

테프론 코팅 전열관 표면으로의 열 및 물질 전달 특성에 관한 실험적 연구

이장호*, 김형대*, 김정배*, 김무환†

(2002년 10월 9일 접수, 2003년 6월 2일 심사완료)

Experimental Study on the Characteristics of Heat and Mass Transfer on the Teflon Coated Tubes

Jang-Ho Lee, Hyeong-Dae Kim, Jeong-bae Kim and Moo-Hwan Kim

Key Words : Heat and Mass Transfer(열 및 물질 전달), Condensation(응축), Latent Heat Recovery(잠열 회수), Stainless Steel Tube(스테인리스 관), Teflon Coated Tube(테프론 코팅관), Steam Air Mixture(스팀공기혼합기체)

Abstract

The heat and mass transfer on two kinds of tube surfaces (bare stainless steel tube and Teflon coated tube) in steam-air mixture flow are experimentally studied to obtain design data for the heat exchanger of the latent heat recovery from flue gas. In the test section, 3-tubes are horizontally installed, and steam-air mixture is vertically flowed from the top to the bottom. The pitch between tubes is 67mm, the out-diameter of tube is 25.4mm, and the thickness is 1.2mm; blockage factor (cross sectional tube area over the cross sectional area of the test section) is about 0.38. All of sensors and measurement systems (RTD, pressure sensor, flow-meter, relative humidity sensor, etc.) are calibrated with certificated standard sensors and the uncertainty for the heat transfer measurement is surveyed to have the uncertainty within 7%. As experimental results, overall heat transfer coefficient of the Teflon (FEP) coated tube is degraded about 20% compared to bare stainless tube. The degradation of overall heat transfer coefficient of Teflon coated tube comes from the additional heat transfer resistance due to Teflon coating. Its magnitude of heat transfer resistance is comparable to the in-tube heat transfer resistance. Nusselt and Sherwood numbers on Teflon (FEP) coated surface and bare stainless steel surface are discussed in detail with the contact angles of the condensate.

기호설명

A : 면적 [m^2]
 C_p : 정압 비열 [$kJ/kg\cdot K$]
 D : 확산계수 [m^2/s]
 F : 노즐면적을 포함한 유량계수
 h_s : 현열 열전달 계수 [$w/m^2\cdot K$]
 h_m : 물질 전달 계수 [$kg/m^2\cdot sec$]
 K : 열전도율 [$W/m\cdot K$]
 Kq : 막힘 비율 (blockage factor)
 m : 질량유량 [kg/s]

Nu : Nusselt 수 (식 (14))
 ΔP : 노즐차압 [Pa]
 Q : 열전달량 [W]
 Re : 최소 흐름 면적에서의 Reynolds 수 ($\rho u d / \mu$)
 Sc : Schmidt 수 ($\mu / \rho D$)
 Sh : Sherwood 수 (식 (15))
 t : 두께 [m]
 R : 열저항 [K/W]
 T : 온도 [K or $^{\circ}C$]
 U : 불확실성
 Pr : Prandtl 수
 u : 유속 [m/s]
 V : 체적유량 [m^3/min]
 W : 수증기농도 [kg/kg]

* 포항공과대학교 대학원 기계공학과

† 책임저자, 회원, 포항공과대학교 기계공학과

E-mail: mhkim@postech.ac.kr

TEL: (054)279-2165, FAX: (054)279-3199

ρ : 밀도 [kg/m^3]
 μ : 점성계수 [$\text{N}\cdot\text{s/m}^2$]

하첨자

a : 습공기
 $c, cond$: 응축
 g : gain
 i : 입구, 관 내부
 l : 잠열, loss
 lm : 대수평균
 n : 노출
 o : 출구, 관 외부
 p : 관
 sus : 스테인리스
 T, Tef : 테프론(Teflon)
 s : 표면, 현열
 w : 물
 ∞ : 관 전단의 자유흐름 (free stream)

1. 서론

최근, 에너지 절감과 CO₂ 규제와 같은 환경규제에 대한 대응 필요성이 증가하면서, 발전소 및 각종 보일러 시스템에서 배 가스로 배출되는 응축 잠열 에너지의 회수 및 활용에 관한 관심이 증가하고 있다. 위의 예들에서, 수증기 응축은 다량의 불응축 가스에 소량의 수증기가 포함되어 있는 경우가 대부분인데, 다량의 수증기에 소량의 불응축 가스가 포함된 응축과 구분된다.

수증기의 응축이 수반되지 않는 단 관의 관 표면에서의 대류 열전달 특성에 대해서, Zukauskas⁽¹⁾는 실린더 주변의 국부 전열 특성 및 전체 평균 전열특성, 난류강도의 영향, 그리고 blockage의 영향 등에 관해 기존의 연구들을 모두 정리하였다.

Taniguchi⁽²⁾ 등은 구리 전열관의 관 외 응축전열 특성에 관해 연구했는데, 주위 유동 중의 수증기의 농도를 증가시키면, Nusselt 수와 Sherwood 수가 모두 증가한다고 보고하였다. 그들의 실험결과에서, 수증기 농도 증가에 대한 Nusselt 수의 증가율이 Sherwood 증가 보다 크게 나타났다. 이와 같이 Sherwood 수의 증가율이 상대적으로 작게 나타나는 현상에 대해 전열관 후반부에서의 수증기 소진 현상이라 설명하고, 열확산계수가 물질확산 계수보다 큰 이유 때문이라는 다른 연구자의 이론도 소개하였다 (실험영역은 Fig. 1 참조).

