

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2008.32.5.335

# 채널내 공기유동이 있는 유하액막의 열전달특성에 관한 실험적 연구

오동은\* · 강병하† · 김석현\*\* · 이대영\*\*\*  
(2007년 11월 6일 접수, 2008년 4월 4일 심사완료)

## An Experimental Study on Heat Transfer of a Falling Liquid Film in Air Channel Flow

Dongeun Oh, Byung Ha Kang, Sukhyun Kim and Dae-Young Lee

**Key Words:** Falling Liquid Film(유하액막), Vertical Flat Plate(수직평판), Channel Width(채널간격),  
Air Velocity(공기 유속), Heat Transfer Coefficient(열전달 계수)

### Abstract

Thermal transport from vertical heated surface to falling liquid film in a channel has been investigated experimentally. Air-flow is introduced into channel to make a counter flow against falling liquid film. This problem is of particular interest in the design of direct contact heat exchange system, such as cooling tower, evaporative cooling system, absorption cooling system, and distillation system. The effects of channel width and air flow rate on the heat transfer to falling liquid film are studied in detail. The results obtained indicate that heat transfer rate is gradually decreased with an increase in the channel width without air flow as well as with air flow in a channel. It is also found that heat transfer rate of air-flow is increased while heat transfer rate of falling liquid film is decreased with an increase in the air flow rate at a given channel width. However, total heat transfer rate from the heated surface is increased as the air flow rate is increased.

### 기호설명

$\dot{Q}$	:	열전달률 (W)	$d$	:	채널 간격 (mm)
$m$	:	물의 총질량 (kg)	하첨자		
$\dot{m}$	:	질량유량(kg/s)	<i>bath</i>	:	수조
$A$	:	젖음면적 (m <sup>2</sup> )	<i>air</i>	:	공기
$h_c$	:	열전달 계수 (W/m <sup>2</sup> K)	<i>i</i>	:	입구
$\Delta T_{lm}$	:	대수평균 온도차 (K)	<i>o</i>	:	출구
$C_p$	:	비열 (kJ/kg·K)	<i>s</i>	:	관의 표면
			<i>w</i>	:	증류수

† 책임저자, 국민대학교 기계·자동차 공학부  
E-mail : bhKang@kookmin.ac.kr  
TEL : (02)910-4681 FAX : (02)910-4839

\* 국민대 대학원 기계공학과  
\*\* 국민대 기계·자동차 공학부  
\*\*\* KIST 에너지메카닉스 연구센터

### 1. 서 론

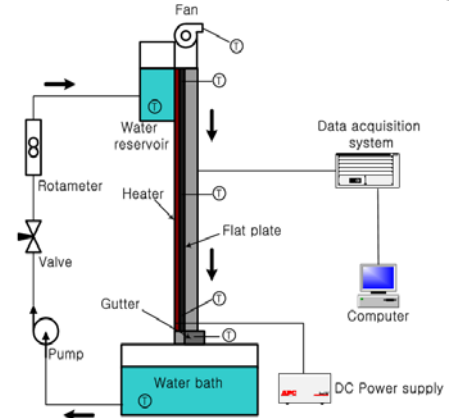
최근 냉난방 에너지 수요가 급격히 증가하고 있으며, 여러 환경 오염문제가 대두되면서 냉난

방문제가 큰 관심사가 되었다. 현재 대부분의 열시스템은 열전달 성능의 향상 뿐만 아니라 친환경적인 운전과 에너지의 절감에 크게 집중이 되고 있다. 이에 따라 에너지 시스템의 고효율화와 청정에너지의 개발·연구가 활발히 진행되고 있다. 이러한 연구의 일환으로 물의 증발 잠열을 이용한 시스템이 많은 분야에서 응용되고 있다. 물의 잠열을 이용한 증발냉각 기술은 냉각탑, 증발식 냉각기, 흡수식 냉동기 및 증류공정 등 여러 가지 기술 분야에 응용되고 있다. 유하액막으로 부터 열 및 물질 전달 과정은 현열교환 뿐만 아니라 물의 잠열을 이용하여 효과적인 냉각성능을 발휘할 수 있기 때문이다.<sup>(1,2)</sup>

