

## 핀-튜브 열교환기에서의 습증기 발생 메커니즘의 과악을 위한 실험적 연구

박상균\* · 윤석훈\*\* · 김경근\*\* · 김명환\*\* · 오 철\*\*

### An Experimental Study on Understanding of Production Mechanism of a Mist from Fin-Tube Heat Exchanger

S-K Park\* · S-H Yoon\*\* · K-K Kim\*\* · M-H Kim\*\* · C Oh\*\*

**Key words** : Air conditioning equipment(공기조화장치), Heat exchanger(열교환기), Mist(습증기), Relative humidity(상대습도)

#### Abstract

As an improvement in the standard of living and economic growth, the demand for air conditioning equipment is increasing rapidly. Nowadays, air conditioning equipments are being used for industry, large building, house and car. These equipments were concentrated on improving heat efficiency of economic aspects while they design heat exchanger for cooling and heating. These air conditioning equipments using heat exchanger cause a discomfort to user due to generating mist at the beginning of operating. Therefore, the user demand air of high class and quality. In this experimental study, to acquire elementary data for development of heat exchanger which be able to supply air of high quality, that is to say, possess a restraint effect of mist generation. We estimate an effect on cooling plate quality, supply air velocity, supply air temperature, cooled plate temperature and supply air relative humidity which have an influence on outlet air condition of heat exchanger.

#### 1. 서 론

인간이 쾌적한 생활을 영위하고자 하는 것은 근본적인 욕구로, 유사 이래 이것을 지향하기 위한 끊임

없는 노력이 추구되어 왔으며 경제적 발전과 생활수준의 향상으로 현대사회에서는 보다 쾌적한 생활환경을 요구하고 있다. 따라서 20세기 후반 생활수준의 전반적인 향상과 더불어 냉장고, 에어컨

\* 한국해양대학교 대학원 기관공학과(원고접수일 : 2000년 12월)

\*\* 한국해양대학교 해사대학 기관시스템공학부

컨 등의 냉동 및 공기조화 산업은 급격히 발전되어 왔는데, 그에 따른 공기조화장치는 가정용에서부터 산업용에 이르기까지 폭넓게 보급되어왔다. 특히 인간의 생활과 아주 밀접한 관계를 가지고 있는 가정용, 대형건물용 및 자동차용 공기조화장치 등은 효율적인 측면뿐만 아니라 보다 쾌적한 환경의 요구에 따른 양질의 공기를 공급할 수 있는 공기조화장치를 요구하고 있다.

공기조화용 열교환기에 대해서는 경제적인 측면에서의 열교환기의 성능 및 에너지절약의 측면에서는 많은 연구가 진행 되어왔다. 특히 핀-관 열교환기에 있어서 열저항의 80~85%를 차지하는 판외측 열저항(공기측 열저항)의 가장 큰 비중을 차지하는 핀효율의 개선 및 열교환기 표면의 서리성장에 관한 연구 등, 열교환기의 열효율의 향상을 위해 다양한 핀의 형상 및 환경조건에서 많은 연구가 진행 되어왔다.<sup>[11]-[16]</sup>

종래의 습증기 관련 연구를 살펴보면 나트륨 냉각 고속증식로의 로(爐)용기상부의 아르곤 가스상에서 대량의 나트륨 습증기가 발생해서 자연대류에 의하여 위쪽 방향으로 이송되어 회전플러그 하부의 가동부에 부착·고화해서 기계의 작동불량의 원인이 된다고 알려져 있고, 이러한 문제를 해결하기 위한 연구가 진행되어지는 등 공기조화용 열교환기와는 별개의 산업용 기계에서의 습증기 발생거동의 해명 및 제어에 관한 연구가 많이 진행되었다.<sup>[16]-[17]</sup>

공기조화용 열교환기에서의 습증기 발생에 관한 연구는 Yamada 등<sup>[18]</sup>이 발수성전열면을 가진 핀에서의 미스트발생에 관한 실험을 수행하였다. 그 결과 냉각면의 간격이 좁은 경우 발수성처리면에서 무처리면보다 많이 발생했고, 핀간격이 3mm 이상에서는 별다른 차이가 없었으며, 공기유속이 0.5m/s의 경우가 표면처리에 관계없이 가장 많은 습증기가 발생한다고 보고하고 있다.

앞으로 국민생활이 선진국에 도달할수록 고효율화에 따른 에너지 절약과 더불어 공기의 질(Quality)에 대한 고급화의 요구가 증가할 것으로 예상된다.