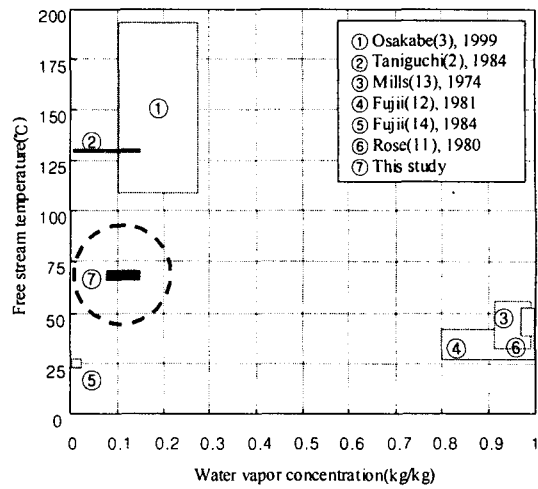


Fig. 1 Test zones of previous studies

Osakabe⁽³⁾는 스테인리스 관 표면으로의 응축열 전달 특성에 대해 실험했는데, 수증기 농도가 0.103 kg/kg 일 때 간단한 열 물질 상사식에 의한 물질전달 계수가 실험과 잘 일치하나, 관 표면 온도가 낮은 영역 혹은 수증기 양이 많은 영역 (0.22~0.28, Fig. 1 참조)에서는 기존의 상관식이 잘 맞지 않는 것을 발견하고, 주위와 표면의 수증기의 농도 비를 변수로 갖는 새로운 상관식을 제안하였다.

본 연구에서는 스테인리스 관의 표면에 400 μm 정도의 두께로 테프론 FEP를 코팅한 전열관의 관 외 열 및 응축 열전달 특성을 실험적인 방법으로 연구하였다.

배 가스의 응축 잠열 회수에 사용되는 전열관의 저온부식에 대한 대책 중 하나로 테프론 코팅관을 고려할 수 있는데,⁽⁴⁾ 테프론 코팅관은 높은 내부식성과 발수 특성을 갖는 반면, 스테인리스관에 비해 약 70 배 정도 작은 열전도 특성을 가진다.

기존 연구에서 사용된 온도와 수증기 농도의 범위와 본 연구의 범위를 Fig. 1에 나타내었다. 본 연구에서 사용한 온도 조건이, 수증기 농도가 유사한 기존 연구 보다, 낮은 것을 알 수 있다. 실제 현장의 잠열 회수 시스템에서, 시스템 내로 유입되는 배 가스의 온도가 100 $^{\circ}\text{C}$ 이상이 되는 것이 보통이지만, 잠열 회수 열교환기는 그것의 전단계에 현열 열교환기를 사용하여 잠열 회수가 용이한 정도까지 배 가스 온도가 낮아진 다음 사용되므로

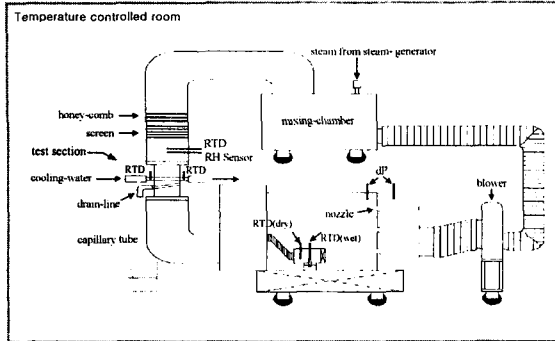


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental apparatus

Table 1 Experimental condition

No.	T _w (°C)	T _{ai} (°C)	W _∞ (g/kg)	V _a (m ³ /min)	RH (%)
1	8.0	70.0	80.0	3.72	37.06
2	8.0	70.0	80.0	7.62	37.06
3	8.0	70.0	80.0	15.00	37.06
4	8.0	70.0	100.0	3.72	45.04
5	8.0	70.0	100.0	7.62	45.04
6	8.0	70.0	100.0	15.00	45.04
7	8.0	70.0	120.0	3.72	52.59
8	8.0	70.0	120.0	7.62	52.59
9	8.0	70.0	120.0	15.00	52.59

Table 2 Accuracy of the measurements after calibration

Items		Accuracy
Cooling Water	Temperature	± 0.04 °C
	Density	± 0.3 %
	Specific Heat	± 0.3 %
	Flowrate	± 0.2 %
Humid Air	Temperature	± 0.04 °C
	Water Vapor Concentration	± 0.23 ~ 0.32 g/kg
	Total Pressure	± 1.0 %
	Differential Pressure	± 1.0 %
Nozzle Diameter		± 0.01 mm

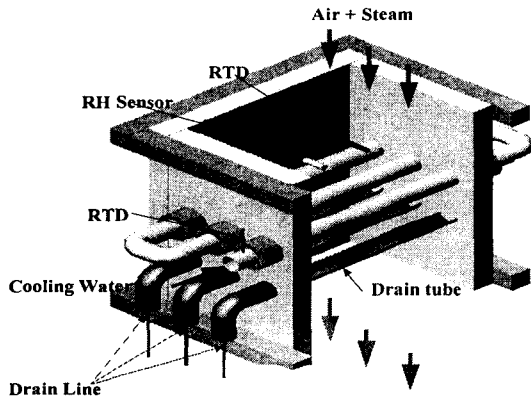


Fig. 3 Detailed diagram of the test section

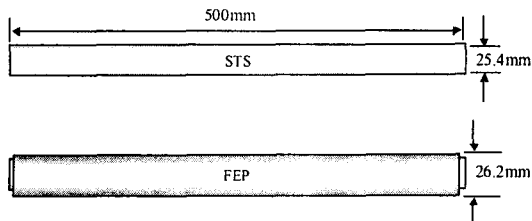


Fig. 4 Configuration of test tubes

본 연구에서 실험한 70°C 정도의 온도 조건이 실제 잠열 회수 시스템의 입구 온도에 가깝다고 판단된다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구의 실험장치는 Fig. 2 와 같다. 실험장치는 2 개의 폐회로로 구성되는데, 하나는 냉각수 계통의 폐회로고, 다른 하나는 습공기 쪽의 폐회로이다. 냉각수 계통의 폐회로 쪽에 항온수조, 펌프, 유량계 등이 설치되고, 습공기 쪽에는 블로어, 습도계, 건·습구 온도계, 그리고 여러 개의 노즐 등이 설치된다. 주 실험부 입구에는 하니콤(honey comb)과 스크린(mesh screen) 등이 배치되어, 입구 속도 분포를 균일하게 한다. 전열관 아래쪽으로, 응축수 물받이 관을 경사지게 설치하였다. 물받이 관의 표면은 발수코팅 (AF1600S, Dupont) 처리를 하여 물 방울 등이 잘 흐르도록 하였다. 물받이 관의 출구 쪽에는 모세관을 연결하여 습공기는 빠져나가지 않고, 응축수만 빠져나갈 수 있도록 하였다.