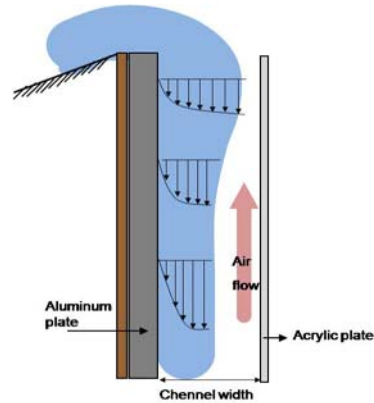
유하액막의 열전달에 관한 기존의 연구로는 Zheng and Worek<sup>(3)</sup>에 의해 열 및 물질전달을 향상시키는 방법이 연구 되었고, Tray and Lin<sup>(4)</sup>은 액막의 증발에 관한 실험을 통해 상관식을 제안하였으며, Chun and Seban<sup>(5)</sup>은 수직 스테인레스 튜브에서 유하액막의 증발 열전달에 관한 연구를 수행하였다. 또한 Kim 등<sup>(6)</sup>은 계면활성제의 농도가 유하액막의 유동특성에 미치는 영향을 실험을 통해 분석하였다.

물과 가스의 열교환에서 가스의 속도에 따른 열전달의 변화에 관한 연구가 많이 수행되어 왔다. Hasson and Luss<sup>(7)</sup>는 층류유동에서 물과 증기의 열교환에 대한 열전달 계수를 실험으로 구하였고, Shmerler and Mudawwar<sup>(8,9)</sup>는 유하액막에서 난류유동이 열전달에 미치는 영향을 해석적으로 연구하였다. 또한 Karapantsios 등<sup>(10)</sup>은 고속의 유동이 유하액막의 특성에 미치는 영향을 통계적으로 분석 하였다.

기존의 연구는 수직관에 관한 연구에 집중되거나 수직 평판에서 해석적인 연구나 유체의 유속에 중점을 둔 연구가 많았다. 채널내의 공기의 유속과 채널의 간격은 유하액막과 공기사이의 대류열전달에 영향을 미친다. 공기의 유속이 증가함에 따라 열전달 특성은 다르게 나타난다. 공기의 유속이 증가하는 경우 증발냉각의 성능향상에 기여할 것이다. 따라서 본 연구에서는 채널내의 공기의 속도와 채널간격에 변화를 주어 공기의 속도와 채널 간격의 변화가 유하액막의 열전달 특성에 미치는 영향을 실험을 통하여 규명하고자 한다.



(a) Experimental arrangement



(b) Physical model of flow channel

Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

## 2. 실험장치 및 실험방법

### 2.1 실험장치

유하액막의 열전달 특성 실험장치는 열교환기 채널의 일부분을 모델링하여 제작하였다. 본 연구의 실험장치는 다음 Fig. 1(a)에 개략도로 나타내었다. 실험장치는 크게 액막 형성부, 유량 공급부 및 데이터 취득부로 구성되어 있다. Fig. 1(b)는 액막형성부를 나타낸 그림이다. 액막은 3 mm 두께의 알루미늄 수직 평판(220 mm width × 270 mm height)의 표면에 형성된다. 이 때 평판 뒤에 부착된 가열판(Silicon louver heater)에 일정한 DC 전압을 가함으로써 판을 가열하였다. 평판 표면의 온도를 측정하기 위하여 평판 후면에 2 mm 깊이로 9개의 홈을 파서 각 부분에 T형 열전대를 부착하고 열저항을 최소화하기 위하여 열그리스를 얇게 도포하였다.

