

'98 춘계 학술발표대회 논문집

한국원자력학회

혼합증기(수증기/공기)와 물의 직접 접촉 응축 열전달 현상

이한춘*, 박수기**, 김무환*

* 포항공과대학교

** 전력연구원

요약

직접 접촉에 의한 응축 열전달은 혼합증기의 레이놀즈수, 비응축 가스(공기)의 질량비, 액막의 레이놀즈수, 그리고 액막의 과냉 정도에 따라 영향을 받게 된다. 이러한 변수들의 영향을 고찰하기 위하여 본 연구에서는 수평면으로부터 87° 기울어진 수직 사각 덕트에서 직접 접촉 응축 열전달 실험을 수행하였다. 위의 각 실험 변수에 따른 평균 열전달 계수의 변화를 고찰하였으며, 실험 결과로부터 혼합증기 레이놀즈수, 비응축 가스의 질량비, 액막 레이놀즈수, 그리고 제이콥수를 변수로 하여 직접 접촉 응축 열전달에 대한 평균 누셀트수에 대한 실험 상관식을 도출하였다. 혼합증기의 직접 접촉 응축 열전달에 대한 평균 열전달 계수는 비응축 가스의 질량비가 증가할수록 현저히 증가함을 보였으며, 액막의 과냉 정도가 증가할수록 평균 열전달 계수는 감소하였다. 그리고 혼합증기의 레이놀즈수가 30,000 이상의 범위에서는 액막 레이놀즈수의 변화에 따라 평균 열전달 계수의 변화가 거의 없었다.

1. 서론

직접 접촉에 의한 응축 열교환 현상은 격납용기 내부의 온도, 압력을 감소시키기 위하여, spray, IRWST 등 여러 장치에서 많이 이용되고, 1차계통의 사고 진행 중에도 수증기와 과냉 액체간에 자주 일어나지만, 그 중요성에 비하여 설계기술 및 열교환 현상에 대한 이해는 미흡한 실정이며, 설계기술 개발을 위해서는 기본 현상에 대한 이해와 열전달 예측 모델의 검증을 위한 실험결과가 필수적이다.

두 유체사이의 벽(wall)을 통해 열교환이 이루어지는 방식에 있어서는 벽이 열저항(thermal resistance)으로 작용하기 때문에 열교환 성능이 감소하는 단점이 있다. 반면에 직접 접촉식 열교환(direct contact heat exchange)은 두 유체가 직접 접촉하여 열을 교환하는 방식이다. 이러한 직접 접촉 응축에 의한 열교환의 장점으로는 기존 열교환기들의 경우에 발생하는 전열면의 부식이나 오염이 없으며 이로 인한 추가적 열저항의 발생을 방지할 수 있다. 또 두 유체사이의 온도차이가 작을 경우에도 열전달을 용이하게 할 수 있다는 장점이 있으며, 수증기의 응축으로 인한 격납용기 내부의 압력 감소의 효과를 얻을 수 있다[1]. 따라서 앞으로 이에 대한 전열 해석 연구는 직접 접촉 응축에 의한 열교환 장치의 격납용기 설계에의 적용을 위해 요구되는 사항이라 하겠다.

혼합증기와 액막사이에 응축 열전달이 일어나는 경우, 열교환 기구(heat transfer mechanism)는 수증기가 액막으로 응축(condensation)될 때 수증기가 가지고 있는 잠열(latent heat)을 액막으로 전달하는 현상(latent heat transfer)과 혼합증기와 액막 사이의 온도 차이에 의한 열교환(sensible heat transfer)으로 분류된다. 위의 두 가지 열전달 기구는 모두 응축 열전달에 영향을 주지만 특히, 혼합증기내의 수증기가 액막으로 응축되면서 전달하는 잠열량이 대부분을 차지한다.

혼합증기 내의 수증기의 응축량은 무엇보다도 혼합증기의 공기 질량분율(air mass fraction)에 따라 크게 달라지며, 혼합증기의 경우에는 순수증기의 응축과는 달리, 액막 계면에서 비응축 가스

인 공기의 농도구배(concentration gradient)가 형성되기 때문에, 이에 따른 응축량의 변화가 생긴다. 액막 계면에서의 농도구배는 두 유체의 유동형태에 따라 달라지게 된다. 그리고 과냉된 액막과 포화상태의 혼합증기가 직접 접촉 열교환을 하는 경우에는 액막의 과냉정도가 열교환 효율에 영향을 주게 된다.

