관의 외면
- s : 포화상태
- sm : 평활관
- V : 기체상태
- w : 관벽

1. 서 론

관내 응축유동에서 열전달 능력을 향상시키기 위하여 열전달 촉진관에 관한 연구가 많이 진행되어 왔다. 현재까지 개발된 관내 응축 열전달을 촉진시키는 방안으로는 관내면을 가공하는 방법과 관내에 열전달 촉진체를 삽입하는 방법을 들 수 있다.<sup>(1)</sup> Cox 등<sup>(2)</sup>은 관내면에 홈집(groove)를 내어 브라인(brine)의 응축 열전달실험을 수행하여, 이러한 관에서 평균 열전달계수가 평활관에 비하여 최고 10% 정도 증가한 사실을 보고하였다. Reisbig<sup>(3)</sup> 그리고 Vrible 등<sup>(4)</sup>은 관내부에 축방향으로 여러 종류의 핀을 부착하여 R-12의 응축 열전달에 대한 실험을 수행하였다. 이들은 이러한 핀을 사용할 경우 열전달계수가 각각 40%, 300% 증가함을 제시하였다. Royal<sup>(5)</sup> 그리고 Azer-Said<sup>(6)</sup>는 비틀린테이프(twisted tape)를 관내에 삽입하여 수증기와 R-113에 관한 응축 열전달실험을 수행한 결과, 열전달계수가 평활관에 비하여 약 30% 정도 증가한 사실을 발표하였다. 또, Schlager 등<sup>(7)</sup>은 마이크로핀(microfin)이 부착된 관에서 R-22에 미량의 300 SUS 오일이 함유된 응축 열전달실험을 통하여, 이러한 관에서의 열전달계수가 평활관에 비하여 약 150% 정도 증가함을 보고한 바 있다. 최근에는 나선형비틀관(spirally-twisted tube)을 이용한 방법과 내부핀부착관(internally-finned tube)을 이용한 열전달 촉진법이 관심을 끌고 있다. 현재 나선형비틀관은 보일러의 복수기(condenser) 등의 열교환 장치에서, 내부핀 부착관은 냉각기(water chiller)와

증발현상을 수반하는 열교환기의 열전달 촉진용으로 많이 쓰이고 있으나 이에 대한 기초 실험자료는 거의 없는 실정이다. 이에 따라 본 연구에서는 나선형비틀관과 내부핀부착관에서 R-113의 응축유동시 열전달계수 및 압력강하 특성실험을 통하여 이들 열전달 촉진관에서의 열, 유체역학적 특성을 규명하고 열전달 성능을 평가하였다. 또한 이 실험결과를 응축 열전달계수에 관한 타 실험식과의 비교, 고찰 후 고밀도 응축기의 기초 설계자료를 제공하기 위한 실험식을 개발하였다.

2. 실험

2.1 실험장치

관내 응축유동시·열전달계수 및 압력강하현상을 실험적으로 규명하기 위하여 Fig. 1과 같이 실험장치를 구성하였다. 실험장치는 증기발생기, 과열기, 시험부, 관측창, 기액분리기, 과응축기, 유량측정부, 수액기, 순환펌프 등으로 구성되어 있다. 작동유체는 대기압하에서 47.5°C에서 증발하는 R-113이다. 시험부는 동심 2중관 열교환장치로서 관내부로는 작동유체가 응축되어 흐르며, 관외부인 환상

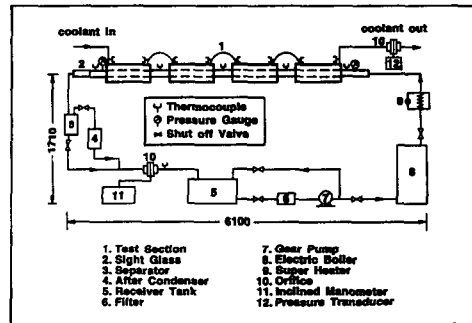


Fig. 1 Schematic diagram of the R-113 flow circuit

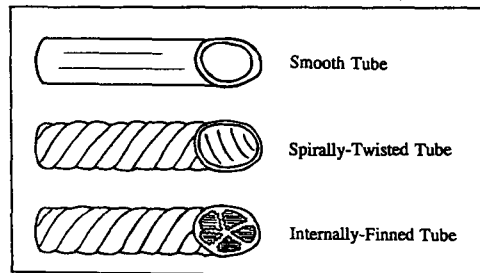


Fig. 2 Shape of heat transfer augmented tubes

Table 1 Geometry of test tubes

(unit : mm)