주 실험 부분과 실험 관의 형상을 Fig. 3 과 Fig.

Table 3 Uncertainty results of heat transfer rate for the water and the steam-air mixture side

Tube Material	No.	Cooling Water Side							Humid Air Side								
		Den-sity	Flow-rate	C _{pw}	T _{wi}	T _{w0}	Q _w	U _{Qw} /Q _w	Inlet Dry T.	Outlet Dry T.	Outlet wet T.	Nozzle Diameter	Air -flow	Q _s	U _{Qs} /Q _s	Q _i	U _{Qi} /Q _i
		kg/m ³	lpm	J/kgK	°C	°C	W	%	°C	°C	°C	mm	m ³ /min	W	%	W	%
STS	1	1003	4.07	4203	7.93	9.68	458	5.1	69.95	66.01	50.00	40/50	3.74	125	2.8	334	7.0
	2	1003	4.07	4203	7.95	10.09	570	4.2	69.97	67.46	49.14	40/70	7.64	189	2.8	381	6.4
	3	1003	4.08	4203	7.92	10.66	743	3.3	69.94	68.38	49.37	40/50/100	15.45	254	3.8	488	5.4
	4	1003	4.07	4203	7.95	9.86	503	4.8	69.92	65.74	52.50	40/50	3.74	120	2.9	383	6.4
	5	1003	4.07	4203	7.99	10.44	658	3.9	69.96	67.24	52.23	50/70	7.64	196	2.6	462	5.6
	6	1003	4.09	4203	7.98	11.25	898	3.0	70.07	68.23	52.47	40/50/100	15.44	301	3.3	597	4.8
	7	1003	4.08	4203	7.94	10.00	548	4.2	69.94	66.22	54.88	40/50	3.72	107	3.2	441	5.3
	8	1003	4.09	4203	7.95	10.60	719	3.3	69.96	67.23	55.55	40/70	7.61	175	2.7	544	4.5
	9	1003	4.08	4203	7.97	11.52	977	2.7	69.98	68.21	55.32	40/50/100	15.44	276	3.4	701	4.0
TEFLON (FEP)	1	1003	4.05	4203	7.97	9.49	431	5.3	70.09	66.70	49.61	40/50	3.71	91	3.7	340	6.8
	2	1003	4.08	4203	7.98	9.81	527	4.4	70.10	67.81	50.08	40/70	7.62	169	3.1	358	6.6
	3	1003	4.06	4203	7.96	10.19	636	3.6	70.09	68.72	50.16	40/50/100	15.00	214	4.4	423	5.9
	4	1003	4.11	4203	7.97	9.53	451	5.1	70.06	66.80	54.09	40/50	3.74	79	4.2	372	6.3
	5	1003	4.11	4203	7.98	9.91	557	4.1	70.06	67.83	54.23	50/70	7.52	152	3.2	405	5.8
	6	1003	4.13	4203	7.96	10.40	709	3.3	70.08	68.71	54.24	40/50/100	15.09	207	4.4	502	5.0
	7	1003	4.01	4203	7.97	9.85	528	4.3	70.06	66.65	56.31	40/50	3.73	81	4.1	447	5.1
	8	1003	3.92	4203	7.99	10.32	642	3.5	70.09	67.91	55.97	40/70	7.64	139	3.4	504	4.6
	9	1003	4.02	4203	7.95	10.62	753	3.0	70.09	68.83	56.21	40/50/100	15.06	168	4.8	585	4.2

4 에 나타내었다. 실험부 단면의 가로와 세로 길이는 각각 200mm 와 310mm 이다. 주 실험부에 25.4mm 의 전열관을 3 개 배치하고 냉각수쪽 입·출구에 RTD(Pt 100Ω, 3-wire type)를 각각 설치하였다. 습공기측 입·출구에도 RTD 각각 설치하여 온도변화를 계측하였다. 실험에 사용된 전열관은 두 가지 종류인데, 하나는 스테인리스 전열관(ERWA249TP304) 이고, 다른 하나는 테프론(FEP) 코팅 전열관 이다. 전열관 두께는 1.2mm 이고, 테프론(FEP) 코팅의 두께는 400 μm 이다(실측기준). 전열관의 간격은 67mm 로 blockage factor(주흐름 단면에 대한 전열관 단면의 비)는 약 0.38 정도 된다.

주 실험부의 전열관 안쪽으로는 항온수조로부터 냉각수가 입구온도 8°C로 일정하게 제어되어 공급되고, 전열관 바깥쪽으로는 원하는 온도와 습도로 일정하게 제어되는 습공기가 공급된다. 입구측 습도는 습도계(Vaisala, HMP235)로 측정하였고 출구측 습도는 건·습구 온도로부터 계측하였다. 습공기 측의 유량은 여러 개의 노즐을 조합하여 설치하고, 노즐차압을 계측한 후, 식 (1)을 이용하여 산출하였다.⁽⁵⁾

$$V_a = A\sqrt{\Delta P_n} \tag{1}$$

냉각수측 열량은 입, 출구 온도차와 냉각수 유량 측정하여 식 (2)와 같이 계산한다. 이때, 온도계에는 RTD(Pt100Ω, 3-wire type)를 사용하였고, 유량은 OVAL 사의 용적식 유량계(FLOWPET-NX)를 사용하였다.