수직벽면에서의 응축에 대하여 액막이 층류인 경우에 Rohsenow 등[2][3]이 액막의 과냉을 응축잠열의 수정(modify)으로 고려하고, 액막내에서 전단응력의 분포를 선형이라고 가정하여 수치적으로 해석하여 전단응력이 증가할수록 응축 열전달 계수가 증가하는 결과를 도출하였다.

액막계면의 형상에 따른 응축 열전달 계수의 변화에 대하여는 Kang 등[4]과 Park 등[5]이 실험적으로 액막에 파형이 형성될 경우 응축 열전달 계수가 증가하는 결과를 보였다.

그리고 강희찬 등[6]은 혼합증기가 액막으로 응축될 경우 혼합증기의 온도와 속도 분포를 실험적으로 구하였는데, 공기 질량분율이 감소할수록 열 경계층(thermal boundary layer)과 속도 경계층(velocity boundary layer)의 두께가 모두 감소하는 결과를 보이고 있다.

Kim 등[7][8]은 경사진 사각 덕트(rectangular duct) 내에 액막과 순수증기가 대향류로 흐를 경우 응축 열전달에 대한 실험을 수행하였는데, 액막 계면에 파형이 없는 경우에는 액막 레이놀즈수의 영향이 크고, 액막 계면에 파형이 형성되었을 경우는 증기의 레이놀즈수가 열전달에 미치는 영향이 더 큰 결과를 보였다. Lim 등[9]은 수평 유로(horizontal channel)에 액막과 순수증기가 동향류로 흐르는 응축 열전달 실험을 수행하여 순수증기측의 속도분포를 측정하여 각 지점에서의 수증기 응축량을 구하여 열전달 계수를 계산하였다.

Chan 등[10]은 비응축 가스가 혼합된 혼합증기의 응축 열전달 계수에 대한 연구를 수평 유로 내의 동향류에 대하여 수행하였다. 열전달 계수에 대한 혼합증기의 공기 질량분율의 영향을 고려한 실험 상관식을 도출하였다. 혼합증기의 공기 질량비가 0.0%에서 3.4%까지 증가할 경우 열전달 계수가 약 40% 감소하는 결과를 보였다.

본 연구에서는 단열된 수직벽면위를 흐르는 물액막과 수증기와 공기가 혼합된 혼합증기가 같은 방향(concurrent)으로 흐르면서 혼합증기내의 수증기가 액막으로 응축되면서 열을 전달할 경우, 열교환기적 관점에서 직접 접촉 응축 열전달에 영향을 주는 실험변수들의 영향을 고찰하였으며, 직접 접촉 응축 열전달에 영향을 주는 변수들로 혼합증기의 공기 질량분율, 액막의 유량, 혼합증기의 속도, 그리고 액막 입구의 과냉정도로 정하여 해석하였으며, 각 변수들의 실험범위를 Table 1에 나타내었다. 실험결과들을 이용하여 평균 누셀트수에 대한 실험상관식을 도출하였다.

2. 실험

2.1 실험장치

본 연구를 위한 실험장치는 실험부와 실험변수 조절을 위한 주변 장치들로 구성되어 있다. 주변 장치들은 크게 액막의 유량 및 온도 조절을 위한 장치, 공기의 온도 및 유량 조절을 위한 공기공급장치, 그리고 증기 공급을 위한 장치 등으로 구성되어 있다. Fig. 1은 실험장치에 대한 전체 개략도이며, Fig. 2는 혼합증기와 액막사이의 열교환이 발생하는 실험부의 측면도이다. 실험부의 길이는 1750 mm이고, 실제 열교환이 일어나는 부분의 사양은 W150×D100×L1510 mm이다. 실험부의 모든 벽면은 압축 스티로폼으로 단열되어 있다. 혼합증기의 온도는 실험부의 출구 측에서 열전대를 이용하여 측정하였고, 액막의 온도는 Fig. 2에 나타난 것과 같이 실험부의 입구와 출구에서 측정하였다.