Spec. \ Type	Smooth	Spirally-twisted	Internally-finned
Material	Cu	Cu	Cu(tube), Al(fin)
Outside dia.	15.88	15.88	15.88
Inside dia.	13.88	13.88	13.88
Mean dia.	13.88	13.45	11.92
Wall thickness	1.0	1.0	1.0
Fin height	-	0.5	0.6
Fin thickness	-	0.8	0.9
Number of fins	-	3	5
Lead angle(°)	-	69	69

공간으로는 냉각수가 대향류로 흐른다. 이들의 내부관은 외경 15.88 mm, 두께 1.0 mm인 동관을 사용하였고, 외부관은 내경이 31 mm인 PVC관이다. 시험부는 4개의 세부구간(subsection)으로 구성되어 있고 각 길이는 0.7 m이며 전체길이는 3.2 m이다.

열전달 촉진관으로 나선형비틀림관 및 내부핀부착관을 사용하였으며 이들에 대한 형상과 자세한 사양이 Fig. 2와 Table 1에 나타나 있다. 작동 유체의 유량은 수액기 입구부분에 설치된 내경 13.88 mm, 목직경비 0.5인 오리피스(orifice)와 경사 마노미터에 의해 측정되었다. 작동유체 유량측정의 불확실성(uncertainty)은  $\pm 1.5\%$ 이다. 냉각수의

유량은 시험부 출구에 설치된 오리피스와 압력변환기(KYOWA, PD-1KA)로 측정하였으며 냉각수 유량측정의 불확실성은  $\pm 0.5\%$ 이다. 작동유체와 냉각수 그리고 관벽면의 온도변화는 T형(copper-constantan) 열전대로 측정하였으며 이들의 불확실성은  $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 이다. 시험부내의 압력강하는 각 세부구간사이에 설치된 직경 0.8 mm의 압력공(pressure tap)과 압력변환기(KYOWA, PD-0.1KA)를 이용하였다. 압력측정의 불확실성은  $\pm 0.3\%$ 이다. 각 지점에서의 압력강하, 온도 및 유량 등은  $\pm 1$ 비트당 0.015% 이하의 오차범위를 가지고 있는 A/D변환기를 통하여 개인용 컴퓨터에서 측정되며 측정시간은 평균 20초로 하였다.

Table 2 Summary of experimental conditions

Parameter	Smooth	Spirally-twisted	Internally-finned
Pressure(MPa)	0.13,	0.16,	0.18, 0.21, 0.23
Mass flux(kg/m <sup>2</sup> s)	71.9~256.3	82.4~263.4	61.8~237.4
Inlet superheat(°C)	4.6~8.8	6.6~11.6	8.1~11.4
Outlet subcooling(°C)	10.3~15.3	5.3~12.6	5.7~9.8
Pr <sub>L</sub>	6.23~6.96	6.18~6.96	6.27~7.20
Pr <sub>V</sub>	0.83~0.93	0.83~0.92	0.83~0.92
Re <sub>e</sub> ( $\times 10^{-3}$ )	2.0~75.0	4.0~77.9	3.4~67.9
Nu	42~512	150~1013	261~1382
Uncertainty in Re <sub>e</sub> (%)	2.3~17.1	2.3~14.0	2.5~27.7
Uncertainty in Nu(%)	3.7~12.8	2.1~15.3	3.7~33.2

## 2.2 실험방법

응축관내 열전달 실험은 먼저 평활관에 대한 실험을 수행하여 열전달 촉진관의 성능평가를 위한 비교자료로 삼았으며, 시험부를 나선형비틀관 그리고 내부핀부착관으로 교체하여 평활관에서의 실험 조건과 동일한 상태에서 실험을 수행하였다. 즉 시험부 입구압력을 0.13, 0.16, 0.18, 0.21, 0.23 MPa의 다섯 구간으로 나누어, 각 입구압력 조건 하에서 작동유체의 질량유속을 62~265 kg/m<sup>2</sup>s의 범위내에서 변화시키면서 열전달계수 및 압력강하에 대한 실험을 하였다. 작동유체는 시험부 입구에서 5~12°C 정도 과열된 증기상태로 유입되고 시험부를 통과한 후, 시험부 출구에서는 5~15°C 정도 과냉된 액체상태가 되도록 하였다. 이때 작동유체와 냉각수의 열교환량으로 계산되는 열평형오차(heat balance error) 범위가 ±7% 이내가 되도록 하였다. 시험부내의 압력과 유량이 정상상태가 된 후 작동유체의 압력, 유량, 포화온도, 관벽의 온도 그리고 냉각수 유량과 입, 출구의 온도 등을 측정하였다. 각 열전달관에서의 실험조건 및 불확실성이 Table 2에 나타나 있다.