실험장치의 열손실을 줄이기 위해, Fig. 2 와 같이 일정한 온도가 제어되는 방안에 실험장치를 설치하고 실험하는 동안 방의 온도를 55°C로 일정하게 유지하였다.

2.2 실험 조건과 실험결과와 처리

Table 1 은 본 연구의 실험 조건의 조합을 나타낸다. Table 1 에서 보는 바와 같이 본 연구에서는 실험의 주 인자로 습공기측 온도와 수증기 양 그리고 유속을 주 변수로 삼고, 각각 3 단계씩 변화시켰다. 냉각수의 온도와 유량 그리고 습공기측의 온도는 8 °C, 4 lpm, 70 °C로 각각 고정하였다.

물측 열전달량, 습공기측 현열 열전달량, 잠열 열전달량은, 계측한 온도와 유량의 데이터 들로부터, 식 (2), (3), (4) 들을 이용하여 각각 계산하였다. 식 (2)의 Q_{w,g} 는 실험관을 통해서 얻어진 열량이 아니고, U-bend 에서 주변으로부터 얻어진 열량이

다. $Q_{w,g}$ 는, 주위 온도와 물 온도를 55°C 와 8°C 로 각각 조정 한 상태에서, 열이득을 측정하여 산출한다. 실험기간 동안에 물과 주위온도는 그 온도 차가 일정하게 유지되므로 이 열이득은 상수가 된다 (물이 얻는 열량(Q_w)의 4~9% 수준 임). 식 (3)의 $Q_{s,l}$ 는 습 공기측의 실험장치 내부에서 외부로의 열 손실을 의미한다. 이 값은 주위온도와 물 온도를 각각 55°C 로 고정하고, 실험장치 내부와 주위와의 온도차에 따른 열손실을 각각의 유량에 대하여 측정하는 방법으로 산출했다. 실험 기간 중 습 공기 폐회로 내 온도와 주위온도는 일정하게 유지되므로, 이 값 역시 각 습공기 유량에서 상수로 처리된다 (현열 열전달량(Q_s)의 10~30% 정도 수준 임).

$$Q_w = m_w C_{pw} (t_{wo} - t_{wi}) - Q_{w,g} \quad (2)$$

$$Q_s = m_a C_{pa} (t_{ai} - t_{ao}) - Q_{s,l} \quad (3)$$

$$Q_l = Q_w - Q_s \quad (4)$$

계측된 물측 열량을 이용하여 전열관의 총괄 열전달 계수는 식 (5)와 같이 정의하였고, 응축 열전달 계수와 현열 열전달 계수는 식 (6), 식 (7)과 같이 각각 정의하였다.

$$U = Q_w / (\Delta T_{lm} A_o) \quad (5)$$

$$h_c = \left[\begin{array}{l} 1/U_o - r_o / (h_i r_i) \\ -\ln(r_p / r_i) (r_o / K_p) \\ -\ln(r_o / r_p) (r_o / K_T) \end{array} \right]^{-1} \quad (6)$$

$$h_s = Q_s / A_o \Delta T_{lm} \quad (7)$$

$$\Delta T_{lm} = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \quad (8)$$

$$\Delta T_1 = T_{ai} - T_{wi}, \Delta T_2 = T_{ai} - T_{wo} \quad (9)$$

전열관의 물질전달 계수는 식 (10)과 같이 계산하고, 식 (10)의 수증기 농도차는 식 (11)과 식 (12)와 같이 계산한다. 식 (12)의 W_s 는 전열관 표면에서의 수증기 농도인데, 전열관 표면온도에서의 포화 수증기 농도로 가정하였다.

$$h_m = Q_l / (A_o \Delta W_{lm}) \quad (10)$$

$$\Delta W_{lm} = (\Delta W_1 - \Delta W_2) / \ln \frac{\Delta W_1}{\Delta W_2} \quad (11)$$

$$\Delta W_1 = W_{ai} - W_{si}, \Delta W_2 = W_{ai} - W_{so} \quad (12)$$

$$T_s = T_w + \left[\begin{array}{l} 1 / (h_i A_i) \\ + \ln(r_p / r_i) / (K_p A_i) \\ + \ln(r_o / r_p) / (K_T A_i) \end{array} \right] Q_w \quad (13)$$

전열관 표면온도는 식 (13)과 같이 계산한다. 식 (13)의 h_i 는 관내측 열전달 계수를 나타내는데, 본 연구에서는 Dittus-Boelter⁽⁶⁾ 상관식을 적용하였다. 식 (13)에서, 스테인리스 강과 테프론의 열전도 계수는 $16.0 \text{ W/m.K}^{(7)}$ 과 0.24 W/m.K (Dupont data)가 각각 사용되었다.

본 연구에서 Nusselt 수와 Sherwood 수는 식 (7)과 식 (10)과 같이 산출한 열전달 계수와 물질전달 계수를 이용하여 각각 다음과 산출하였다.

$$Nu = h_s d_o / K_a \quad (14)$$

$$Sh = h_m d_o / D_s \quad (15)$$

2.3 실험의 불확실성⁽⁸⁾

Table 2 는 실험에 사용한 측정의 종류와 검, 교정 후의 정도를 나타낸다. 물측 및 습공기 측 열량 계산식 들을 불확실성 이론에 적용한 관계식은 식 (16), 식 (17), 식 (18) 이다; 각각 물측 열량 계측의 불확실성, 습공기측 현열 계측의 불확실성과 잠열 계측의 불확실성을 의미한다.