액막은 항온조를 사용하여 일정한 온도로 유지되어 실험부의 상부에 설치된 저수조로 공급된 후 일정한 수두(constant head)를 가지고 실험부로 공급되어 자유낙하하도록 하였다. 액막 유량은 벨브를 사용하여 조정하였으며, 유량은 전자유량계(magnetic flowmeter)를 사용하여 측정하였다.

실험변수로 혼합증기의 속도와 공기 질량분율의 값이 설정되면 그에 따른 수증기의 공급유량과

Table 1 Experimental parameters and ranges

V_{mix}	w_a	$T_{f,in}$	$Re_{f,in}$
2 m/s	0.0	25 °C	4000 ~ 6000
		50 °C	2500 ~ 10000
	0.2	25 °C	1500 ~ 9000
		50 °C	2500 ~ 10000
	0.4	25 °C	1500 ~ 9000
		50 °C	2500 ~ 10000
0.7	25 °C	1500 ~ 9000	
	50 °C	2500 ~ 10000	
3 m/s	0.7	25 °C	1500 ~ 9000
		50 °C	2500 ~ 10000
5 m/s	0.7	25 °C	1500 ~ 9000
		50 °C	2500 ~ 10000

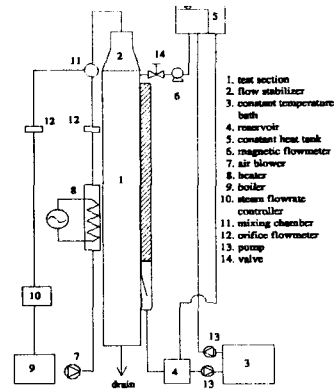


Fig. 1 Schematic diagram of experimental facilities

공기의 공급유량 및 온도가 계산된다. 혼합증기의 실험조건에 상응하는 수증기는 보일러를 이용하여 공급하였다. 수증기의 유량은 오리피스 유량계를 사용하여 측정하고, 측정된 유량값을 이용하여 유량조절밸브를 조절하도록하여 공급되는 수증기의 유량을 일정하게 유지하도록 조정하였다. 그리고 공기는 송풍기와 전기히터를 사용하여 유량과 온도를 조정하여 공급하였다. 독립적으로 공급되는 수증기와 공기는 혼합실(mixing chamber)에서 고르게 혼합하여 실험부로 공급하였다.

2.2 열전달 계수의 계산

수직 벽면 위의 액막과 혼합증기가 열교환하는 구조를 보면 Fig. 3과 같으며, 액막과 혼합증기가 직접 접촉하여 열전달이 이루어지는 동안 액막이 얻는 총 열전달율은 다음과 같다.

$$q_{tot,1} = \dot{m}_{f,out} C_{p,f,out} T_{f,out} - \dot{m}_{f,in} C_{p,f,in} T_{f,in} \tag{1}$$

또한 혼합증기로부터 액막으로 전달되는 총 열전달율은 다음과 같이 계산될 수 있다.

$$q_{tot,2} = \dot{m} \bar{h}_{fg} + k \frac{dT}{dy} A \tag{2}$$

여기서 \dot{m} 은 응축면을 통한 수증기의 전체 응축율이고, \bar{h}_{fg} 는 응축 계면에서의 상변환 엔탈피의 평균값이다. 수증기의 전체 응축율은 액막의 입출구에서의 질량유량의 차이를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

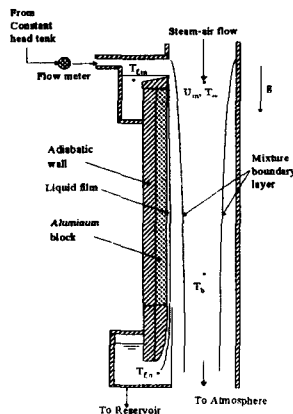


Fig. 2 Side view of the test section

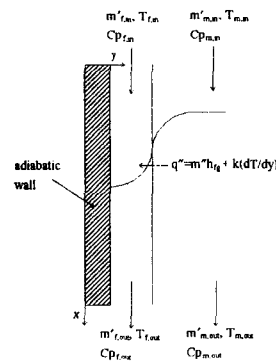


Fig. 3 Model for the analysis of the heat balance

$$m = m_{f,out} - m_{f,in} \quad (3)$$

식(2)에서 현열에 의한 열전달율은 수증기의 응축에 비하여 상대적으로 작기 때문에 무시하면, 식(1)과 식(2)의 열전달율이 같으므로 식(3)을 이용하면 응축 열전달율은 다음과 같이 구해진다.