## 3. 실험결과

수평관내 응축 열전달의 특성을 규명하고 열전달 촉진관의 성능평가를 위하여 평활관, 나선형비틀관 그리고 내부핀부착관에 대하여 응축 열전달계수 및 압력강하 측정실험을 수행하였다. 응축 열전달계수는 벽면의 전도저항을 고려하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\bar{h} = \left[ \frac{\pi D_i \Delta L (T_s - T_w)}{m_c c_{pc} (T_{co} - T_{ci})} - \frac{D_i}{2k_w} \ln \left( \frac{D_o}{D_i} \right) \right]^{-1} \quad (1)$$

### 3.1 응축 열전달의 특성

각 열전달관에서 질량유속 변화에 따른 각 세부구간에서의 열전달계수의 변화가 입구압력이 0.13 MPa인 경우에 대해서 Fig. 3에 나타나 있으며 다른 입구압력 조건에서의 열전달계수의 변화경향도 이와 유사하다.<sup>(8)</sup> 이 그림에서 알 수 있듯이 열전달계수는 세부구간 1,2에서는 작동유체의 유량이 증가함에 따라 함께 증가하였으며 세부구간 3,4에서는 거의 일정하게 나타났다. 이것은 오리피스를 응축유동 중에 설치하여 오리피스에서의 차압교란치의 통계적 해석을 통한 유동양식의 판별결과,<sup>(9)</sup>

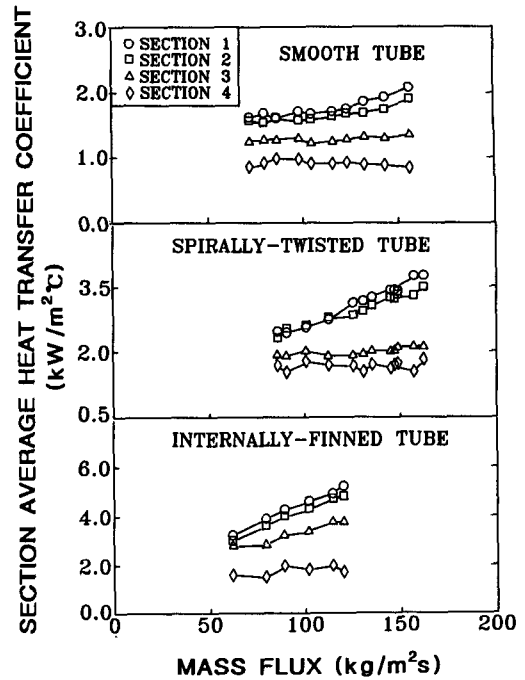


Fig. 3 Section average heat transfer coefficient versus mass flux for test tubes ( $P_{in}=0.13$  MPa)

입구영역인 세부구간 1에서는 환상유동이 존재하고 세부구간 2에서는 환상-파상유동양식이 존재하므로 액막을 통한 열저항이 작았기 때문이다. 반면에 세부구간 3,4에서는 응축이 상당히 진행되어 파상, 슬러그, 플러그 등의 유동양식을 가지므로 응축액의 증가로 인한 대류 열저항이 증가하였기 때문인 것으로 판단된다. Fig. 4는 다양한 입구압력 조건 하에서 각 열전달관에서의 전체평균 열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 여기에서 전체평균 열전달계수(overall heat transfer coefficient)는 시험부 전체 길이에 대한 평균 열전달계수를 의미한다. 이 그림에서 알 수 있는 것은 다양한 입구압력에 따른 전체평균 열전달계수는 질량유속의 증가에 따라 함께 증가하였으며, 동일한 유량조건일 경우, 입구압력이 낮을수록 열전달계수는 높게 나타났다. 평활관에서 입구압력이 0.13 MPa인 경우의 전체 평균 열전달계수는 입구압력이 0.23 MPa인 경우에 비해, 증기의 밀도 감소에 따른 응축유체의 속도증가로 인하여 약 18% 정도 높게 나타났다. 나선형비틀관에서 전체평균 열전달계수의 변화 경향은 평활관과 평성적으로 유사하게 나타났으며 대체로 입구압력이 낮을수록 더 높은 값으로 나타났다. 질량유

