

## HCFC - 123의 수평 평활관내 응축 전열 특성에 관한 연구

권옥배\* · 오후규\*\* · 오종택\*\*\* · 김성규\*\*\*\*

### Condensation Heat Transfer Characteristics of HCFC - 123 inside Horizontal Smooth Tube

O. B. Kwon · H. K. Oh · J. T. Oh · S. G. Kim

**Key words :** HCFC(HydroChloroFluoroCarbon), CFC(ChloroFluoroCarbon), ODP(Ozone Depletion Potential : 오존파괴지수), Condensation Heat Transfer(응축 열전달), Refrigerant mass Velocity(냉매 질량 속도)

### Abstract

Experimental data on the heat transfer characteristics of HCFC-123 and CFC - 11 during condensation in horizontal smooth tube are presented.

The experimental apparatus consisted of a closed working fluid loop, coolant loop, and measuring system. The major components of the working fluid loop made of a refrigerant pump, boiler, superheater, refrigerant flow meter, receiver and test section. The tube-in-tube type test section was made of smooth tube which were constructed from 9.52 mm outer diameter of smooth copper tube with 50 mm outside diameter of PVC tube duct. The ranges of parameter, such as refrigerant mass velocity, coolant flow rate, and quality were 90~325 kg/(m<sup>2</sup> · s), 60~360 kg/h, and 5~95 % respectively. Data were obtained under steady state condition for annular flow.

As a result of these, the condensation heat transfer coefficients for HCFC-123 were slightly lower than those of CFC - 11 from 8 % to 15 % inside horizontal smooth tube. Furthermore, a new generalized correlation for the heat transfer coefficients of HCFC - 123 and CFC - 11 during condensation inside horizontal smooth tube is proposed.

\* 정회원, 부산수산대학교 대학원  
\*\* 정회원, 부산수산대학교  
\*\*\* 정회원, 여수수산대학교  
\*\*\*\* 정회원, 한국해양대학교

**Nomenclature**

**Symbols**

$C_p$	Specific heat	[J/(kg · K)]
$d$	Diameter	[m]
$f_p$	Friction factor	
$h$	Heat transfer coefficient	[W/(m <sup>2</sup> · K)]
$h_L$	Local heat transfer coefficient	[W/(m <sup>2</sup> · K)]
$i_{fg}$	Latent heat of vaporization	[J/kg]
$k$	Thermal conductivity	[W/(m k)]
$P$	Pressure	[Pa]
$Q$	Heat flow rate	[W]
$q$	Heat velocity	[W/m <sup>2</sup> ]
$T$	Temperature	[K, °C]
$u$	Flow velocity	[m/s]
$x$	Vapor quality	
$W$	Flow rate	[kg/s]
$z$	Test section length	[m]

**Greek symbols**

$\delta$	Wall thickness	[m]
$\mu$	Viscosity	[Pa · s]
$\rho$	Density	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	Shear stress	[Pa]

**Subscripts**

$b$	Bulk
$c$	Coolant
$eq$	Equivalent
$i$	Inside
$l$	Liquid
$m$	Mean
$o$	Outside
$r$	Refrigerant
$s$	Saturated
$u$	Vapor
$w$	Wall

1. 서 론

CFC - 11은 다른 CFC계 냉매에 비해 비교적 응

축 압력이 낮기 때문에 안전하고 취급이 용이할 뿐만 아니라 가연성, 폭발성이 없고, 금속 등을 부식시키지 않는 등의 장점이 있다. 또한 독성도 적기 때문에 세정제, 발포제, 분무제 등으로 널리 사용되어 왔으며, 원심식 냉동기의 냉매로 사용되고 있다. 하지만 CFC - 11을 포함한 특정 프레온의 사용이 규제화되기 시작하면서부터 규제대상의 냉매를 사용하는 제품 및 기계 등의 생산은 20세기가 끝나기 전에 중단될 것이다. 그러므로 혼합냉매 및 대체냉매의 개발이 시급한 문제로 대두되고 있으며, 이미 개발 완료된 대체냉매도 성능 및 사용상의 문제점들을 조속한 시일내에 파악해야만 한다.