$$\left(\frac{U Q_w}{Q_w} \right)^2 = \left(\frac{U \rho_w}{\rho_w} \right)^2 + \left(\frac{U V_w}{V_w} \right)^2 + \left(\frac{U C_{pw}}{C_{pw}} \right)^2 + \left(\frac{U t_{wo}}{t_{wo} - t_{wi}} \right)^2 + \left(\frac{U t_{wi}}{t_{wo} - t_{wi}} \right)^2 + \left(\frac{U Q_{w,g}}{Q_w} \right)^2 \quad (16)$$

$$\left(\frac{U Q_s}{Q_s} \right)^2 = \left(\frac{U m_a}{m_a} \right)^2 + \left(\frac{U C_{pa}}{C_{pa}} \right)^2 + \left(\frac{U t_{ai}}{t_{ai} - t_{ao}} \right)^2 + \left(\frac{U t_{ao}}{t_{ai} - t_{ao}} \right)^2 + \left(\frac{U Q_{s,l}}{Q_s} \right)^2 \quad (17)$$

$$\left(\frac{U_{Q_l}}{Q_l}\right)^2 = \left(\frac{U_{Q_w}}{Q_l}\right)^2 + \left(\frac{U_{Q_s}}{Q_l}\right)^2 \quad (18)$$

위 식들과 관련 물성들을⁽⁹⁾ 이용한 불확실성 해석 결과는 Table 3 에 나타난 바와 같다. 습공기측 잠열 계측의 불확실성이 불측 열량계측보다 크며, 그 크기는 최대 7% 정도이고 현열 열전달 계측의 불확실성은 최대 약 5% 정도 된다. 이때, 식 (14) 와 식 (15) 같이 정의되는 Nusselt 수와 Sherwood 수의 불확실성은 식 (19)와 식 (20)과 같이 근사할 수 있으므로 현열 열전달 계측의 불확실성은 Nusselt 수의 불확실성을 나타내고, 잠열 열전달 계측의 불확실성은 Sherwood 수의 불확실성을 의미한다고 할 수 있다.

$$\left(\frac{U_{Nu}}{Nu}\right) \cong \left(\frac{U_{h_s}}{h_s}\right) \cong \left(\frac{U_{Q_s}}{Q_s}\right) \quad (19)$$

$$\left(\frac{U_{Sh}}{Sh}\right) \cong \left(\frac{U_{h_m}}{h_m}\right) \cong \left(\frac{U_{Q_l}}{Q_l}\right) \quad (20)$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 열 및 물질전달 상관식

비응축 가스가 포함된 관 외 응축에 관한 상관식은 많이 있으나, 대부분의 상관식이 수증기가 많은 경우의 실험으로부터 도출되어 본 연구의 실험 범위와 서로 맞지 않는다(Fig. 1 참조). 이에 따라 응축이 없는 경우의 대표적인 Zukauskas⁽¹⁾ 상관식과 본 연구의 실험 범위와 유사한 실험 범위를 갖는 Taniguchi⁽²⁾ 상관식(구리 관 실험)을 각각 고려한다.

식 (22)는 단상 단 관에 관한 Zukauskas⁽¹⁾의 열전달 상관식이고, 식 (21)은 응축이 수반된 경우에 대한 Taniguchi⁽²⁾의 열전달 상관식이다. Zukauskas⁽¹⁾의 상관식에서 사용한 Reynolds 수의 기준 속도는 전면속도로서, 본 연구에서 사용한 최소 흐름 영역에서의 최대속도와 다르므로, 여러 개의 전열 관이 적용된 경우의 blockage 영향도 고려되지 상태이다. Zukauskas 상관식을 실험값과 비교할 때, 위와 같은 영향 등을 고려하기 위하여, 식 (23)과 같이 Reynolds 수를 변환하여 사용하였다.^(1,2)

$$Nu = 0.3 Re^{0.6} \quad (W_\infty=0.1) \quad (21)$$

$$Nu = 0.26 Re_\infty^{0.6} Pr_\infty^{0.37} \left(\frac{Pr_\infty}{Pr_w}\right)^{0.25} \quad (22)$$

$$Re = Re_\infty (1 + 1.18 Kq^3)^2 \quad (23)$$

전열관 상으로의 물질 전달에 관하여, 식 (24)는 Taniguchi⁽²⁾의 상관식을 나타내고, 식 (25)는 식 (22)을 이용하여 도출한 단순 상사식이다.

$$Sh = 0.22 Re^{0.6} \quad (W_\infty=0.1) \quad (24)$$

$$Sh = 0.26 Re^{0.6} Sc_\infty^{0.37} \left(\frac{Sc_\infty}{Sc_w}\right)^{0.25} \quad (25)$$

3.2 실험결과

식 (2), 식 (3), 식 (4) 와 같이 정의한 전체 열전달량, 현열 열전달량, 잠열 열전달량 들을 Fig. 5, 6, 7 에 각각 나타내었다. 테프론 관을 실험한 결과, 전체 열전달량은 평균 19% (Fig. 5 참조), 현열 열전달량은 평균 20% (Fig. 6 참조), 그리고 잠열 열전달량은 평균 19% 각각 감소하는 것으로 나타났다 (Fig. 7 참조).