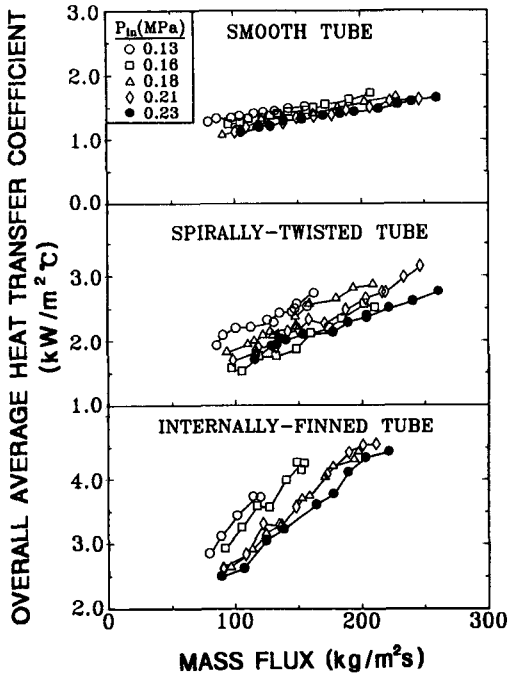


Fig. 4 Overall average heat transfer coefficient versus mass flux for test tubes.

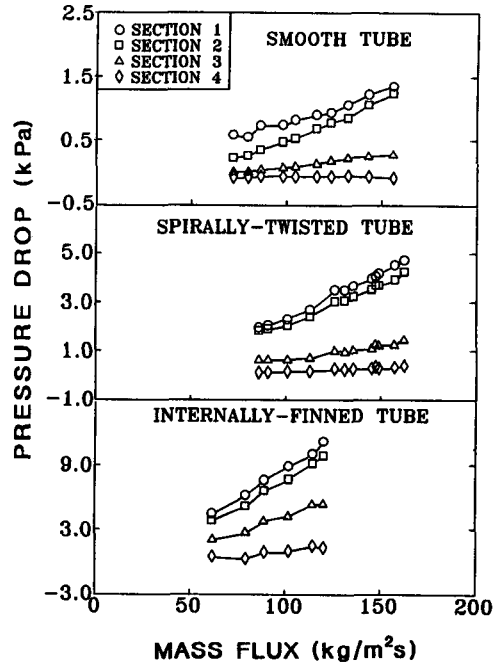


Fig. 5 Section average pressure drop versus mass flux for test tubes ( $P_{in}=0.13$  MPa)

속의 증가에 따라 전체평균 열전달계수는 평활관보다 30~85% 정도 더 높게 나타났다. 내부핀부착관에서의 전체평균 열전달계수의 변화는 앞서 언급한 평활관과 정성적으로 유사하게 나타났다. 시험부 입구압력이 0.13 MPa인 경우의 열전달계수는 입구압력이 0.23 MPa인 경우에 비해 약 30% 정도 더 높게 나타났다. 또한 질량유속 증가에 따른 전체평균 열전달계수는 평활관에 비하여 약 130~180% 정도 증가함을 알 수 있다.

### 3.2 압력강하의 특성

각 열전달관에서, 세부구간에서의 압력강하는 Fig. 5에 나타나 있듯이 입구영역인 세부구간 1에서 증기의 빠른 속도로 인하여 가장 높은 값의 압력강하를 보였으며 응축이 진행됨에 따라 각 세부구간에서의 압력강하는 점차 감소하였다. Fig. 6은 각 열전달관에서, 다양한 입구압력 조건에 따른 시험부 전체에서의 압력강하의 변화를 나타낸 것이다. 이 그림에서, 동일한 유량조건인 경우 시험부의 입구압력이 높을수록 시험부 전체 압력강하는 더 작은 것으로 나타났다. 이것은 시험부 입구압력이 낮을수록 전체평균 열전달계수가 높게 나타남