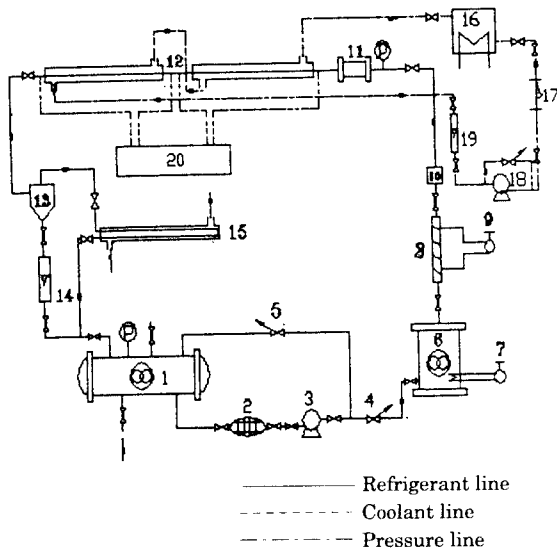
현재 CFC - 11과 비점, 포화압력이 비슷한 HCFC(HydroChloroFluoroCarbon) - 123이 그 대체 냉매로 가장 유력시 되고 있다<sup>1,2)</sup>. HCFC - 123은 CFC - 11에 비해 ODP(Ozone Depletion Potential)가 1/50, GWP(Green - house Warming Potential)는 1/50~1/55 정도로 알려져 있어 지구 환경 보호라는 측면에서 CFC - 11보다 우수한 것으로 판단된다. 그러나 현재까지 HCFC - 123의 물성치에 관한 연구는 많으나, 그 전열 현상에 관한 연구는 상당히 부족한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 작동유체로 HCFC - 123과 CFC - 11을 사용하여 냉동 공조 장치의 중요한 열교환기중 하나인 응축기에서의 실험을 통하여 응축 전열 특성 및 CFC - 11의 대체 냉매로서 HCFC - 123을 평가하였다. 또한 HCFC - 123을 냉매로 사용하는 냉동 공조 장치의 응축기 설계를 위한 파라미터와 일반관계식도 제안하였다.

2. 실험장치 및 방법

실험장치는 Fig. 1과 같이 압축기를 사용하지 않고 냉매펌프를 사용한 강제 순환식 폐루프이며, 냉매 순환부와 냉각수 순환부로 구성되어 있다.

실험장치에서 냉매는 수액기(1), 냉매펌프(3), 보일러(6), 과열기(8), 시험부인 응축기(12) 및 보조응축기(15)의 순으로 순환시켰다. 즉, 보일러내의 침적식 전기코일에 의해 증발된 냉매는 보일러를 지나 과열기를 통과한 후, 조주구간의 영향을



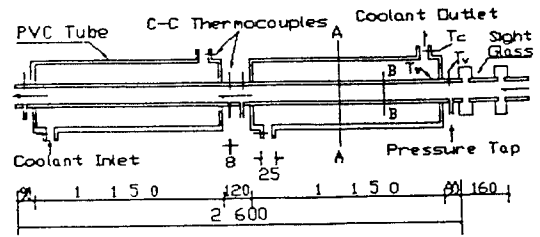
- |                                |   |
|--------------------------------|---|
| 1. Receiver                    | 12. Test section                                  |
| 2. Dryer & Strainer            | 13. Liquid - vapor separator                      |
| 3. Refrigerant pump            | 14. Refrigerant flow meter                        |
| 4. Needle valve                | 15. Auxillary condenser                           |
| 5. Bypass valve                | 16. Constant - temperature bath                   |
| 6. Boiler                      | 17. Strainer                                      |
| 7. Voltage transformer (10 kW) | 18. Coolant pump                                  |
| 8. Superheater                 | 19. Coolant flow meter                            |
| 9. Voltage transformer (2 kW)  | 20. Differential pressure indicator and manometer |
| 10. Calming chamber            |   |
| 11. Sight glass                |   |

**Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus**

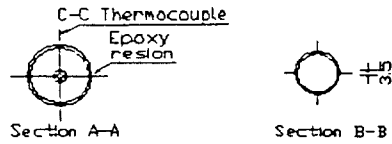
배제하기 위한 속도완충장치(10)에서 증기의 유속이 일정하게 유지되어 안정된 유동 조건으로 시험부로 들어간다. 이 때 시험부내의 건도는 보일러 및 과열기에서 전기 입력으로 조절된다.

시험부에서 응축된 냉매액은 기액분리기(13)를 거쳐 전자식 냉매유량계(14)에서 응축량이 측정되며, 시험부간에서 응축되지 않은 냉매증기는 보조 응축기에서 완전히 응축시켰다. 냉매유량은 유량 조절밸브(4)와 바이패스 회로의 유량조절밸브(5)로 하였다.

그리고 냉각수는 냉각용량이 2 kW인 R-22 냉동 유니트로 된 항온조(16)에서 냉각시켜 원심펌프(18)로써 시험부의 환상부로 순환시켜 냉매증기



(a)



(b)

(c)

**Fig. 2 Details of test section**

- (a) cut - off view of test section  
 (b) view of A - A section  
 (c) view of B - B section

를 응축시키는 데 사용하였다. 냉각수량의 조절 및 측정은 수유량 조절밸브와 부자식 수유량계로 하였다.