$$q_{tot} = \dot{m}_{f,in} C_{p,f} \frac{T_{f,out} - T_{f,in}}{1 - \frac{C_{p,f} T_{f,out}}{\bar{h}_{fg}}} \quad (4)$$

식(4)의 총 열전달을 계산을 위하여 액막의 물성치인 비열($C_{p,f}$)은 액막의 입구와 출구의 평균 온도에서의 값을 이용하고, 혼합증기의 물성치인 잠열(\bar{h}_{fg})은 측정된 혼합증기의 온도에서의 값을 이용하였으며, $\dot{m}_{f,in}$, $T_{f,in}$, 그리고 $T_{f,out}$ 등은 실험에서 측정된 값을 사용하였다.

본 연구는 열교환기적 관점에서 각 변수들의 영향을 보고자 하였으므로, 평균 열전달 계수를 일반적인 열교환기 해석에 사용되는 대수 평균 온도차, 즉 LMTD(Log Mean Temperature Difference) 방법을 사용하였다. 본 실험은 혼합증기와 액막이 동향류인 경우이므로 식(4)의 총 열전달량과 LMTD 방법을 이용하여 평균 열전달 계수를 구하면 다음과 같이 된다.

$$\bar{h} = \frac{q_{tot}}{A \Delta T_{lm}} \quad (5)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{m,in} - T_{f,in} \\ \Delta T_2 &= T_{m,out} - T_{f,out} \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 혼합증기가 실험부 출구에서 포화상태라고 가정하면 식(7)의 $T_{m,in}$ 과 $T_{m,out}$ 은 $T_{m,sat}$ 으로 놓을 수 있다.

이들 열전달 계수를 무차원화한 평균 누셀수(Nusselt number)는 정의에 의하여 다음과 같다.

$$Nu = \frac{\bar{h}L}{k_f} \quad (8)$$

여기서 k_f 는 액막의 열전도도(thermal conductivity)이고, \bar{h} 는 식(5)에서 계산한 평균 열전달 계수이다. 그리고 특성길이(characteristic length)로 수직벽면의 길이(L)를 사용하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 혼합증기 공기 질량 비율의 영향

평균 열전달 계수에 대한 혼합증기의 공기 질량비율의 영향을 고찰하기 위하여 혼합증기의 속도가 2 m/s인 경우에 대하여 공기 질량비율을 0.0 ~ 0.7로 변화시켜 실험을 하였다. 이에 대한 결과를 Fig. 4에 나타내었다.

순수증기 응축의 경우에 평균 열전달 계수에 대한 액막 레이놀즈수의 영향은 크게 나타났다. 순수증기가 액막으로 응축되는 경우, 액막 계면에서의 온도를 수증기의 포화온도로 볼 수 있기 때문에, 수증기 측에는 열저항이 거의 없다고 볼 수 있다. 따라서 순수증기의 응축 열전달이 일어날 때 열저항은 액막 내에서만 존재한다고 볼 수 있으므로, 이러한 경우에 있어서는 액막 레이놀즈수의 영향이 지배적이다. 액막 레이놀즈수가 증가할수록 액막내에서의 운동량 전달이 증가하고, 이에 따른 열전달량도 증가하므로 액막 레이놀즈수가 증가함에 따라 평균 열전달 계수도 따라서 증가하게 된다.