따라서 본 연구에서는 공기조화장치에서 보다 양질의 공기를 공급할 수 있는 열교환기의 개발과

관련하여 습증기(Mist) 발생의 기초적 메커니즘의 파악을 목적으로, 열교환기의 출구공기에 영향을 미치는 냉각면의 종류, 공급공기의 유속, 공급공기의 온도, 냉각면의 온도 및 공기의 상대습도의 영향에 따른 습증기 발생량을 평판과 핀-튜브에서 실험적으로 검토하였다.

## 2. 실험장치 및 실험방법

### 2.1 실험장치

Fig. 1은 습증기 발생 메커니즘의 파악을 위한 실험장치의 전체 계통도이다. 그림에 나타난 바와 같이 실험장치는 개회로 풍동장치로서, 크게 공급공기의 유속을 조절하는 풍량 조절부, 공급공기의 온도를 조절하는 공기가열부 및 냉각부, 공급공기의 습도를 조절하기 위한 가습부, 냉각면의 온도를 조절하기 위한 브라인(brine) 순환부, 시험부 및 가시화부로 구성되어 있다.

풍량 조절부①은 원심형 팬을 사용하였으며, 팬 입구의 댐퍼를 조절함으로써 소정의 풍속으로 조절하였다. 공기가열부④ 및 냉각부⑤는 가로 470mm, 세로 400mm, 9단 4열의 핀-튜브 열교환기로 열교환기로 들어가는 온수 및 브라인의량을 조절하여 공기를 소정의 온도로 유지하였다. 가습부⑧은 내장된 2 kw의 히터로서 발생 증기량을 조절하여 공급공기의 습도를 조절 유지하였다.

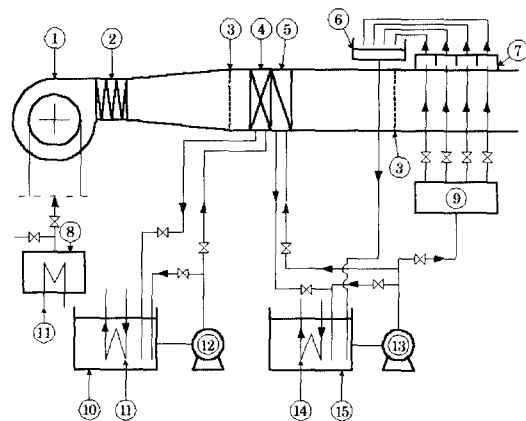


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

시험부(test section)는 평판과 핀-튜브로, 평판의 경우는 가로 430mm, 세로 100mm, 높이 70mm의 구형용기에 두께 3mm의 동판과 알루미늄판을 냉각면으로 사용하였고, 냉각면을 소정의 냉각온도로 유지하기 위하여 내부에 격벽과 노즐을 설치하여 냉동기에 의해 온도가 조절된 브라인

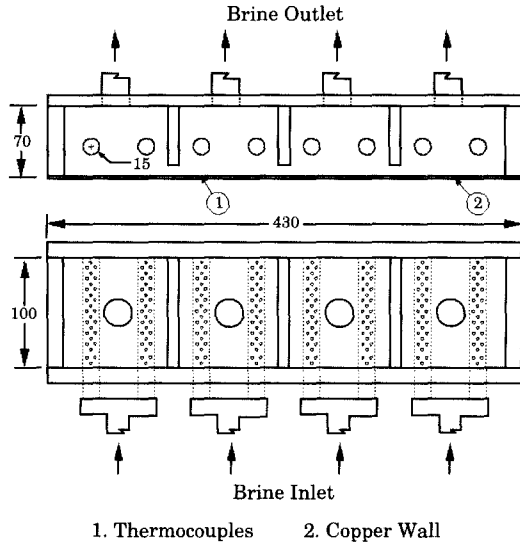


Fig. 2 Diagram of test section apparatus(Plate)