Fig. 2에 나타낸 바와 같이 시험부는 내관이 외경 9.52 mm인 평활동관을 사용하였고, 외관은 외경 50 mm인 PVC관을 사용하여 길이 1 150 mm인 두개의 응축관으로 된 길이 2 600 mm의 수평 이중관 향류형 열교환기로 구성하였으며, 관내로 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이의 환상부로는 냉각수가 흐르도록 하였다.

냉매의 증기 온도를 측정하기 위해 각각의 시험부 소구간의 냉매 입·출구에 2개의 C-C 열전대를 설치하였고, 내관의 벽면 온도를 측정하기 위하여 각각의 시험부 소구간의 입·출구, 중앙부에 90° 원주방향으로 4개(각 응축관당 12개, 총 24개)의 C-C 열전대를 설치하였다. 또한 냉각수 온도를 측정하기 위하여 각각의 시험부 소구간 환상부의 냉각수 입·출구에 C-C 열전대를 설치하였다. 그리고 각각의 시험부 소구간의 입·출구에 디지털형 차압계 및 수은 마노미터(20)를 사용하여 시험부내의 압력강하를 측정하였다.

시험부는 글라스울(glass wool)과 단열테이프

(insulated tape)로 이중 단열하여 외기 온도에 따른 영향을 최소화함으로써 실험 data에 영향을 미치지 않도록 하였다. 특히 냉매를 충전하기 전에 장치내의 공기를 진공펌프로 충분히 제거하여 진공상태로 만들어 실험중 불응축가스의 영향을 배제하였다. 그리고 시험부의 냉매 입·출구 온도, 건도, 냉각수량 및 응축량이 시간의 흐름에 따라 변동이 없이 일정하게 유지되는 정상상태가 충분히 이루어졌다고 판단된 후 실험을 행하였다.

Table 1은 실험범위를 나타낸다.

Table 1 Range of test conditions.

Parameter	CFC - 11	HCFC - 123
Temperature, ℃	25~40	25~40
Pressure, kPa	113.8~174.8	91.8~154.7
Mass velocity, kg/(m <sup>2</sup> · s)	90~325	90~325
Coolant flow rate, kg/h	60~360	60~360
Coolant inlet temperature, ℃	12~20	12~20
Quality	0.05~0.95	0.05~0.95

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 실험 데이터의 해석 방법

수평이중관 향류형 응축기의 환상부에서 냉각수가 얻는 열량  $Q_{Tc}$ 는 다음 식으로 계산하였다.

$$Q_{Tc} = W_c c_{pc} (T_{\infty} - T_{ci}) \quad (1)$$

여기서  $W_c$ 는 냉각수량,  $c_{pc}$ 는 냉각수의 정압비열,  $T_{ci}$ 와  $T_{\infty}$ 는 각각 냉각수의 입 출구 온도이다.

또 냉매로부터 환상부에 전달되는 열량  $Q_{Tr}$ 은 실험 data로부터 다음 식으로 계산하였다.

$$Q_{Tr} = W_r (i_{fg} + c_{pr} (T_{ri} - T_{ro})) \quad (2)$$

여기서  $W_r$ 은 냉매유량,  $i_{fg}$ 는 증발잠열,  $c_{pr}$ 는 냉매의 정압비열,  $T_{ri}$ 와  $T_{ro}$ 는 각각 시험부내 냉매의 입·출구 온도이다.

그리고 국소 응축 열전달률  $h_L$ 는 열유속  $q$ 를 사용하여 구하였다. 즉,

$$h_L = \frac{q}{(T_s - T_w)} \quad (3)$$

이고, 여기서 열유속  $q$ 는

$$q = \frac{Q_{Tc}}{\pi \cdot d_i \cdot z} \quad (4)$$

로 정의할 수 있으며, 관내 벽온도  $T_w$ 는 정상류를 가정한 경계층 열전도 방정식에 의해 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$T_w = T_{wm} + \frac{q \cdot d_i \cdot \ln\left(1 + \frac{\delta_w}{d_i}\right)}{2 \cdot k_w} \quad (5)$$

식(3)~(5)에서  $T_s$ ,  $d_i$ ,  $\delta_w$ ,  $k_w$ 는 각각 포화온도, 내관의 내경, 두께, 열전도율이고,  $z$ 는 시험부의 길이,  $T_{wm}$ 은 관벽의 평균 온도로서 다음과 같다.

$$T_{wm} = \frac{\sum_{i=1}^4 T_{wi}}{4} \quad (6)$$

본 실험에서 사용한 냉매의 포화온도는 시험부 입구의 포화압력으로 구하였다. 그리고 시험부내의 건도  $x$ 는 시험부에 전달되는 열량  $Q_{Tc}$ 와 냉매유량  $W_r$ 로부터 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$x = \frac{Q_{Tc}}{W_r \cdot i_{fg}} \quad (7)$$

여기서  $i_{fg}$ 는 냉매의 응축잠열이다.