반면에 혼합증기에 비응축 가스인 공기가 혼합되어 있는 경우는, 혼합증기 내의 공기의 농도구

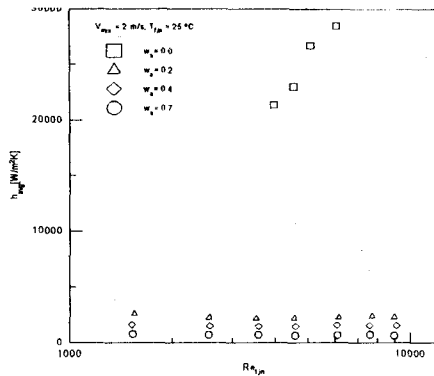


Fig. 4 Effect of air mass fraction and film Reynolds number on average heat transfer coefficient ($T_{fin}=25^{\circ}\text{C}$)

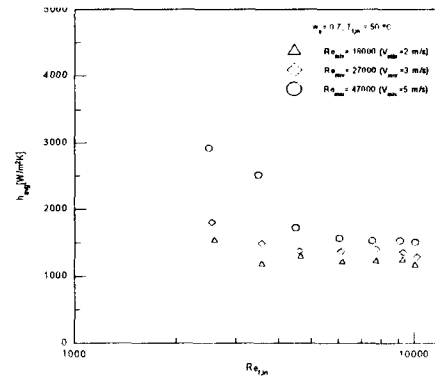


Fig. 5 Effect of mixture velocity and film Reynolds number on average heat transfer coefficient ($T_{fin}=50^{\circ}\text{C}$)

배로 인한 수증기의 물질전달이 감소하기 때문에, 액막 계면에서의 혼합증기층의 열저항이 크게 증가한다. 이로 인해 응축에 의한 액막으로의 열전달량이 크게 감소한다. 그리고 이에 따라 혼합증기에 비응축 가스가 혼합되어 있는 경우는 평균 열전달 계수에 대한 액막 레이놀즈수의 영향이 감소하게 된다.

3.2 혼합증기 속도의 영향

Fig. 5는 공기 질량분율이 0.7이고, 액막의 입구온도가 50°C 인 경우에 혼합증기의 속도를 2 ~ 5 m/s로 변화시켜가면서 평균 열전달 계수에 미치는 혼합증기 레이놀즈수의 영향을 액막 레이놀즈수에 따라 나타낸 그래프이다.

공기 질량분율이 같은 경우에 혼합증기 속도가 증가함에 따라, 평균 열전달 계수가 증가하는 경향을 보이고 있다. 혼합증기의 속도가 증가하면, 액막 계면에서 대류에 의한 운동량 전달이 활발해지고, 액막 계면의 파형을 변화시켜서 액막 계면에 모여 있는 비응축 가스의 확산을 증가시킨다. 이에 따라 수증기가 액막으로 확산되는 양이 증가하게 된다. 따라서 액막 계면에서의 수증기의 질량분율이 증가하므로 액막 계면의 온도가 증가하게 된다. 이에 따라 액막 계면에서 혼합증기층의 열저항이 감소하여, 평균 열전달 계수는 증가하게 된다. 그리고 계면온도가 증가하므로 액막 계면의 온도와 액막내부의 온도차이가 커지고 액막내부의 열저항이 커져서, 열전달에 있어서의 액막 내부의 유동이 중요한 역할을 하게 된다. 이와 같이 혼합증기의 속도가 증가할수록 평균 열전달 계수에 대한 액막 레이놀즈수의 영향은 커지게 된다.

3.3 액막과냉의 영향

Fig. 6은 혼합기체의 속도와 공기 질량분율이 일정한 경우, 평균 열전달 계수에 대한 액막 온도의 영향을 보여주는 그래프들이다. 그래프에서 볼 수 있듯이 액막의 과냉정도가 작을수록 평균 열전달 계수가 증가함을 볼 수 있다.

대수평균온도차(LMTD) 방법에 의한 열전달 계수는 열교환기의 출구에서 두 유체간의 온도 차이가 적을수록 크게 나타나는 것이 일반적이다. 액막의 입구 온도가 25°C 인 경우 혼합증기와의 온도차가 크기 때문에 온도 차이에 의한 열전달량이 액막 입구 온도가 50°C 인 경우보다 증가하게 된다. 따라서 액막의 과냉정도가 클수록 식(4)에 의해 계산된 총 열전달량은 커진다. 그러나 평균 열전달 계수가 식(5)와 같이 대수평균온도차 방법에 의해 정의되어 있는 경우에는, 분모 항에 해당하는 대수평균온도차(ΔT_m)가 작을수록 평균 열전달 계수가 커지게 된다. 실험결과를 분석해보면 액막의 과냉정도가 증가함에 따른 총 열전달량의 증가율이 대수평균온도차의 증가율보다 상대적으로 작게 나타났다. 따라서 평균 열전달 계수는 감소하게 된다.