공급수의 유량은 로타미터를 이용하여 조절하였으며, 정확한 유량의 측정을 위해 비이커와 메스실린더를 이용 60초간의 측정된 유량의 평균값을 이용하여 유량계를 보정하였다. 이에 따른 유량계의 측정 오차는  $\pm 3\%$  이내로 나타났다. 또한, 평판 밑에 수조를 두어 흘러내린 액체를 DC펌프를 이용하여 재순환 시켰다. 수직 평판 표면에 증류수를 흘려주기 위해 알루미늄판 후면에 작은 수조를 설치하였다. 이는 수용액이 수조를 넘쳐 흐르며 함으로써 수직평판 표면에 상부로부터 유하액막이 자연스럽게 형성되게 유도하기 위함이다. 수직평판 상부에는 공기의 유동을 발생시킬 수 있는 DC 다익형 송풍기를 설치하였다.

공기의 속도는 송풍기 출구에 가이드를 설치하고 그 내부의 공기유속을 디지털 풍속·풍향계를 사용하여 세 지점의 풍속을 측정 하였다. 데이터는 측정된 값들의 평균값으로 사용하였다. 채널 간격의 조절은 버니어 캘리퍼스 두께를 측정하여 각각의 위치에 고정부를 설치하여 30 mm 단열재로 단열된 아크릴판을 가변하여 각기 다른 채널 간격의 상황을 부여하였다.

본 실험에서 모든 온도는 항온조 보정법을 이용하여  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 로 보정된 T형 열전대를 이용하여 측정 하였고, 열손실을 최소화하기 위해 증류수의 순환 입·출구를 제외한 모든 외부 노출 부분을 30 mm 두께의 단열재를 이용하여 단열하였다.

### 2.2 실험 조건 및 방법

실험 변수로서 순환유량은 0.06 kg/s로 고정하였고, 순환 공기의 유속은 0 m/s ~ 5 m/s의 범위에서 1 m/s씩 변화시키면서 수행하였다. 또한 채널의 간격에 따른 영향을 분석하기 위해 5 mm, 7 mm 및 10 mm로 채널 간격을 변화 시키면서 실험을 수행 하였다.

평판 표면의 온도는 평판 후면에 부착된 9개의 T형 열전대의 온도를 측정하여 평균값을 취하였으며,, 실제 평판 전면의 온도와 평판의 후면에서 측정된 온도는 2%이하의 온도차를 보였다.

유하액막의 젖음 면적  $A$ 는 사다리꼴 적분 공식에 의해 구하였고, 모든 실험조건에서 젖음면적은 총 수직평판 면적의 73%이상의 값을 나타내었다. 실험데이터는 데이터 취득기와 컴퓨터를 이용하여 2초 간격으로 취득하였다. 취득한 데이터는 약 150초 이후 변화율이 일정하였다. 이로

본 연구에서는 150초 이후에 정상상태로 간주하여 실험결과는 150초 이후부터 350초 사이의 데이터를 사용하여 결과를 도출 하였다.

수조가 취득한 열량과 열전달률을 식 (1)을 이용하여 계산하였다. 여기서  $m$ 은 수조 내 증류수의 총질량을 의미하며,  $dt$ 는 수조의 온도변화를 측정한 시간이다. 또한 공기의 유동으로 인해 발생한 공기의 열전달률은 식 (2)로부터 구하였으며,, 에너지 평형에 의해 총 열전달률은 식 (3)으로 나타낼 수 있다.

실험 시 평판 전체 표면의 온도는  $\pm 1^\circ\text{C}$ 내에서 일정 하므로 평판과 액막사이의 온도 관계는 식 (4)로 정의가 가능하다.

$$\dot{Q}_{bath} = mC_p \frac{dT_{bath}}{dt} \tag{1}$$

$$\dot{Q}_{air} = \dot{m}_{air} C_{p,air} \Delta T_{air} \tag{2}$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{bath} + \dot{Q}_{air} \tag{3}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_{w,o}) - (T_s - T_{w,i})}{\ln \left[ \frac{(T_s - T_{w,o})}{(T_s - T_{w,i})} \right]} \tag{4}$$