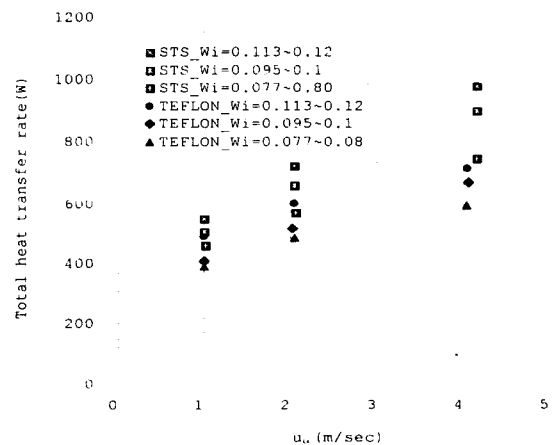


Fig. 5 Total heat transfer rate with free stream velocity

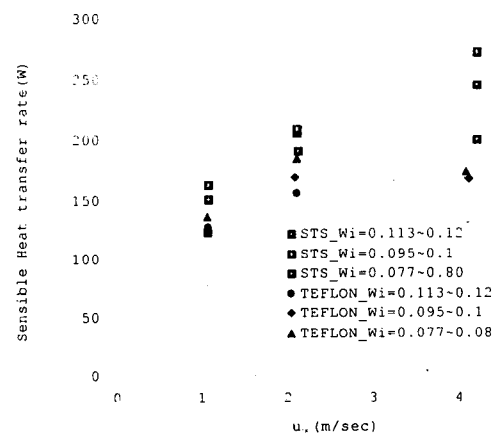


Fig. 6 Sensible heat transfer rate

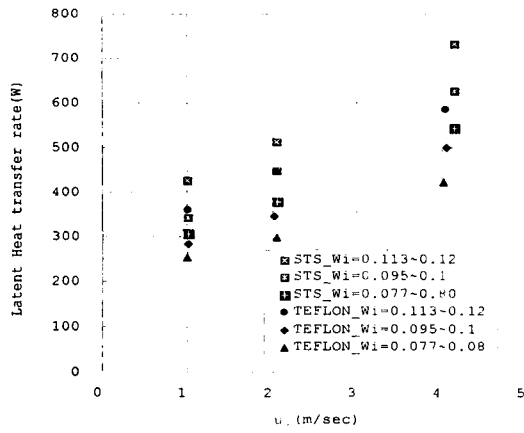


Fig. 7 Latent heat transfer rate

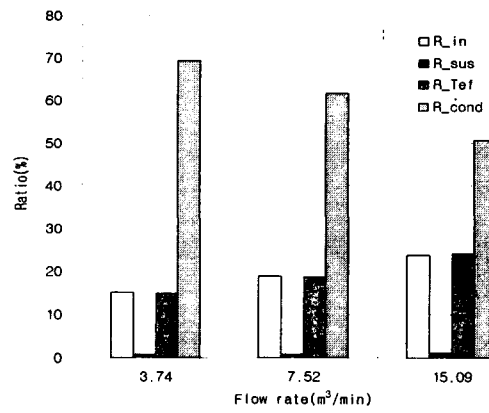


Fig. 10 Heat transfer resistances

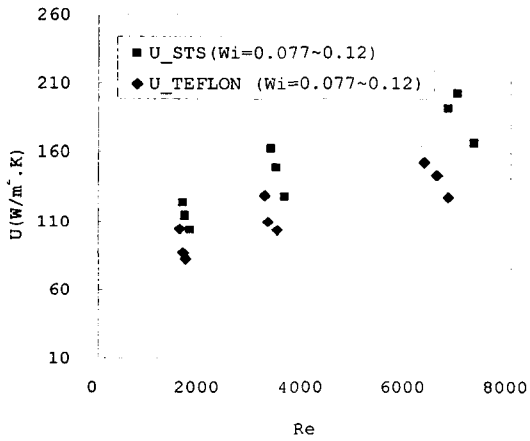


Fig. 8 Overall heat transfer coefficient versus Reynolds number

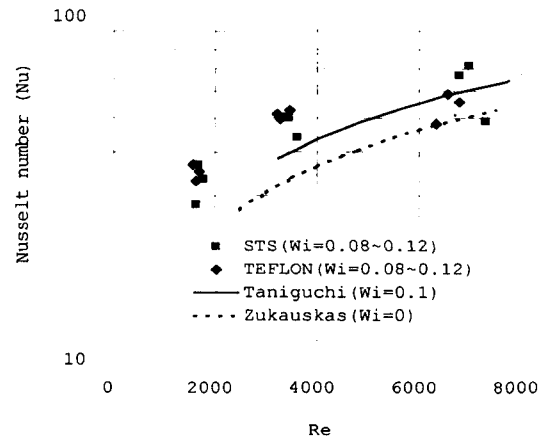


Fig. 11 Nusselt number versus Reynolds number for the steam-air mixture flow

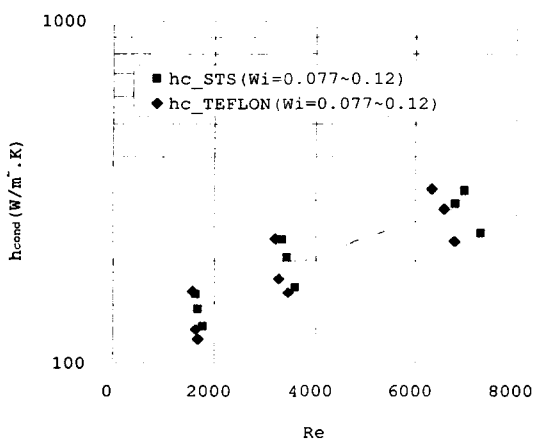


Fig. 9 Condensation heat transfer coefficient

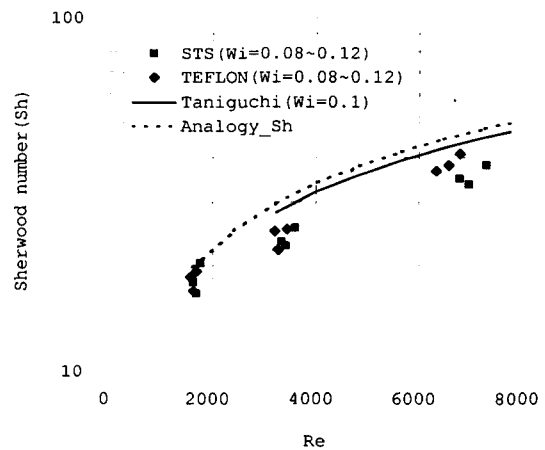


Fig. 12 Sherwood number versus Reynolds number for the steam-air mixture flow

식 (5)와 같이 정의한 총괄 열전달 계수와 식 (6)과 같이 정의한 응축 열전달 계수를 테프론 코팅 관과 스테인리스 강 관에 대해 각각 적용하여 Fig. 8 과 Fig. 9 에 나타내었다. 테프론 코팅 관의 총괄 열전달 계수는, Fig. 8 에서 보는 바와 같이, 스테인리스 관 보다 약 20% 정도 작은 것으로 나타나 전체 열전달량의 감소를 그대로 반영하고 있다. 그러나 테프론 코팅 관의 응축 열전달 계수는 Fig. 9 와 같이 스테인리스 관과 유사한 수준을 보인다.