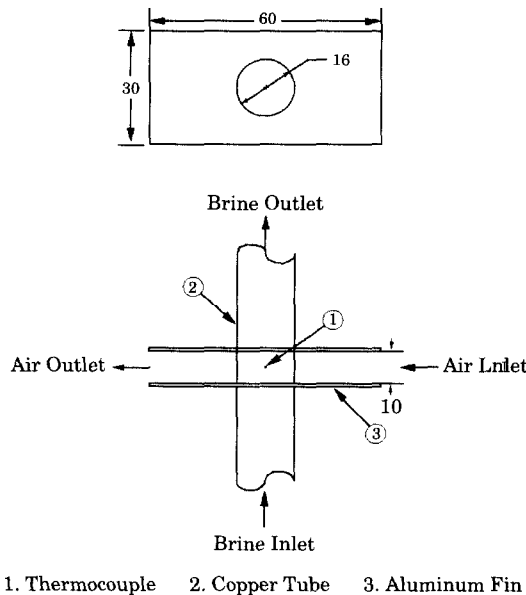


Fig. 3 Diagram of test section apparatus(Fin-tube)

이 냉각면에 분사되는 구조로 하였다. 냉각면의 등온상태 확인을 위해 냉각면에 50mm간격으로 8개소에 열전대(C-A type)를 부착하였다. Fig. 2는 평판의 경우 시험부의 상세도를 나타낸다.

또한 실험에 사용된 핀-튜브는  $\phi 16\text{mm}$ , 길이 115mm의 동관에 가로 60mm, 세로 30mm, 두께 5mm의 알루미늄핀을 10mm간격으로 확관 접촉하였으며, Fig. 3은 핀-튜브의 경우 시험부의 상세도를 나타낸다.

가시화부는 냉각면 주위에서 일어나는 습증기 발생현상을 관찰할 수 있도록 두께 20mm의 투명한 아크릴판을 사용하여 제작하였다. 또한 유동가시화를 위한 일부분을 제외하고는 외부온도의 영향을 받지 않도록 단열 처리 및 습증기 발생의 가시화를 위해 검은색으로 표면 처리하였다.

냉각면 입출구부의 공기온도를 측정하기 위해 열전대(K-type)를 2개소에 부착하였고, 냉각면 입출구부에서의 상대습도를 측정하기 위해 습도계(HMP-234)를 부착하였으며, 공급공기의 풍속 측정을 위해 피토티관(pitot tube)을 냉각면 입구부에 설치하여 덕트내의 풍속을 측정하였다.

## 2. 2 실험방법

본 실험에서는 평판과 핀-튜브에서의 습증기 발생의 기초자료를 수집하기 위하여 Table. 1의 실험조건으로 하여 습증기 발생량을 비교 검토하였다.

실험은 먼저 송풍기를 운전하여 공급되는 공기의 풍속을 소정의 풍속으로 일정히 유지한 후 대기중의 공기를 냉각, 가열 및 가습하여 공기의 온도 및 습도가 일정한 실험조건으로 유지된 상태에서 냉각용 브라인을 냉각부로 보내어 소정의 냉각면 온도로 유지되는 시간을 실험개시 시간으로 하였다.

본 실험에서는 열교환기에서 운전초기 습증기

Table 1 An experimental condition

Condition	Range
Cooling Plate	Copper, Aluminum
Air Velocity ( $U_{\infty}$ )	0.3~0.7(m/s)
Air Temperature ( $T_{\infty}$ )	20~30( $^{\circ}\text{C}$ )
Cooled Plate Temp. ( $T_w$ )	-3~3( $^{\circ}\text{C}$ )
Relative Humidity ( $\phi_{\infty}$ )	80~90(%)

의 발생에 주안점을 두어 실험을 행하였으며, 실험 중 입구공기온도는  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 의 오차 범위, 습도는  $\pm 1\%$ 정도의 오차까지 허용하였다.

실험중 습증기의 발생거동은 유로 후류부에서 흐름에 평행한 아르곤 레이저광을 조사하여 발생된 습증기를 가시화 하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 습증기량의 산정

냉각면 표면에서 발생하는 습증기량의 정확한 파악은 상당히 어려운 실정이다. 따라서 본 실험에서는 어떤 입자에 빛이 다다르면 빛이 갖고 있던 에너지가 전자에 전달되어 진동을 하게 되고 이러한 진동으로 말미암아 그 진동수에 해당하는 빛이 사방으로 내보내지게 되는 빛의 산란현상을 이용하여 각 실험조건에 따른 습증기량의 상대치를 비교하였다. 즉 습증기량이 증가할수록 동일한 밝기에서 산란현상이 증가하는 레이저광의 특성을 이용하여 습증기량을 비교하였다.

습증기의 산란용 광원으로서는 3.5W의 공랭식 아르곤 레이저에 원통형 렌즈를 부착하여 빛을 조사하였으며, 냉각면 주위에서의 습증기 발생현상을 디지털 비디오 카메라로 촬영하고, 여기에 저장된 영상은 이미지보드(DT3155)에 입력하여 원시영상파일로 변환하였다.