일반관계식의 무차원수 계산에 사용되는 대표 온도, 즉 액막온도  $T_{ri}$ 와 증기온도  $T_{ro}$ 는 다음과 같은 식을 사용하였다<sup>3,4)</sup>.

$$T_{ri} = T_w + 0.31(T_s - T_w) \quad (8)$$

$$T_{ro} = 0.5(T_b - T_s) \quad (9)$$

여기서  $T_w$ ,  $T_s$ ,  $T_b$ 는 각각 내관의 벽온도, 포화온도 및 증기온도이다.

#### 3.2 열평형

##### 장치의 열량 비교

Fig. 3은 본 실험에 사용한 시험부의 열평형을 검토하기 위해 식(1)과 (2)를 사용하여 냉매가 냉각수측에 방출한 열량과 냉각수가 냉매로부터 얻은 열량을 비교한 것이다. 그 결과 그림에서 알 수 있듯이 12% 이내에서 서로 일치하므로, 시험부는 충분히 단열되었으며 측정 data의 정확도는 비교

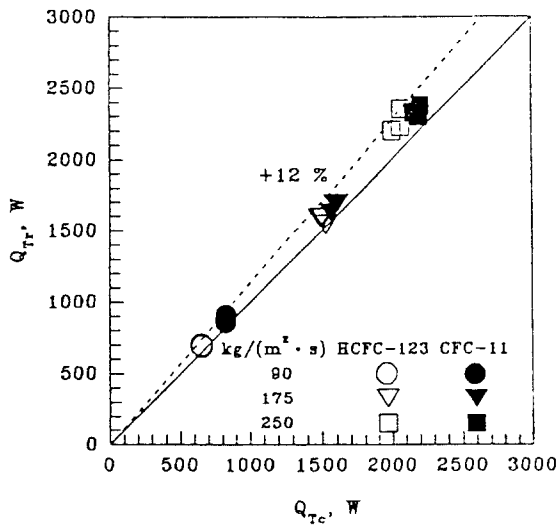


Fig. 3 Comparison of heat gains from HCFC - 123 and CFC - 11 with heat losses from coolant

적 좋다고 생각된다.

단상류 열전달률 비교

관내 단상류 열전달률을 예측하는 데 사용되는 일반관계식은 Dittus - Boelter<sup>5)</sup> 및 Petukov - Popov<sup>6)</sup>의 일반관계식이 많이 사용되는데, 이들은 각각 식(10), (11)과 같다.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3} \quad (10)$$

$$Nu = \frac{(f_p/2) Re \cdot Pr}{(1 + 13.6 f_p) + (11.7 + 1.8 Pr^{-1/3})(f_p/2)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)}$$

(10<sup>4</sup> ≤ Re ≤ 10<sup>6</sup>, 0.5 ≤ Pr ≤ 2000) (11)

여기서  $Nu = hd_i / k_f$ ,  $Re = Gd_i / \mu_b$ ,  $Pr = c_{pl} \mu_l / k_l$ 이다.

또 Petukov - Popov의 일반관계식의  $f_p$ 는 관내 유동에 의한 마찰계수로 다음의 식(12)와 같다.

$$f_p = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho u_m^2} = (3.64 \log Re - 3.28)^{-2} \quad (12)$$

Fig. 4는 Dittus - Boelter 및 Petukov - Popov의 일반관계식을 이용하여 HCFC - 123과 CFC - 11에 관한 본 실험 결과와 비교한 것이다.

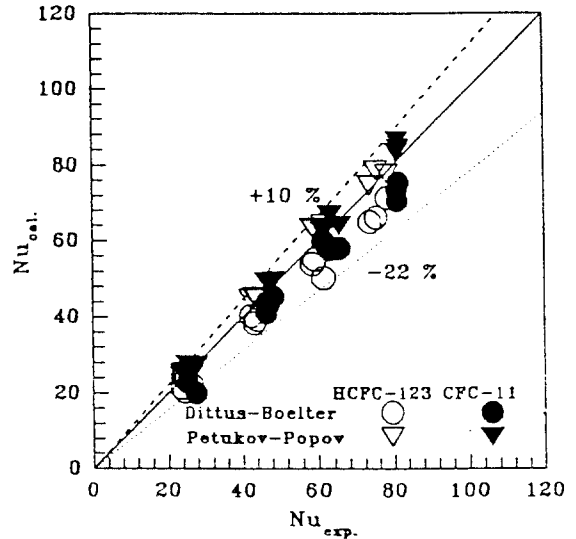


Fig. 4 Comparison of Nu<sub>cal.</sub> with Nu<sub>exp.</sub>

Dittus - Boelter의 일반관계식에서는 HCFC - 123과 CFC - 11에 대해 각각 18%, 22% 이내로 일치하였으며, Petukov - Popov의 일반관계식에서는 HCFC - 123과 CFC - 11에 대해 각각 10%, 7% 이내로 일치하였다.