이와 같이 전체 열전달량의 감소가 총괄 열전달 계수에는 그대로 반영된 반면, 응축열전달 계수에는 전혀 반영되지 않는 것으로 나타나는 것은 응축 열전달 계수 산출 시 테프론 코팅 관에 의한 열저항 요소가 제거되기 때문 일 것이다. 응축 열전달 계수는 식 (6)과 같이 전체 열저항(우변 첫째 항)에서 관내측 열저항(우변 두 번째 항), 스테인리스의 열저항(우변 셋째 항), 테프론 코팅의 열저항(우변 넷째 항)을 각각 빼서 계산된다. 관내측 열저항과 스테인리스 관의 두께에 의한 열저항은 테프론 코팅 전후에 동일한 상태이므로 테프론 코팅 관의 총괄 열전달 계수 저하는 테프론 코팅 관에 의한 열저항 증가 때문이라는 것을 알 수 있다.

이와 같은 사실은 Fig. 10 에서 보다 명확히 알 수 있는데, Fig. 10 은 Table 1 의 4, 5, 6 번 실험 경우에 대하여, 전술한 각각의 열저항을 백분율로 나타낸 것이다. 테프론 코팅에 의한 열저항 증가는 Fig. 10 에서 보는 바와 같이 평균 약 20% 정도로 총괄 열전달 계수의 감소율과 같다. 이때, 코팅에 의한 열저항 증가는 관내측 열저항과 그 크기가 유사하다. 또한 습공기측 유량이 증가할수록 응축 열저항은 감소하고, 테프론 코팅 관이 차지하는 열저항의 비율이 상대적으로 커지고 있다. 이에 따라 Fig. 8 에서 보는 바와 같이 Reynolds 수가 증가할수록 테프론 관의 총괄 열전달 계수의 강하가 증가하는 경향이 나타나는 것으로 판단된다.

Reynolds 수 변화에 따른 Nusselt 수(식 (14))와 Sherwood 수(식 (15))의 변화를 Fig. 11 과 Fig. 12 에 각각 나타내었다. 본 실험에서 얻은 테프론 코팅의 Nusselt 수와 Sherwood 수는 Reynolds 수가 높은 영역을 제외하면, 스테인리스 관의 실험 결과와 유사한 특성을 보인다. Reynolds 수가 높은 영역에서 테프론 코팅 관의 Nusselt 수는, Taniguchi⁽²⁾의 구리 관 실험결과($W_f=0.1$)에 의한 상관식 식 (21)과 비교하여, 유사한 결과를 보인다. 그리고 응축이 발생하지 않는 경우의 상관식인 Zukauskas⁽¹⁾ 식

과 비교하면, 테프론 코팅 관과 스테인리스 관 모두 Nusselt 수가 크게 나타난다. 기존의 연구 결과에 의하면, 응축이 수반되는 경우의 Nusselt 수는 비응축의 경우에 비해 증가하는 것으로 알려져 있다⁽²⁾⁽³⁾.

한편, 본 실험의 결과는 Fig. 11 과 Fig. 12 에서 보는 바와 같이 Reynolds 수가 높은 경우, 테프론 코팅 관의 Nusselt 수는 감소하나, Sherwood 수는 증가하는 특성을 보인다. 테프론 표면과 스테인리스 표면 등을 포함한 서로 다른 표면 위에서 물의 접촉각을 측정하여, Fig. 13 에 나타내었다(Cruss 사의 DSA100 을 이용하여 측정함). 테프론 코팅 관과 응축수와의 접촉각은 약 102° 정도로 스테인리스 관의 약 76.4° 내외 보다 약 26° 정도 크다. 테프론 관의 높은 접촉각은 전열관 표면에서의 응축수 모양을 보다 구형으로 만들어, 전열관 표면에 맺힌 응축수가 전열관 밑으로 잘 굴러 떨어지게 한다. 이때, Reynolds 수가 증가하면 기·액 경계면의 전단력이 커져서 이러한 응축수 떨어짐이 더욱 원활하게 촉진 될 것이다. 이와 같은 응축수 배출 촉진은, 응축수 맺힘의 주기를 향상시키게 되어, Fig. 12 과 같이 Sherwood 수를 향상 시키는 요인이 된 것으로 판단된다.

Fig. 14 는 스테인리스 전열관과 테프론 코팅 전열관 표면에 맺힌 응축수의 형태를 비교한 사진이다. 전술한 바와 같이 테프론 코팅관 상의 응축 액적이 보다 구형이며, 액적 수도 많은 것으로 나타난다. 테프론 관의 높은 접촉각이 물질 전달에 미치는 긍정적인 영향과는 반대로, Chandra 등⁽¹⁰⁾은 접촉각이 감소되면, 응축 액적을 통한 열전도 저항이 줄어들어 열전달 계수가 향상됨을 보고했다. 그들의 결과를 응용하면, 테프론 코팅 관의 경우에는 접촉각이 증가하므로 응축 액적이 보다 구형화 되고, 액적의 두께가 증가하여 액 막 두께에 의한 열저항을 증가시키게 된다. 본 논문에서 액적의 열저항은, 공기측 열저항에 포함시켜 정리되므로(식 (13)의 표면온도 계산에 액막의 열저항을 포함시키지 않음), 액 막 두께에 의한 열저항 증가는 공기측 열전달 계수를 저하시키게 되어 Nusselt 수 저하의 원인으로 작용하게 되는데, 본 연구에서는 이와 같은 현상이 Reynolds 수가 높은 경우에 두드러지는 지게 나타난 것으로 판단된다(Fig. 10 참조).