평판 및 핀-튜브 주위에 발생한 습증기의 흐름은 불규칙하게 변화하므로 실험 개시 후 5초 간격으로 습증기량을 산정하여 2분 30초간의 유동장의 영상을 평균화하여 습증기량을 평균값으로 산정하였다.

평균화한 유동장의 영상에서 평판의 경우 냉각면 표면의 서리층 및 응축수의 영향력이 미치는 영역은 배제하고 동일면적(pixel)을 설정하였다. 핀-튜브의 경우 동관 뒤쪽부분의 핀 사이에 응축수의 영향력이 미치는 영역을 배제하고 동일면적(pixel)을 설정하여 히스토그램(histogram)화 하였다. 히스토그램(Histogram)이란 선택된 영역의 농도(밝기정도)가 어떤 분포로 되어 있는가를 농도 값의 출현빈도로 나타낸 2차원 그래프로서, 본

실험에서는 PIV 시스템(CACTUS 2000)을 이용하여 8비트(256 grey level)의 농도영상을 대상으로 히스토그램 분석을 행하였다. 여기서 숫자는 가장 어두운 부분을 0, 가장 밝은 부분을 255로 나타내는데, 이는 습증기 발생량이 증가할수록 수치가 높아짐을 의미한다. 습증기 발생이 없는 상태에서의 선택면적에서의 농도평균값(mean value of density)은 2.5이다.

#### 3.2 공기유속에 따른 영향

Fig. 4는  $\phi_{\infty}=90\%$ ,  $T_{\infty}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $T_w=-3^{\circ}\text{C}$ 상태에서의 공급공기의 유속에 따른 동판과 알루미늄판에서의 습증기 발생현상을 가시화한 결과이다. 그림에서 공기는 우측에서 좌측방향으로 흐르고 있으며, 각 그림에서 상단부의 희게 나타난 부분이

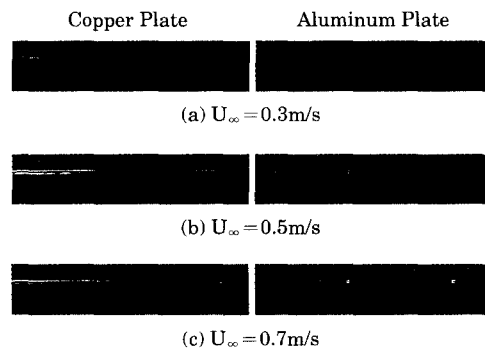


Fig. 4 Effect on supply air velocity ;  $\phi_{\infty}=90\%$ ,  $T_{\infty}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $T_w=-3^{\circ}\text{C}$

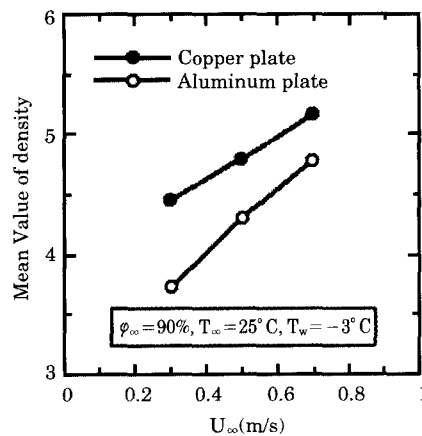


Fig. 5 Effect of supply air velocity on mean value of density at steady condition.