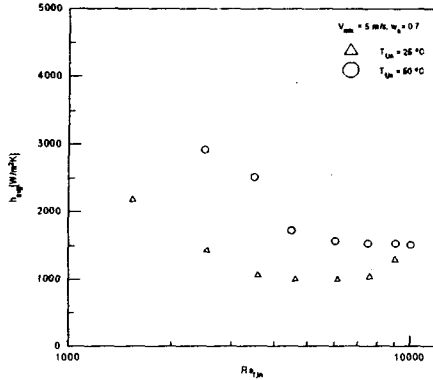


Fig. 6 Effect of film subcooling and film Reynolds number on average heat transfer coefficient ($V_{mix}=5m/s, w_a=0.7$)

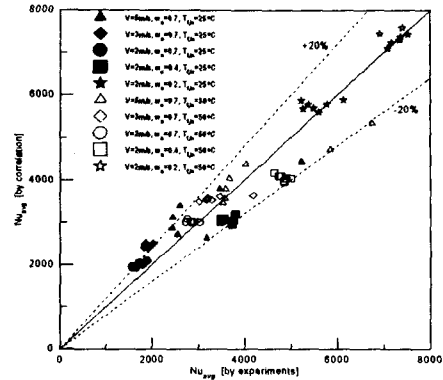


Fig. 7 Comparison between the correlation and the experiments

3.4 평균 누셀트수에 대한 상관식

식(5)에서 정의된 평균 열전달 계수를 무차원화한 누셀트수(식(8), \overline{Nu})에 대하여 실험 상관식을 직접 접촉 열교환기의 입구에서의 액막 레이놀즈수($Re_{f,in}$), 혼합증기의 레이놀즈수($Re_{mix,in}$), 공기 질량분율(w_a), 그리고 액막의 과냉정도를 무차원화한 제이콥수(Ja)를 변수로 하여 다음과 같은 형태로 도출하였다.

$$\overline{Nu} = a Re_{f,in}^b Re_{mix,in}^c w_a^d Ja^e \quad (12)$$

식(12)에 사용된 각 무차원수의 정의는 다음과 같다.

$$Re_{f,in} = \frac{4\Gamma_{f,in}}{\mu_{f,in}}, \quad \Gamma_{f,in} = \frac{\dot{m}_{f,in}}{W}$$

$$Re_{mix,in} = \frac{\rho_{mix} V_{mix,in} Dh}{\mu_{mix}}$$

$$Ja = \frac{Cp_f \Delta T_{sub}}{h_{fg}}$$

실험결과를 이용하여 식(12)의 계수 a와 지수 b, c, d, 그리고 e의 값을 구하였고, 다음과 같은 상관식을 도출하였다.

i) $17,000 < Re_{mix,in} < 30,000$

$$\overline{Nu} = 5.791 Re_{f,in}^{-0.031} Re_{mix,in}^{0.438} w_a^{-0.983} Ja^{-0.647} \quad (13)$$

ii) $45,500 < Re_{mix,in} < 47,500$

$$\overline{Nu} = 65.941 Re_{f,in}^{-0.314} Re_{mix,in}^{0.438} w_a^{-0.983} Ja^{-0.647} \quad (14)$$

혼합증기의 레이놀즈수가 45,500 보다 큰 범위에서는 혼합증기측의 열저항이 작아지면서 액막 레이놀즈수의 영향이 크게 나타났기 때문에 실험 상관식을 혼합증기 레이놀즈수의 범위를 두 범위로 나누어서 도출하였다. 식(13)과 식(14)에 사용된 액막 레이놀즈수와 혼합증기의 레이놀즈수 그리고 혼합증기의 공기 질량분율은, 실험부의 입구에서 계산한 값을 사용하였으며, 제이콥수는 액막의 입구와 출구의 평균온도에서의 비열과 혼합증기의 포화온도에서의 응축 잠열을 이용하여 액막 과냉정도를 무차원화 하였다. 식(13)과 식(14)의 실험 상관식은 실험에 의해 계산된 평균 열전달 계수값과 $\pm 35\%$ 의 오차를 보였으며, 실험에 의해 계산된 평균 누셀트수와 상관식에 의해 계산된 평균 누셀트수의 관계를 Fig. 7에 $\pm 20\%$ 의 오차한계와 함께 표시하였다. 그림을 보면 대부