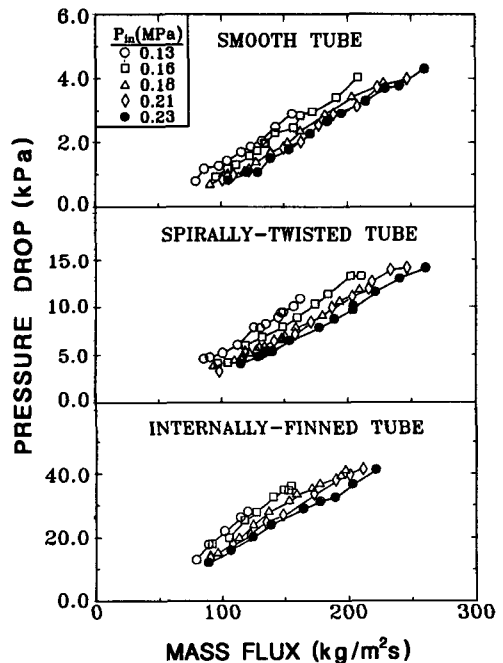


Fig. 6 Total pressure drop versus mass flux for test tubes

사실과 같은 이유로 설명될 수 있다. 평활관에서 입구압력이 0.23 MPa인 경우의 압력강하는 입구압력이 0.13 MPa인 경우에 비해 약 35~55% 감소되었다. 나선형비틀림관에서의 각 입구압력에 따른 시험부에서의 압력강하의 변화 경향은 평활관과 정성적으로 유사하며 입구압력이 0.23 MPa인 경우의 압력강하는 입구압력이 0.13 MPa인 경우에 비해 약 40% 감소하는 것으로 나타났다. 그리고 나선형비틀림관에서의 압력강하는 평활관에 비해 250%~350% 정도 증가하는 것으로 나타났다. 내부핀부착관에서의 압력강하는 입구압력이 0.23 MPa인 경우, 입구압력이 0.13 MPa인 경우에 비해 약 30% 더 작게 나타났으며, 평활관보다 질량유속의 변화에 따라 1100~1600% 정도 증가하였다.

#### 4. 고 찰

##### 4.1 열전달 촉진관의 성능 평가

열전달 촉진관에 대한 열전달계수와 압력강하의 변화를 평활관의 그것과 비교, 분석하였다. 앞서 언급한 대로 작동조건이 동일한 경우 열전달 촉진관에서의 전체평균 열전달계수는 평활관보다 훨씬 높으며 나선형비틀림관의 경우는 30~85%, 내부핀부착관에서는 130~180% 정도 증가하였다. 이것은 나선형비틀림관의 경우, 시험관의 내면에 3개의 낮은 핀이 나선형으로 돌출되어 있기 때문에 유동의 난류강도가 증가되어 대류 열저항이 감소하였기 때문이다. 그리고 내부핀부착관은 나선형비틀림관내에 축방향으로 별모양의 핀이 삽입되어 있으므로, 나선형비틀림관에서의 열전달 촉진효과와 더불어 축방향

으로 흡이 파여 있는 핀에 의해 응축된 작동유체가 쉽게 배출될 수 있기 때문에 열전달계수가 높게 나타난 것이다. 열전달 촉진관에서의 열전달 성능은 평활관을 기준으로 한 열전달 촉진계수(enhancement factor, EF)로 나타내어 비교할 수 있다.<sup>(10)</sup> 열전달 촉진계수는 다음과 같이 정의된다.

$$EF = \frac{h_{au}}{h_{sm}} \quad (2)$$

Fig. 7은 평활관을 기준으로 한 나선형비틀림관과 내부핀부착관에 대한 열전달 촉진계수를 질량유속의 함수로써 나타내고 있다. 이 그림에서 알 수 있듯이 내부핀부착관의 열전달 능력은 나선형비틀림관보다 약 60% 더 우수한 것으로 나타났다. 한편, 열전달 촉진관에서의 전체 압력강하치는 평활관에 비해 크게 증가하며 나선형비틀림관의 경우는 250~350% 정도, 내부핀부착관에서는 1100~1600% 정도 증가하였다. 일반적으로 운동량 전달과 열전달의 상사성에 의하여 열전달 촉진관에서의 열전달계수의 증가는 유동의 압력강하의 증가를 수반하게 된다. 이것은 열전달 촉진관에 부착되거나 삽입된 전열 촉진매체로 인하여 유동의 마찰저항이 증가하여 유동의 압력손실이 증가하기 때문이다. 열전달 촉진관에서 시험부 전체를 통한 압력강하비(pressure drop ratio, PDR)를 평활관을 기준으로 나타낼 수 있다. 압력강하비는 다음과 같이 정의된다.