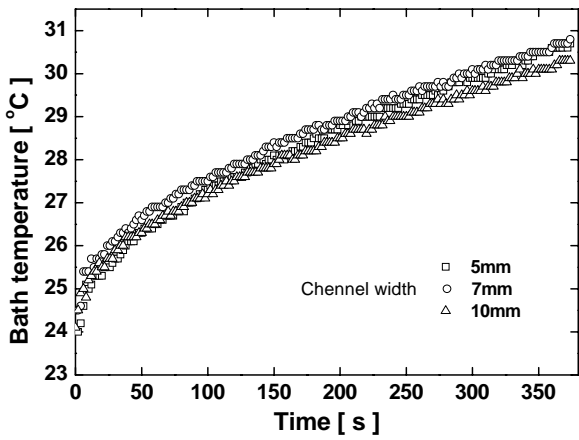
$$h_c = \frac{\dot{Q}_{total}}{A_{total} \Delta T_{lm}} \tag{5}$$

수직평판에서 유하액막으로 흡수된 열전달률을 평판과 유하액막의 대류 열전달에 대한 식으로 식 (5)와 같이 나타냈다. 이로 부터 본 실험의 열전달 계수를 도출할 수 있다. 여기서  $A$ 는 젖음 면적을 의미하고  $\Delta T_{lm}$ 는 식 (4)의 대수평균 온도차를 의미한다.

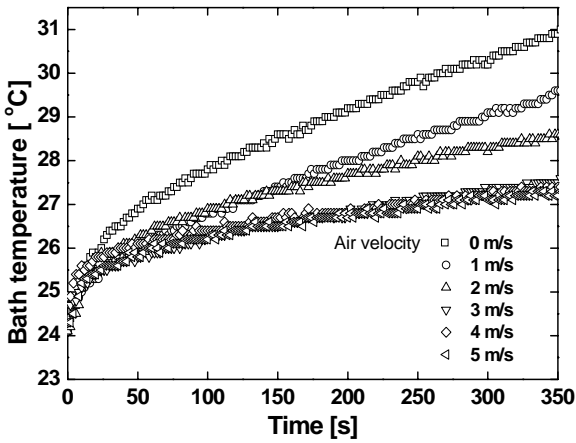
본 연구에서는 수직 평판에서 젖음 면적상의 열전달만을 고려하였다. 건 면적에서 공기와 가열판과의 열전달량은 고려하지 않았다. 총 열전달률에 합산하였던 건 면적에서 발생한 열전달률로 인한 열전달계수의 오차는 무시하였다.

### 3. 실험 결과 및 고찰

Fig. 2는 각각의 채널 간격과 공기의 속도에 대해 시간에 따른 수조의 온도변화를 나타낸 것이



(a) Air velocity  $V_{air}=0$  m/s



(b) Channel width  $d=10$  mm

Fig. 2 Transient variation of bath temperature

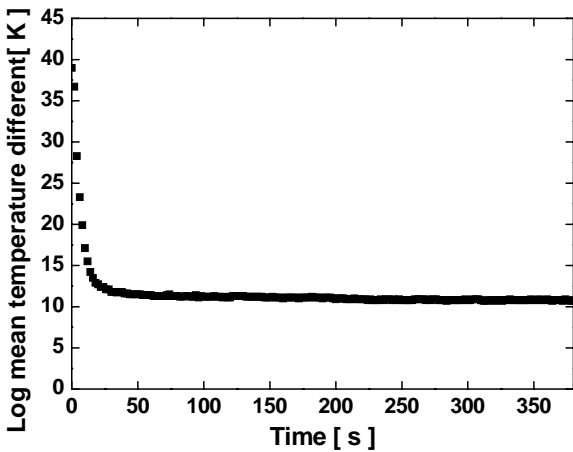


Fig. 3 Transient variation of log mean temperature difference at air velocity  $V_{air}=5$  m/s and channel width  $d=10$  mm