본의 결과가 $\pm 20\%$ 의 오차한계 내에 존재함을 볼 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는, 수직 벽면에서 비응축 가스(공기)가 포함된 혼합증기와 액막 사이에 직접 접촉 응축 열전달이 일어날 때, 혼합증기의 공기 질량분율, 혼합증기의 레이놀즈수, 액막의 과냉, 그리고 액막 레이놀즈수 등의 변수들이 평균 열전달 계수에 미치는 영향을 실험적으로 해석하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 혼합증기의 비응축 가스(공기) 질량분율이 증가할수록 평균 열전달 계수가 현저히 감소하였으며, 질량분율의 증가할수록 평균 열전달 계수에 대한 영향이 감소하였다.
- 2) 혼합증기의 레이놀즈수가 30,000 이하인 범위에서는 평균 열전달 계수에 대한 액막 레이놀즈수의 영향이 거의 없었다.
- 3) 순수증기의 응축시에는 평균 열전달 계수에 대한 액막 레이놀즈수의 영향이 혼합증기에 비하여 상대적으로 크게 나타났다.
- 4) 혼합증기의 레이놀즈수가 증가할수록 평균 열전달 계수도 증가하였다.
- 5) 혼합증기의 레이놀즈수가 증가할수록 혼합증기 측의 열저항이 감소하게 되어, 상대적으로 액막 레이놀즈수의 영향이 크게 나타났다.
- 6) 액막의 과냉이 작을수록 평균 열전달 계수가 크게 나타났다.
- 7) 실험을 통한 데이터를 이용하여 수직 벽면에서 직접 접촉 응축시 평균 열전달 계수에 대한 실험 상관식을 도출하였다.

후기

본 연구를 지원해 주신 신형 원자로 연구센터(CARR) 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Jacobs, H. R., 1988, "Direct-Contact Heat Transfer for Process Technologies", *J. Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 1259-1270.
- (2) Rohsenow, W. M., Webber, J. H. and Ling, A. T., 1956, "Effect of Vapor Velocity on Laminar and Turbulent-film Condensation", *J. Heat Transfer*, Vol. 78, pp. 1637-1643.
- (3) Rohsenow, W. M., 1956, "Heat Transfer and Temperature Distribution in Laminar-Film Condensation", *J. Heat Transfer*, Vol. 78, pp. 1645-1648.
- (4) Kang, H. C. and Kim, M. H., 1992, "Measurement of Three-dimensional Wave Form and Interfacial Area in an Air-Water Stratified Flow", *Nuclear Eng. and Design*, Vol. 136, pp. 347-360.
- (5) Park, S. K., 1996, "Effects of Wavy Interface on Film Condensation of Steam/Air Mixture on a Vertical Surface", POSTECH, Ph. D. thesis, Pohang, Korea.
- (6) 강희찬, 김무환, "막응축 열전달에서 공기-수증기 혼합기체의 속도 및 온도분포", 대한기계학회논문집, 제18권, 제10호, pp. 2675-2685, 1994
- (7) Kim, H. J. and Bankoff, S. G., 1983, "Local Heat Transfer Coefficients for Condensation in Stratified Countercurrent Steam-Water Flows", *J. Heat Transfer*, Vol. 105, pp. 706-712.
- (8) Kim, H. J., Lee, S. C. and Bankoff, S. G., 1985, "Heat Transfer and Interfacial Drag in Countercurrent Steam-Water Stratified Flow", *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 11, No. 5, pp. 593-606.
- (9) Lim, I. S., Tankin, R. S. and Yuen, M. C., 1984, "Condensation Measurement of Horizontal Cocurrent Steam/Water Flow", *J. Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 425-432.
- (10) Chan, T. S. and Yuen, M. C., 1990, "The Effects of Air on Condensation of Stratified Horizontal Concurrent Steam/Water Flow", *J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 1092-1095.
- (11) Coleman, H. W. and Steele Jr., W. G., 1989, *Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers*, John Wiley & Sons Inc., New York.
- (12) 이상용, 김병주, 김무환, 이상유동열전달, 대영사, 1993