$$PDR = \frac{\Delta P_{au}}{\Delta P_{sm}} \quad (3)$$

Fig. 8은 나선형비틀림관과 내부핀부착관에서 압력강하비의 변화를 나타내고 있다. 이 그림에서 내부

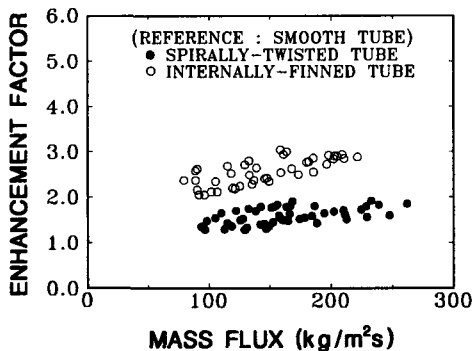


Fig. 7 Comparison of overall average heat transfer enhancement factors for the spirally-twisted tube and internally-finned tube

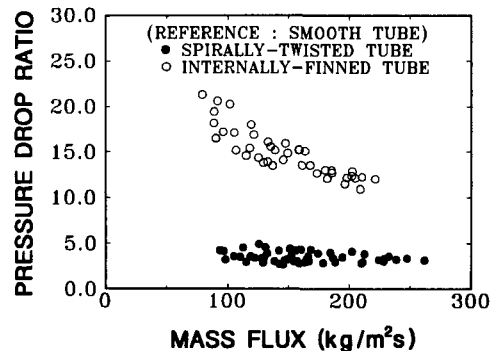


Fig. 8 Comparison of total pressure drop ratio for the spirally-twisted tube and internally-finned tube

핀부착관에서의 압력강하는 나선형비틀관보다 320% 정도 더 증가함을 알 수 있다.

4.2 응축 열전달계수에 관한 타실험식과의 비교  
 관내 응축현상을 동반하는 2상 유동에서 열전달 계수를 예측하기 위한 설계상관식(design correlation)이 많이 개발되어 왔다.<sup>(5)</sup> 이들은 주로 평활관을 대상으로 하였으며 작동유체로는 수증기, 프로판(propane), 아세톤(aceton), 메타놀(methanoi), 그리고 여러 종류의 프레온계 냉매 등을 사용하였다. 그러나 이들의 상관식은 작동매질, 관직경, 관길이 등의 다양한 작동조건 및 기하학적 조건에 대한 검증이 거치지 않았기 때문에 일반적인 상관식으로 간주하기에 미흡하다. 본 연구에서는 현재까지 발표된 상관식 가운데 Boyko-Kruzhilin<sup>(11)</sup> 및 Cavallini-Zecchin<sup>(12)</sup>의 상관식을 본 실험의 결과와 비교, 고찰하였다.

Boyko-Kruzhilin은 증기의 응축유동시 환상유동에 대하여 평균 Nusselt수에 관한 상관식을 다음과 같이 제안하였다.

$$Nu = 0.024 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.43} \left[ \frac{(\rho/\rho_m)^{0.5}_{in} + (\rho/\rho_m)^{0.5}_{out}}{2} \right] \quad (4)$$

여기서,  $\rho/\rho_m$ 은 다음과 같다.

$$\rho/\rho_m = 1 + \chi \left[ \frac{\rho_L}{\rho_v} - 1 \right] \quad (5)$$

Fig. 9는 식(4)와 평활관에 대한 본 실험결과를 비교한 그림이다. 액체 Reynolds수가 250~10,000 사이의 값인 경우, 예측치는 직선으로 나타났으나 실험치는 그보다 다소 높은 영역에 분포되어 있다.