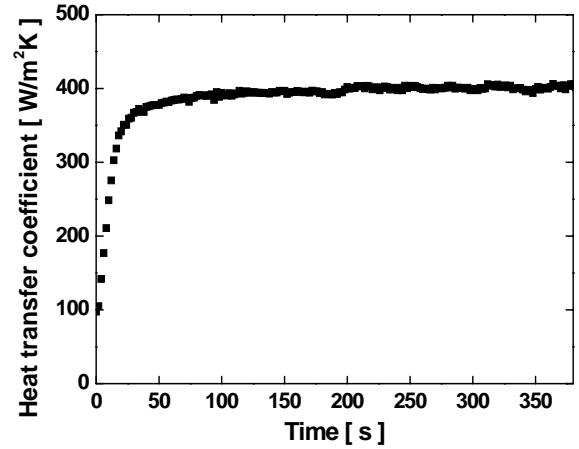


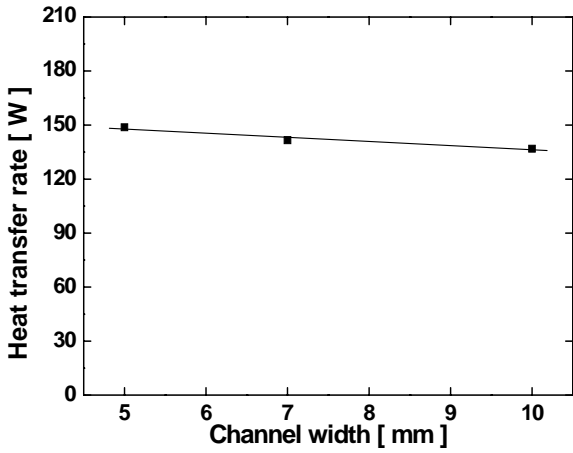
Fig. 4 Transient variation of heat transfer coefficient at air velocity  $V_{air}=5$  m/s and channel width  $d=10$  mm.

다. Fig. 2(a)는 0.06 kg/s의 유량에 공기의 속도는 0 m/s일 때의 3가지 채널 간격에 대한 수조의 온도변화를 나타낸다. 채널 간격이 넓어짐에 따라 온도변화의 기울기는 거의 동일함을 보였다. Fig. 2(b)는 0.06 kg/s의 유량에 채널 간격이 10 mm인 경우 5가지의 공기의 속도에 대한 수조의 온도변화를 나타낸다. 저속의 경우 고속인 경우보다 기울기가 더 가파름을 알 수 있다. 또한 각각의 경우 시간이 흐름에 따라 각 채널간격에서의 온도의 변화율은 거의 일정함을 알 수 있다.

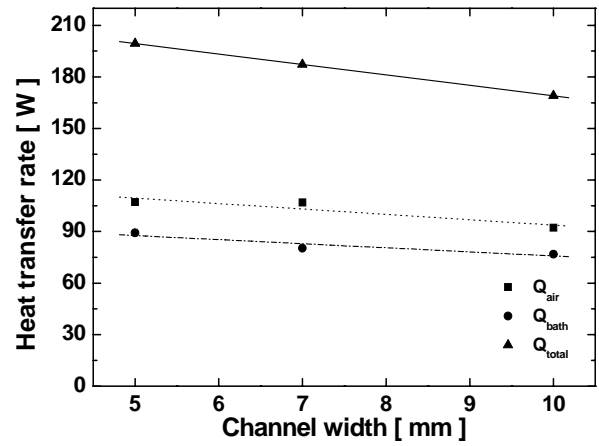
Fig. 3은 시간이 흐름에 따라 유하액막의 대수 평균온도차 (Log Mean Temperature Difference, LMTD)의 변화를 나타낸 것이고, Fig. 4는 시간의 흐름에 따른 열전달 계수를 나타낸 것이다. 두 경우 모두 순환유량은 0.06 kg/s이고 공기의 유속은 5 m/s, 채널의 간격은 10 mm이다. 유하액막의 대수평균 온도차와 열전달률은 일정시간이 지난 후 안정이 되었고 결과의 분석에는 안정화된 이후의 결과를 취득하여 분석 하였다.