본 실험 결과에서는 Sadik Kakac<sup>7)</sup>의 논문에서와 같이 일반적으로 널리 사용되고 있는 Dittus - Boelter의 일반관계식보다 Petukov - Popov의 일반관계식이 HCFC - 123과 CFC - 11의 단상류 열전달률을 예측하는 데 정도가 보다 좋음을 알 수 있었다.

3.3 응축 열전달률의 일반관계식

HCFC - 123에 관한 응축 열전달률을 CFC - 11과 비교 검토하기 위하여 ASHRAE 등에서 추천하는 다음의 Akers 등<sup>8)</sup>, Cavallini - Zecchin<sup>9)</sup> 그리고 Shah<sup>10)</sup>의 일반관계식과 비교 검토하였다.

Akers 등<sup>8)</sup>은 식(13)과 같이 이상류에 상당하는 Re수를 사용하여 단상류 열전달률을 나타내는 형태로 응축 열전달률의 일반관계식을 제안하였다.

$$h_{Tp} = C \cdot \frac{k_l}{d_i} Re_{eq}^{0.6} Pr^{1/3} \quad (13)$$

여기서  $Re_{eq}$ 은 Akers 등의 일반관계식에 사용된 이상류에 상당하는 Re수로, 다음과 같이 정의

된 값이다.

$$Re_{eq1} = Re_l \left\{ (1-x) + x \cdot \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \right\} \quad (14)$$

여기서  $Re_l$ 은 식(15)와 같이 정의되는 액상  $Re$ 수이고, 상수  $C$ 와 이상류에 해당하는  $Re$ 수의 지수  $e$ 는 식(16)과 같다.

$$Re_l = \frac{G_r \cdot (1-x) \cdot d_i}{\mu_l} \quad (15)$$

$$C = 0.0265 \quad e = 0.8, \quad Re_{eq1} > 5 \times 10^4$$

$$C = 5.03, \quad e = 1/3, \quad Re_{eq1} \leq 5 \times 10^4 \quad (16)$$

Akers 등의 일반관계식과 마찬가지로 유사 단상류 열전달률로 표현한 Cavallini - Zecchin<sup>9</sup>의 일반관계식은 CFC계 냉매인 R - 11, R - 12, R - 113, R - 114와 HCFC계 냉매인 R - 22 등의 실험 결과로부터 제안되었다. Cavallini - Zecchin의 일반관계식은  $Re_l$ 가 7 000~53 000, 기액 점성계수의 비( $\mu_l/\mu_v$ )가 11~314의 범위내에서 잘 일치하는 것으로 알려져 있다. 이들의 일반관계식은 다음과 같다.

$$h_{TP} = \frac{k_l}{d_i} 0.05 Re_{eq2}^{0.8} Pr^{0.33} \quad (17)$$

여기서  $Re_{eq2}$ 는 Cavallini - Zecchin의 일반관계식에 사용된 이상류에 해당하는  $Re$ 수로, 다음과 같이 정의된 값이다.

$$Re_{eq2} = Re_v (\mu_v/\mu_l)(\rho_l/\rho_v)^{0.5} + Re_l \quad (18)$$

여기서  $Re_l$ 은 식(15)와 같으며,  $Re_v$ 는 기상  $Re$ 수로서 식(19)와 같다.

$$Re_v = \frac{G_r \cdot x \cdot d_i}{\mu_l} \quad (19)$$

Akers 등 및 Cavallini - Zecchin의 일반관계식의 형태는 단상류 열전달률을 예측하는 Dittus - Boelter의 일반 관계식과 매우 유사하기 때문에 식의 구성 자체는 간단하다. 그러나 관길이에 따라 열역학적 물성치와 관벽과 유체와의 사이에 온도가 크게 변화되지 않는다는 가정하에서 정의되었다.

그러나 Shah<sup>10</sup>의 일반관계식은 다른 일반 관계

식보다 다양한 유체에 적용될 수 있는 식으로 제안되었는데, 식(20)으로 나타낼 수 있으며  $u_v > 3$  m/s와  $Re_l$ 이 350~35000의 범위내에서 사용할 수 있는 것으로 알려져 있다.

$$h_{TP} = Nu_D \left\{ (1-x)^{0.8} + \frac{3.8 \cdot x^{0.76} \cdot (1-x)^{0.04}}{P_e^{0.38}} \right\} \quad (20)$$

여기서  $P_e = P/\rho_c$ ,  $Nu_D = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$ 이며,  $P_c$ 는 임계압력이다.