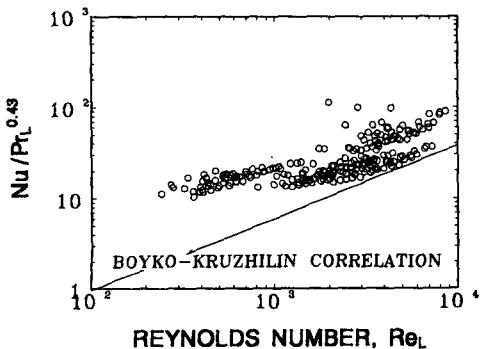


Fig. 9 Comparison of experimental data with the Boyko & Kruzhilin correlation

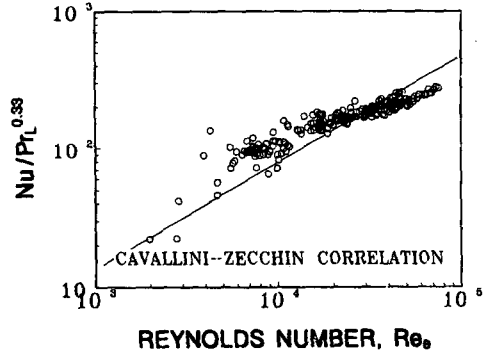


Fig. 10 Comparison of experimental data with the Cavallini & Zecchin correlation

이것은 식(4)의 작동매질인 수증기와 본 실험에서 사용한 R-113의 포화온도를 기준으로 한 기상과 액상의 밀도비가 크게 다르기 때문인 것으로 생각된다. 이러한 경향은 Azer-Said<sup>(6)</sup>의 R-113 응축유동 실험 결과를 식(4)와 비교한 것에서도 이와 유사하게 나타남을 알 수 있다. 따라서 환상유동에 대한 Boyko-Kruzhilin의 상관식을 응축기 설계자료로 일반적으로 사용하기에는 미흡한 것으로 판단된다.

Cavallini-Zecchin은 평활관내 R-11, R-21, R-114의 응축유동시 평균 Nusselt수를 다음과 같이 제안하였다.

$$Nu = 0.05 Re_e^{0.8} Pr_L^{0.33} \quad (6)$$

여기서,  $Re_e$  다음과 같이 정의된다.

$$Re_e = Re_v \left[ \frac{\mu_v}{\mu_L} \right] \left[ \frac{\rho_v}{\rho_L} \right]^{-0.5} + Re_L \quad (7)$$

$$Re_v = \frac{G \chi D_i}{\mu_v} \quad (8)$$

$$Re_L = \frac{G(1-\chi)D_i}{\mu_L} \quad (9)$$

Fig. 10은 평활관에서 식(6)과 본 실험의 결과를 비교한 것으로, 기울기는 다소 차이가 있지만 정성적인 경향은 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

### 4.3 응축 열전달계수에 관한 실험식의 개발

응축기의 기초 설계자료를 제공하기 위하여 무차원 열전달계수에 관한 실험식의 개발은 유용하다. 앞서 언급한 대로 본 실험자료와 Cavallini-Zecchin의 상관식이 정성적으로 잘 일치하였으므로 이들의 무차원변수를 이용하여 다음과 같은 실험식을

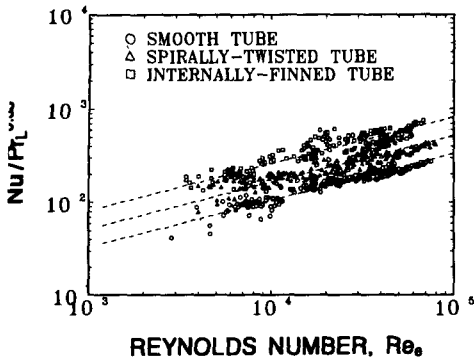


Fig. 11 Comparison of experimental data with the present correlations

개발하였다. 이 실험식에서 Prandtl수의 지수는 Reynolds-Colburn의 상사성에 따라 0.33으로 정하였다.<sup>(13)</sup> 그리고 Reynolds수의 지수는 최소자승법에 의하여 0.5로 고정하여 상수  $C$ 를 결정하였다.

$$Nu = CRe_s^{0.5} Pr_L^{0.33} \quad (10)$$

여기서,  $C$ 는 무차원상수로써

$$\text{평활관} : C = 1.0548 \quad (11)$$

$$\text{나선형비틀림관} : C = 1.6462 \quad (12)$$

$$\text{내부핀부착관} : C = 2.5933 \quad (13)$$

이다. Fig. 11은 본 연구에서 구한 새로운 변수를 이용하여 등가 Reynolds수의 변화에 따른 평활관, 나선형비틀림관 그리고 내부핀부착관에서 평균 Nusselt수의 변화를 도시한 것이다. Reynolds수가 증가함에 따라 각 열전달관에서의 평균 Nusselt수는 선형적으로 증가하였다. 나선형비틀림관 및 내부핀부착관에서의 Nusselt수의 증가율은 평활관에서의 그것보다 각각 60%, 150% 정도 증가하는 것을 알 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 R-113의 응축유동시 열전달촉진관에 대한 열전달계수 및 압력강하 특성실험을 하여 다음의 결론을 얻었다.