### 3.1 채널 간격의 영향

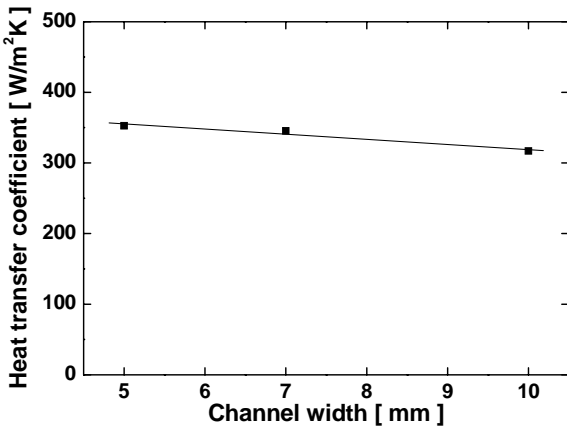
Fig. 5는 공기의 강제흐름이 없는 경우 채널 간격이 5, 7, 10 mm로 점차 변할 때 각각의 열전달 계수와 열전달률을 나타낸다. 채널간격이 증가할수록 열전달 계수와 열전달률 모두 감소하는 경향을 보였다. Fig. 5(a)에서 알 수 있듯 열전달률은 채널간격이 5 mm일 때보다 10 mm인 경우 약 8%가 감소하였고, Fig. 5(b)의 결과에서 열전달 계수는 약 10%가 감소하였다. 채널의 간격이



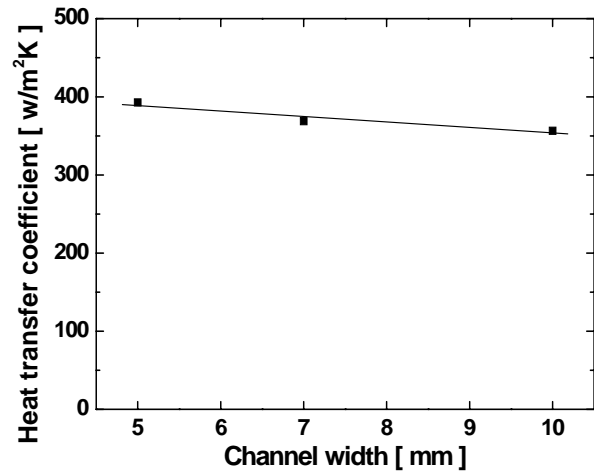
(a) Heat transfer rate



(a) Heat transfer rate



(b) Heat transfer coefficient



(b) Heat transfer coefficient

Fig. 5 Effect of channel width on heat transfer without air flow

좁을수록 열전달은 향상 되는 것으로 보인다. 그러나 액막의 두께가 채널 내에서 일정 부분을 차지하기 때문에 열전달을 향상 시키기 위해 채널 간격을 5 mm 이하로 좁히는 것은 극히 제한적일 수밖에 없다. 이러한 실험적 제한이 존재하기 때문에 채널 내에 공기를 유동시켜 열전달의 촉진 여부를 알아보았다.

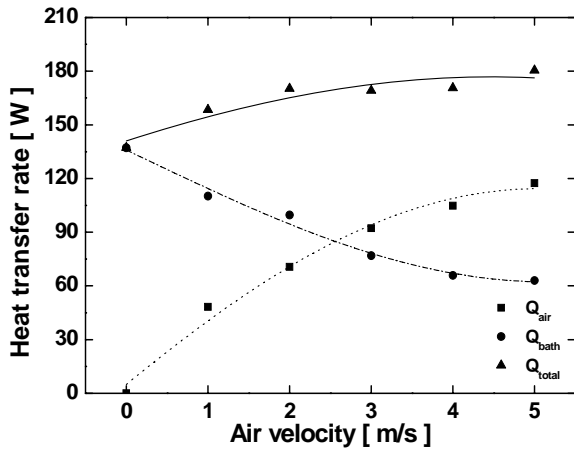
Fig. 6(a)는 공기 유속이 3 m/s의 조건에서 채널변화에 따른 열전달률의 변화를 나타낸 것이다. 데이터들은 각각 공기의 열전달률, 액막의 열전달률 그리고 총 열전달률을 나타낸다. 공기 열전달률은 5 mm의 경우 보다 10 mm의 경우 약 14% 정도 감소하였고, 액막 열전달률은 약 14%, 총 열전달률은 약 15%로 감소하였다. 이는 공기의 유속이 있는 조건에서도 채널의 간격은 열전달에 영향을 미친다는 것을 보여준다. 또한, 공기