Fig. 5는 질량속도의 변화에 따른 응축 열전달률을 HCFC - 123과 CFC - 11에 대하여 Akers 등, Cavallini - Zecchin 및 Shah의 일반관계식과 본 실험결과를 비교한 것이다. 본 실험에서 구한 HCFC - 123 및 CFC - 11과 위의 일반관계식(13), (17), (20)의 응축 열전달률은 모두 22% 이내에서 일치하였고, 특히 그 중에서 Shah의 일반관계식이 12% 이내로 가장 좋은 일치를 나타내었다. 여기서 본 실험 결과와 일반관계식들에 의한 열전달률의 오차는 각각 무차원 변수를 채택하는데 따른 차이와 작동 유체의 물성치 변화로 기인된 것이라 생각된다.

그러나 Fig. 5에서 알 수 있듯이 Shah의 일반관계식이 HCFC - 123과 CFC - 11의 응축 열전달률

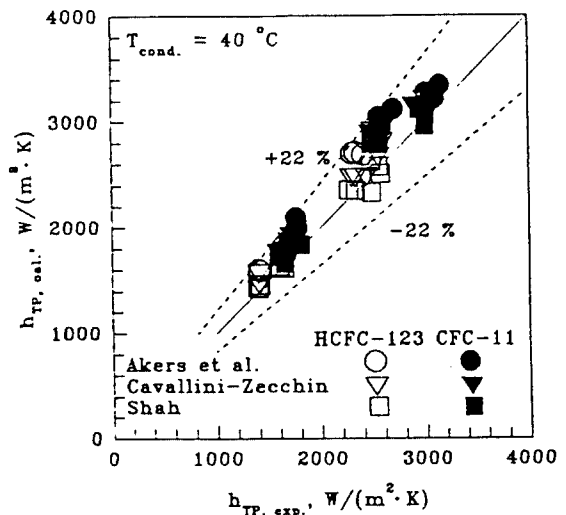


Fig. 5 Comparison of  $h_{TP,cal.}$  With  $h_{TP,exp.}$

을 예측함에 있어 가장 좋음을 알 수 있었다. 여기서 Shah의 일반관계식은 Akers 등 및 Cavallini Zecchin의 일반관계식과는 달리 응축을 동반하는 2상류의 기본적인 성질을 나타내고 있음을 알 수 있으며, 이 식은 본래 여러가지 유체에 대해서도 다른 실험에서 나온 많은 data를 이용하였기 때문에 일반적인 최적 경향을 나타낸다고 할 수 있다. 따라서 Shah의 일반관계식을 바탕으로 하면 특정 유체의 최적 열전달률식을 도출할 수 있을 것으로 생각된다.

이를 위해 식(20)에 나타낸 Shah의 일반관계식은 다음의 식(21)과 같이 간단한 형태로 나타낼 수 있다.

$$h_{TP} = h_1 \left( 1 + \frac{B}{Z^a} \right) \quad (21)$$

여기서,

$$Z = \left( \frac{1}{x} - 1 \right)^{0.8} \cdot P_e^{0.4}, \quad h_1 = h_D (1-x)^{0.8}$$

그리고  $h_D = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} (k_l / d_i)$ 이다.

식(21)을 Marquardt - Levenberg 알고리즘을 이용한 비선형 곡선 맞춤법(nonlinear curve fitter)을 사용하여 본 연구의 실험 결과에 적용하면 식(22)와 같이 수정된 Shah의 일반관계식을 제안할 수 있고, 이를 다시 나타내면 식(23)과 같다.

$$h_{TP} = h_1 \left( 1 + \frac{2.761}{Z^{0.839}} \right) \quad (22)$$

$$h_{TP} = Nu_D \left\{ (1-x)^{0.8} + \frac{2.761 \cdot x^{0.6712} \cdot (1-x)^{0.1288}}{P_e^{0.3356}} \right\} \quad (23)$$

여기서  $P_e = P/P_c$ ,  $Nu_D = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ 이며,  $P_c$ 는 임계압력이다.

Fig. 6은 수정된 일반관계식(23)과 본 실험에서 구한 응축 열전달률을 비교한 것이다. 그림에서도 알 수 있듯이  $\pm 6\%$  이내로 실험값과 상당히 좋은 일치를 보여주고 있다.