평활관 및 열전달 촉진관에서의 열전달 특성은 정성적으로 서로 유사한 경향을 보였다. 즉, 응축유동에서의 열전달계수 및 압력강하는 시험부의 입구압력이 낮을수록, 또한 각 세부구간 중 입구영역에서 가장 크게 나타났다. 열전달 촉진관에서의 전

체평균 열전달계수는 평활관에 비해 크게 증가하였으며 나선형비틀림관에서는 30~85%, 내부핀부착관에서는 130~180% 정도 증가하였다. 한편, 열전달 촉진관에서 시험부전체에서의 압력강하는 평활관에 비해 나선형비틀림관에서는 250~350%, 내부핀부착관의 경우는 1100~1600% 정도 증가하였다. 또한 Cavallini-Zecchin의 무차원변수를 이용하여 평활관 및 열전달 촉진관에서 응축 열전달계수를 평가할 수 있는 상관식을 개발하였다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단(KOSEF)의 1989년도 목적기초 연구비에 의해 수행된 연구결과의 일부로써 관계자 여러분께 감사의 뜻을 포함합니다. 또 본 연구의 수행에 도움을 준 첨단유체공학연구센터(AFERC)의 관계자들에게도 감사의 말씀을 드립니다.

## 참고문헌

- (1) Bergles, A. E., 1976, "Augmentation of Two-Phase Heat Transfer," ASHRAE Trans., Vol. 82, Part I, pp. 881~890.
- (2) Cox, R. B., Matta, G. A., Pascale, A. S. and Stromberg, K. G., 1970, "Second Report on Horizontal-Tubes Multiple-Effect Process Pilot Plant Tests and Design," Research and Development Report No. 592, U. S. Department of the Interior.
- (3) Reisbig, R. L., 1974, "Condensing Heat Transfer Augmentation inside Splined Tubes," Paper 74-HT-7, AIAA/ASME Thermophysics and Heat Transfer Conf., Boston.
- (4) Vrable, D. L., Yang, W. J. and Clark, J. A., 1974, "Condensation of Refrigerant-12 inside Horizontal Tubes with Internal Axial Fins," Proc. Fifth Int. Heat Transfer Conf., Tokyo, Vol. 3, pp. 250~254.
- (5) Royal, J. H., 1975, "Augmentation of Horizontal In-Tube Condensation of Steam," Ph. D. dissertation, Iowa State University, Ames.
- (6) Azer, N. Z. and Said, S. A., 1983, "Augmentation of Condensation Heat Transfer of R-113 by



- Internally-Finned Tubes and Twisted-Taped Inserts," Proc. Seventh Int. Heat Transfer Conf., Munich, Vol. 5, pp. 33~38.
- (7) Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1989, "A Comparison of 150 and 300 SUS Oil Effects on Refrigerant Evaporation and Condensation in a Smooth Tube and a Micro-Fin Tube," ASHRAE Trans., Vol. 95, Part I, pp. 387~397.
- (8) 이상천, 1992, "고밀도 열교환기의 성능향상을 위한 기초연구," 한국과학재단 연구보고서, KOS-EF 89-0204-05.
- (9) 이상천, 한용운, 신현승, 이형돈, 1993, "수평 응축관내 2상 유동양식의 판별에 관한 연구," 공기조화·냉동공학회 논문집, 제5권, 제1호, pp. 65~72.
- (10) Reid, R. S., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1991, "A Comparison of Augmentation Techniques During In-Tube Evaporation of R-113," J. Heat Transfer, Vol. 113, pp. 451~458.
- (11) Boyko, L. D. and Kruzhilin, G. N., 1967, "Heat Transfer and Hydraulic Resistance During Condensation of Steam in a Horizontal Tube and in a Bundle of Tubes," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 10, pp. 361~373.
- (12) Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, "A Dimensionless Correlation for the Heat Transfer in Forced Convection Condensation," Proc. Fifth Int. Heat Transfer Conf., Tokyo, Vol. 3, pp. 309~313.
- (13) Ozisik, M. N., 1985, "Heat Transfer," McGraw-Hill, New York, p. 329.