Fig. 6 Effect of channel width on heat transfer at air velocity  $V_{air}=3$  m/s

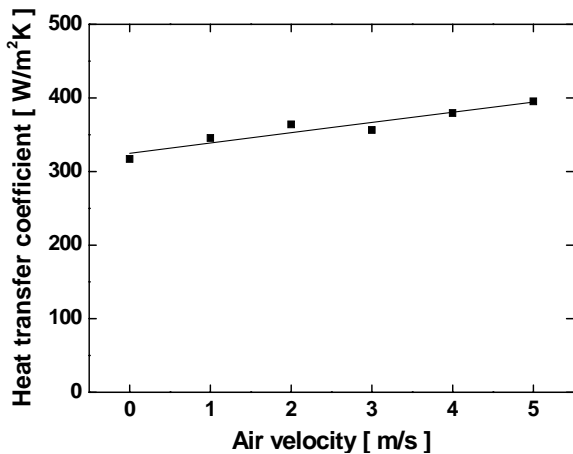
의 유속이 있는 경우와 없는 경우 모두 각 열전달률은 모두 감소하는 경향을 보였다. Fig. 6(b)는 공기의 유속이 3 m/s인 조건에서 채널간격이 변함에 따른 열전달 계수의 변화를 나타내었다. 채널 간격이 5 mm인 경우 보다 10 mm인 경우 열전달 계수는 약 9% 감소하였다. Fig. 5와 Fig. 6의 결과를 종합하면, 공기의 유속이 3 m/s인 경우는 공기의 유속이 0 m/s인 경우보다 동일 채널에서 열전달 계수는 평균 30% 증가하였고 열전달률은 10% 증가하였다. 따라서 공기의 유속은 열전달의 촉진에 크게 영향을 미친다는 것을 보여 주는 것이다.

### 3.2 공기의 유속에 대한 영향

공기의 유속의 변화가 열전달 계수와 열전달률



(a) Heat transfer rate



(b) Heat transfer coefficient

Fig. 7 Effect of air velocity on heat transfer at channel width  $d=10\text{mm}$

에 미치는 영향은 Fig. 7의 (a)와 (b)에 나타내었다. 이때 순환 유량은 채널간격 실험과 동일한  $0.06 \text{ kg/s}$ 이고 채널 간격은  $10\text{mm}$ 로 고정하였다. Fig. 7(a)는 공기의 유속이  $1 \text{ m/s}$ 에서  $5 \text{ m/s}$ 까지  $1 \text{ m/s}$ 씩 증가함에 따른 열전달 계수의 변화를 나타낸 것이다. 전체적으로 총 열전달 계수는 증가하는 경향을 보였고  $1 \text{ m/s}$ 일 때 보다  $5 \text{ m/s}$ 인 경우 열전달 계수는 약 25%가 증가하였다.