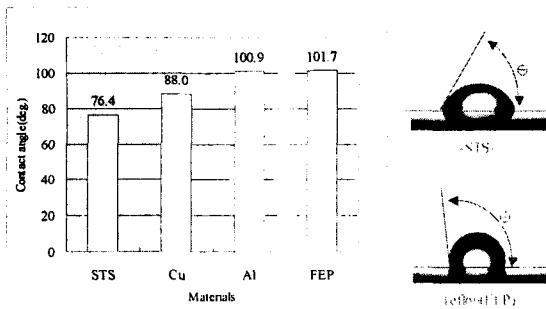


Fig. 13 Contact angles of the water drop on plates composed of different materials

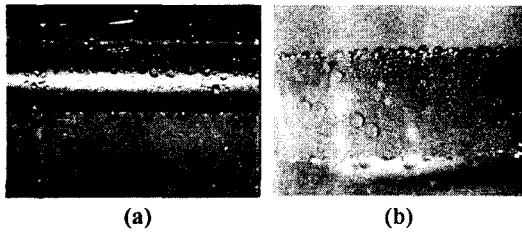


Fig. 14 Photographs of steam condensate drops on the tubes: (a) bare stainless steel tube, (b) Teflon (FEP)-coated tube

4. 결 론

본 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 테프론 코팅 관의 총괄 열전달 계수는 스테인리스 관보다 평균 약 20% 정도 작은 것으로 나타나는 반면, 코팅 관의 응축열전달 계수는 스테인리스 관과 유사하게 나타났다.

(2) 테프론 코팅 관의 열저항을 분석한 결과, 총괄 열전달 계수의 저하는 테프론 코팅 관의 열저항 증가분 만큼 감소하는 것으로 나타났으며, 테프론 코팅의 열저항 크기는 관내측 열저항 크기와 유사한 수준으로 나타났다.

(3) Reynolds 수가 증가하여 응축 열저항이 감소하는 경우, 테프론 코팅의 열저항의 비중이 상대적으로 커져서 총괄 열전달 계수의 감소율이 증가하는 것으로 나타났다.

(4) 본 연구의 실험 범위에서, 테프론 코팅 관의 Nusselt 수와 Sherwood 수는 Reynolds 수 4000 이하에서 스테인리스 관과 서로 유사한 것으로 나타나며, Reynolds 수가 6000 정도인 경우에는 테프론 관

의 Nusselt 수가 감소하고, Sherwood 수는 증가하는 특성을 보인다.

(5) 테프론 코팅 표면상에서의 응축수 접촉각이 스테인리스 표면에서의 접촉각에 비해 26° 정도 크게 나타났다. 이에 따라 테프론 코팅 관 표면상에서의 응축수의 형상이 보다 구형에 가까운 모양을 갖게 된다. 응축수가 보다 구형이 됨으로써, 기·액 경계면에 전단력이 작용할 경우, 접촉각이 작아서 넓게 퍼진 응축수 보다 전열관 밑으로 보다 더 잘 흘러내리는 특성과 액적의 두께가 두꺼워지는 특성을 동시에 갖게 된다. 전자는 응축수 흘러내림 주기를 향상시켜 물질 전달에 특성의 향상에 기여하게 되고, 후자는 열저항을 증가시키는 요인이 되는 것으로 보인다. 이러한 현상이 열 및 물질 전달에 미치는 영향에 대한 보다 자세한 연구가 요구된다.

후 기

이 논문은 POSCO 와 국가지정 연구실 사업의 재정적 지원을 받아 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Zukauskas A., Ziugzda, J., Bagdonaite, E., and Hweitt, G.F., 1988, Heat Transfer of a Cylinder in Crossflow, Hemisphere Pub..
- (2) Taniguchi, H., Kudo, K., Huang Q. R., and Fujii A., 1987, "Heat Mass Transfer from Air with High Water Content (Latent Heat Recovery from Flue Gas)," *Trans. JSME (B)*, Vol. 53, No. 495, pp. 3377~3382.
- (3) Osakabe, M., 1999, "Condensation Heat Transfer of Actual Flue Gas on Horizontal Tubes," *Proceedings of Forum on High Performance Industrial Furnace and Boiler*, pp. 86~93.
- (4) Kum-Bae Lee, Sang-II Park, Jun-Tak Park, 1997, "A Study on the Development of the High Efficiency Condensing Heat Exchanger," *Trans of KSME(B)*, Vol.21. No.5, pp.589~601.
- (5) ASHRAE, 1987, Standard Methods for Laboratory Air Flow Measurement, ANSI/ASHRAE 41.2.
- (6) Incropera, F.P., Dewitt, D.P., 2002, Introduction to Heat Transfer, John Wiley & Sons, Inc..
- (7) JSME, 1986, JSME Data Book: Heat Transfer, 4th ed. (in Japanese).
- (8) Hugh W. Coleman and W. Glenn Steele, Jr, 1989, Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers, John Wiley & Sons, Inc..
- (9) ASME, 1997, "ASHRAE Fundamentals Handbook (SI)".
- (10) Chandra S., di Marzo, M., Qaio, Y.M., and Tartarini, P., 1996, "Effect of Liquid-Solid Contact Angle on

- Droplet Evaporation," *Fire Safety Journal*, Vol. 27, 141~158.
- (11) Rose, J. W., 1980, "Approximate Equations for Forced Convection Condensation in the Presence of a Non-Condensing Gas on a Flat Plate and Horizontal Tube," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 539~546.
- (12) Fujii, T., Honda, H., Oda, K., and Kawano, S., 1981, *Trans. of JSME (B)*, Vol. 47, No. 417, pp. 836~843.
- (13) Mills, A.F., Tan, C., and Chung, D. K., 1974, "Experimental Study of Condensation from Steam-air Mixture Flowing over a Horizontal Tube: Overall Condensation Rates," *Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf.*, Tokyo, Vol. 5, Paper CT1.5, pp. 20~23.
- (14) Fujii, T., Nagata, T., and Shinzato, K., 1984, *Trans. JSME (B)*, Vol. 50, No. 455, pp. 1716~1726.