HCFC - 123과 CFC - 11의 국소 및 평균 열전달률을 본 연구에서 제안된 수정 Shah의 일반관계식(23)을 사용하여 Fig. 7~9와 같이 비교·검

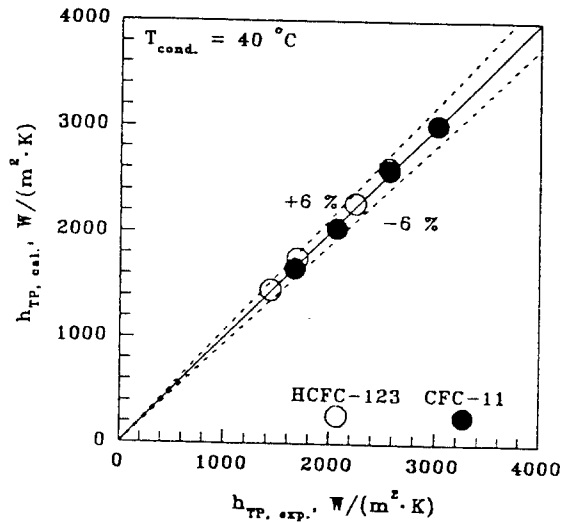


Fig. 6 Comparison of predicted heat transfer coefficients with experimentally determined heat transfer coefficients

토하였다.

Fig. 7은 질량속도  $175 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 에 있어서 건도의 증가에 따른 국소 응축 열전달률을 수정된 Shah의 일반관계식으로 구하여 비교한 것이다. 여기서 HCFC - 123의 국소 응축 열전달률은 CFC - 11에 비해 건도의 증가에 관계없이 15% 정

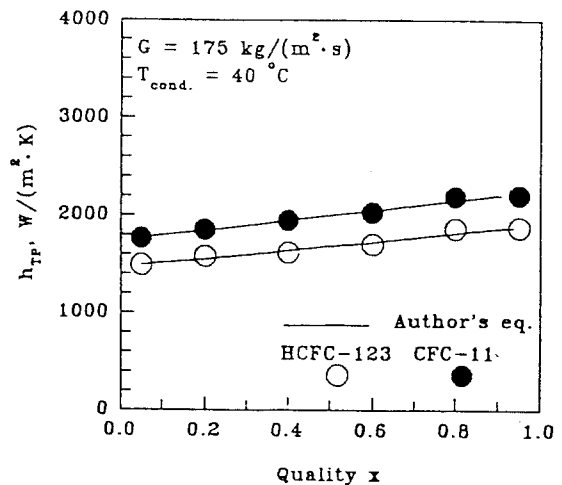


Fig. 7 Comparison of local condensation heat transfer coefficients with quality

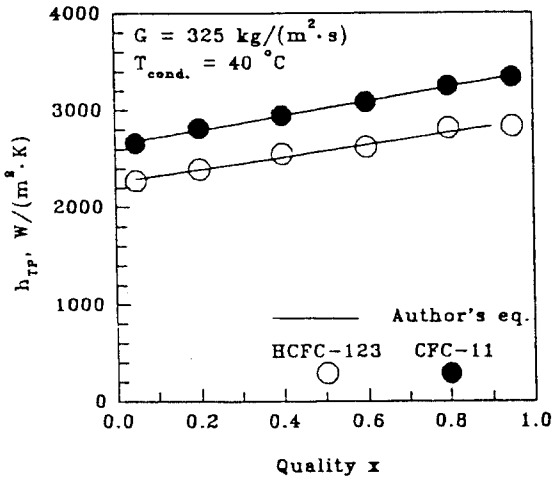


Fig. 8 Comparison of local condensation heat transfer coefficients with quality

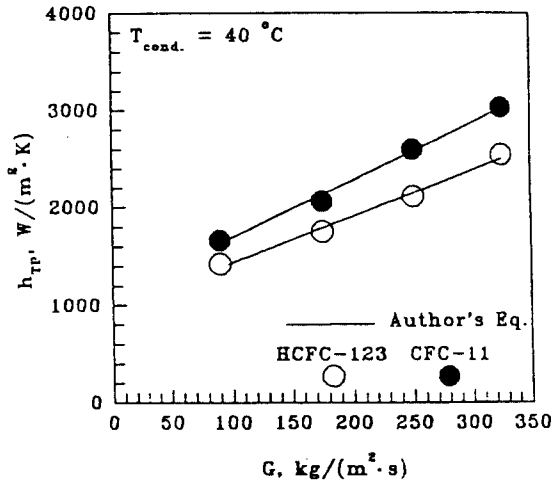


Fig. 9 Comparison of average condensation heat transfer coefficients with mass velocity

도의 감소를 나타내었다. 이와 같이 국소 응축 열 전달률이 감소되는 이유로서는 여러가지 복합적인 요인이 있었지만, HCFC-123이 CFC-11에 비해 응축온도 40 °C에서 액의 열전도율이 13.2% 정도 감소하기 때문으로 생각된다.