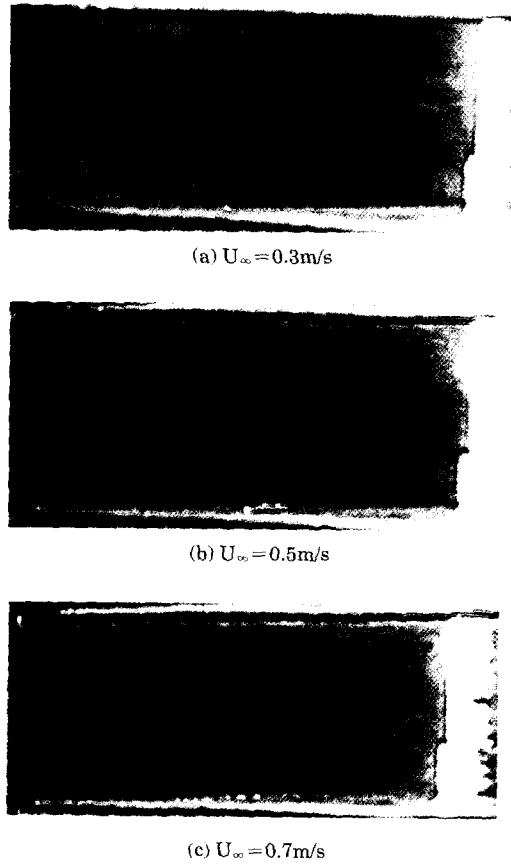


Fig. 6 Effect on supply air velocity (Fin-tube)  
;  $\phi_{\infty} = 80\%$ ,  $T_{\infty} = 30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_w = -3^{\circ}\text{C}$

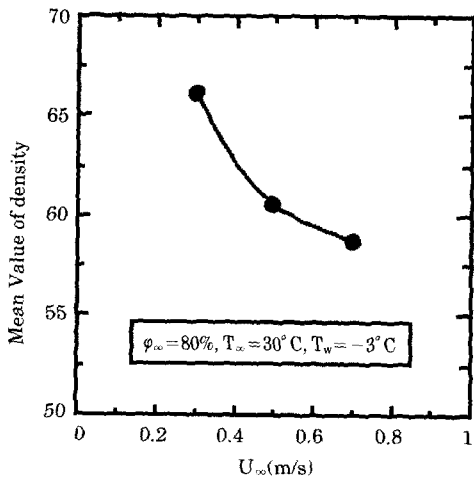


Fig. 7 Effect of supply air velocity on mean value of density at steady condition. (Fin-tube)

냉각면이며, 그 아랫부분에서 습증기가 발생하고 있다. Fig. 5는 위와 같은 조건에서 공급공기의 유속에 따른 습증기 발생량을 수치화한 결과를 나타낸 것이다. 그림으로부터 알 수 있는 바와 같이 공급공기의 유속이 증가할수록 습증기 발생량이 증가하는데 이는 유속이 증가할수록 열유속의 증가와 냉각면 주위에 발생한 습증기가 후류 방향으로 보내어지기 쉽기 때문이다. 또한 동일한 유속에서는 동판이 알루미늄판보다 습증기 발생량이 많은데 이는 동판이 알루미늄판보다 열전도율이 크기 때문이다.

Fig. 6은 핀-튜브의 경우  $\phi_{\infty} = 80\%$ ,  $T_{\infty} = 30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_w = -3^{\circ}\text{C}$  상태에서의 공급공기의 유속에 따른 습증기 발생현상을 가시화한 결과이다. 그림에서 공기는 우측에서 좌측으로 흐르고, 핀과 핀사이의 흰 부분이 습증기를 나타낸다. Fig. 7은 Fig. 6과 동일한 조건에서 공급공기의 유속에 따른 습증기 발생량을 수치화한 결과를 나타낸다. 그림으로부터 알 수 있는 바와 같이 공급공기의 유속이 증가할수록 습증기 발생량이 적어지는데, 이는 공기유속이 증가해서 열유속은 증가하나 유량의 증가와 좁은 전열면적을 통과하는 공기의 바이패스(BF)량이 증가하기 때문이다.

### 3.3 공기온도에 따른 영향

Fig. 8은  $\phi_{\infty} = 90\%$ ,  $U_{\infty} = 0.5\text{m/s}$ ,  $T_w = 0^{\circ}\text{C}$  상태에서의 공급공기의 온도에 따른 동판과 알루미늄판에서의 습증기 발생현상을 가시화한 결과이다. Fig. 9는 Fig. 8과 동일한 조건에서의 공급 공기의 온도

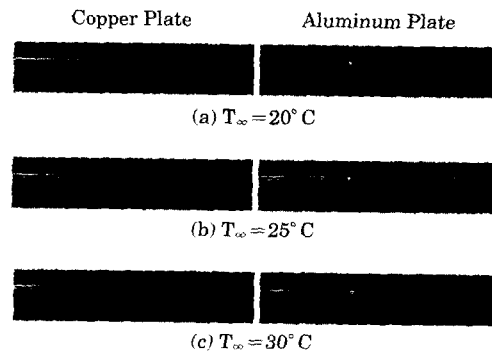


Fig. 8 Effect on supply air temperature  
;  $\phi_{\infty} = 90\%$ ,  $U_{\infty} = 0.5\text{m/s}$ ,  $T_w = 0^{\circ}\text{C}$