Fig. 7(b)는 공기의 유속이 증가할 때 각각의 열전달률의 변화를 나타낸 결과이다. 공기 열전달률은  $0 \text{ m/s}$ 인 경우보다  $5 \text{ m/s}$ 인 경우 총 열전달률의 65%가 증가하였고, 총 열전달률은  $0 \text{ m/s}$ 인 경우보다  $5 \text{ m/s}$ 인 경우 약 25%가 증가하였다. 반면에 액막의 열전달률은  $0 \text{ m/s}$ 인 경우보다  $5 \text{ m/s}$ 인 경우 약 54% 감소하였다. 공기의 열전달의 증가폭이 매우 크기 때문에 액막의 열전달의 감

소함에도 총 열전달률은 증가하는 결과를 보였다. 이는 공기의 열전달률의 향상 폭이 매우 크게 변하기 때문에 공기의 유속으로 인한 열전달 촉진에 미치는 영향은 채널 간격의 영향보다 매우 크다는 사실을 보여준다. 또한 일정 이상 크기의 공기 고속 유동 시에는 열전달 증가의 폭이 점차 둔화됨을 보였다.

#### 4. 결론

수직평판에서 채널의 간격과 공기의 유속이 액막에서의 열전달에 미치는 영향에 대하여 연구를 수행하였다. 채널 내 대항류 공기의 유속을 주어 유동을 시킨 경우 채널의 간격이 증가함에 따라 열전달은 감소하였다. 이는 채널 내 공기의 흐름이 없는 경우도 공기의 흐름이 있는 경우와 동일한 경향을 보였다. 그리고 열전달의 감소의 폭은 공기의 유속을 주었을 경우 공기의 유속이 없는 경우보다 감소폭이 증가하였다. 이는 채널의 폭에 따라 공기의 유속이 열전달의 촉진을 저하시키는 요인이 될 수 있기 때문에 증발식 냉각기 설계 시 적정 유속과 채널간격중 하나의 요인이 아닌 두요인의 적절한 선정으로 열전달의 촉진을 이끌어 낼 수 있다고 할 수 있다. 또한, 일정한 채널 간격 내에서 공기의 유속이 증가할수록 열전달이 촉진되는 것을 보였다.

#### 후기

본 연구는 국민대학교 2008년도 교내연구비의 지원에 의해 수행되었습니다.

#### 참고문헌

- (1) Yang, W. J. and Clark, D. W., 1975, "Spray Cooling of Air-cooled Compact Heat Exchangers," *International Journal of Heat and mass transfer*, Vol. 18, pp. 311~317.
- (2) Brown, W. K., 1996, "Application of Evaporative Cooling to Large HVAC System," *ASHRAE Transaction*, Part I, pp. 895~907.
- (3) Zheng, G. S., and Worek, W. M., 1996, "Method of Heat and Mass Transfer Enhancement in Film Evaporation," *International Journal of Heat and mass*

- transfer*, Vol. 39, No. 1, pp. 97~108.
- (4) Tsay, T. L. and Lin, T. F., 1995, "Evaporation of a Heated Falling Liquid Film into a Laminar Gas Stream," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 11, pp. 61~71.
- (5) Chun, K. R. and Seban, R. A., 1971, "Heat Transfer Evaporating Liquid Film," *Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 93, No. 3, pp. 391~396.
- (6) Kim, K. H., Kang, B. H. and Lee, D. Y., 2007, "Fluid Flow and Heat Transfer on a Falling Liquid Film with Surfactant from a Heated Vertical Surface," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 21, No. 11, pp. 1807 ~ 1812.
- (7) Hasson, D., Luss, D. and Navon, U., 1964, "Experimental Study of Steam Condensation on a Laminar Water Sheet," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 7, No. 9, pp. 983~1001.
- (8) Shmerler, J. A. and Mudawwar I., 1988, "Local Evaporative Heat Transfer Coefficient in Turbulent Free-falling Liquid Films," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, No. 4, pp. 731~742.
- (9) Shmerler, J. A. and Mudawwar I., 1988, "Local Heat Transfer Coefficient in Wavy Free-falling Turbulent Liquid Films Undergoing Uniform Sensible Heating," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, No. 1, pp. 67~77.
- (10) Karapantsios, T. D., Paras, S. V. and Karabelas, A. J., 1989, "Statistical Characteristics of Free Falling Films at High Reynolds Numbers," *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 15, No. 1, pp. 1~21.