Fig. 8은 Fig. 7에 비해 질량속도가 325 kg/(m<sup>2</sup>·s)로 증가되었을 때, 건도의 증가에 따른 국소 응축 열전달률을 비교한 것이다. Fig. 7의 결과와 비교하면 HCFC-123과 CFC-11 모두 질량속도의 증가로 인해 국소 응축 열전달률은 다 같이 증가하였다. 그러나 여기에서도 HCFC-123의 국소 응축 열전달률은 Fig. 7에서와 유사하게 CFC-11에 비해 건도의 증가에 관계없이 약 11% 정도의 감소를 보였다.

Fig. 9는 수정된 Shah의 일반관계식을 사용하여 질량속도의 변화에 따른 HCFC-123과 CFC-11의 평균 응축 열전달률을 비교한 것이다. 그림에서 질량속도가 증가함에 따라 평균 응축 열전달률은 HCFC-123, CFC-11 다같이 증가하지만, 전체적으로는 질량속도의 범위에는 관계없이 CFC-11에 비해 HCFC-123의 평균 응축 열전달률이 약 8% 정도의 감소를 보였다.

HCFC-123이 CFC-11에 비해 평균 응축 열 전달률이 감소되는 이유도 국소 응축 열전달률에

서 설명한 바와 같다고 생각된다.

이상에서와 같이 수정된 Shah의 일반관계식을 사용하여 구한 국소 및 평균 응축 열전달률은 HCFC-123이 CFC-11에 비해 전체적으로 8~15% 정도 감소하였고, 실험조건에 관계없이 각각 비슷한 경향을 나타내었다.

따라서 본 연구의 실험 결과로부터 CFC-11의 대체냉매로서 가장 유력시되는 HCFC-123에 대해 일반적인 운전조건에서 응축기 설계의 파라미터는 CFC-11에 비해 약 0.85 ~ 0.92 정도가 된다는 것을 고려하여 사용하는 것이 바람직하다고 생각된다.

#### 4. 결 론

CFC-11과 그 대체냉매로서 가장 유력시 되는 HCFC-123의 수평 평활관내 응축 전열 특성에 관해 실험을 행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 본 연구에서는 단상류 열전달률을 예측하는 일반 관계식중 Dittus-Boelter의 일반관계식보다 Petukov-Popov의 일반관계식이 잘 일치하였다.

(2) 질량속도 175 및 325 kg/(m<sup>2</sup>·s)에서 HCFC-123의 국소 응축 열전달률은 CFC-11보



다 건도의 범위에 관계없이 약 11~15 % 정도 감소하였다.

(3) 질량이 증가함에 따라 평균 응축 열전달률은 증가 하였지만, 국소 응축 열전달률과 마찬가지로 HCFC - 123의 평균 응축 열전달률이 CFC - 11보다 약 8 % 정도 감소하였다.

(4) HCFC - 123 및 CFC - 11의 수평 평활관내 응축 열전달률을 예측할 수 있는 일반관계식을 제안하였다.

## 후 기

본 연구의 일부는 포항공과대학 AFERC의 지원을 받아 수행하였으며, 이에 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

## 참고문헌

- 1) Statt, T. G., 1990, "An Overview of Ozone - Safe Refrigerants for Centrifugal Chillers", ASHRAE Trans., Vol. 96, Part I, pp. 559~603.
- 2) Spauschus, H. O., 1991, "Emerging HVAC & R Issues : Energy, Environment and Economics", ASHRAE J., Vol. 33, No.2, pp. 23~27.
- 3) Minkowycz, W. J. and Sparrow, E.M., 1966, "Condensation Heat Transfer in the Presence of Non - Condensibles, Interfacial Resistance Super Heating, Variable Properties and Diffusion", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 9, pp. 1125~1144.
- 4) 藤井 哲, 1978, 日本九州大學大學生産科學研究所報告, Vol. 67, pp. 43.
- 5) McAdams, W. H., 1942, Heat transmission, 2d Edit, New York, McGraw - Hill, pp. 250~262.
- 6) Petukov, B. S., and Popov, V. N., 1963, "Theoretical Calculation of Heat Exchange and Frictional in Tubes of Incompressible Fluid with Variable Physical Properties", High Temperature, Vol. 1, No. 1, pp. 67~83.
- 7) Sadik Kaka, 1991, "Boilers, Evaporators, and Condensers", American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers., pp. 456~478.
- 8) Akers, W. W., Deans, H. A. and Crosser, O. K., 1959, "Condensing Heat Transfer within Horizontal Tubes", Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., Vol. 55, No. 29, pp. 171~176.
- 9) Cavallini, A., and Zecchin, R., 1974, "A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation", Proc. of the 5th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 3, pp. 309~313.
- 10) Shah, M. H., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 88, pp. 185~196.