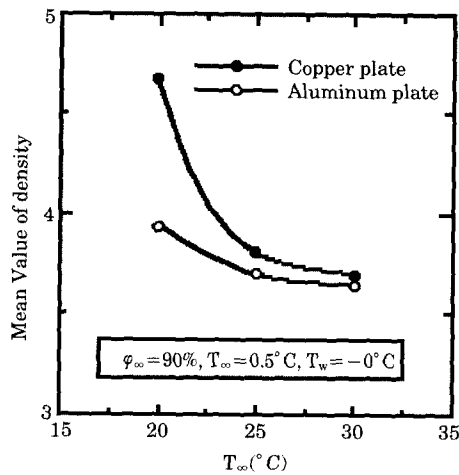


Fig. 9 Effect of supply air temperature on mean value of density at steady condition.

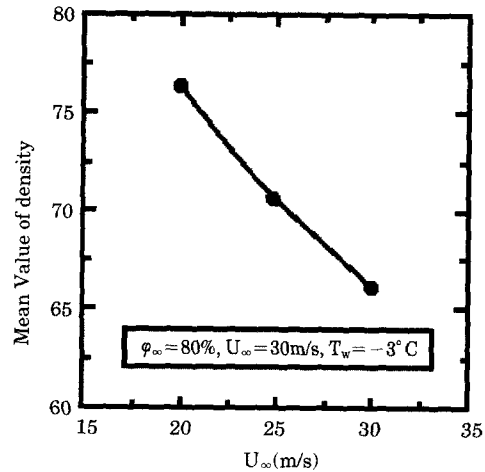
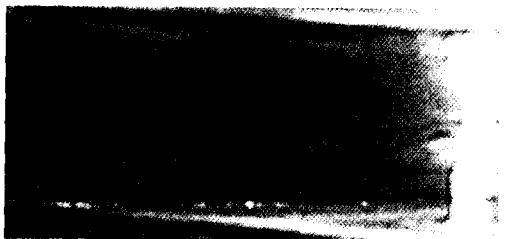


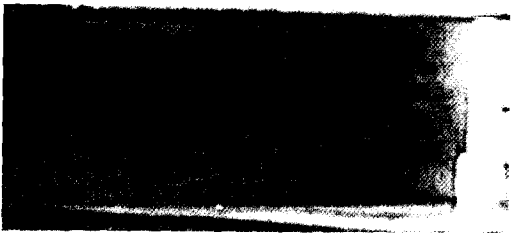
Fig. 11 Effect of supply air temperature on mean value of density at steady condition.(Fin-tube)



(a)  $T_{\infty} = 20^{\circ}C$



(b)  $T_{\infty} = 25^{\circ}C$



(c)  $T_{\infty} = 30^{\circ}C$

Fig. 10 Effect on supply air temperature(Fin-tube)  
;  $\phi_{\infty} = 80\%$ ,  $U_{\infty} = 0.3\text{m/s}$ ,  $T_w = -3^{\circ}C$

에 따른 습증기 발생량을 수치화한 결과를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 공급공기의 온도가 증가할수록 습증기 발생량이 감소함을 알 수 있다. 이는 동일한 조건의 공기에서 공기온도가 낮을수록 수증기 분압이 낮아지기 때문에 냉각면 주위의 공기가 포화되기 쉬운 영향과 공기온도가 높아질수록 수증기 분압이 높아져서 물질이동의 추진력의 증가로 냉각면에 응축량이 증가해서 냉각면과 공기사이의 열저항의 역할을 하기 때문이며, 공기온도가 높을수록 실험초기 습증기 발생량이 급격히 감소함을 알 수 있다. 또한 동일한 온도에서 동판이 알루미늄판보다 습증기 발생량이 많은데 이는 전술한 열전도계수의 영향이다.

Fig. 10은 핀-튜브의 경우  $\phi_{\infty} = 80\%$ ,  $U_{\infty} = 0.3\text{m/s}$ ,  $T_w = -3^{\circ}C$  상태에서의 공급공기의 온도에 따른 습증기 발생현상을 가시화한 결과이다. Fig. 11은 동일한 조건에서의 공급공기의 온도에 따른 습증기 발생량을 수치화한 결과를 나타낸다. 그림에서 알 수 있는바와 같이 공급공기의 온도가 증가할수록 습증기 발생이 감소함을 알 수 있는데, 이는 전술의 평판의 경우와 동일한 이유 때문이다.

### 3. 4 냉각면온도에 따른 영향

Fig. 12는  $\phi_{\infty} = 90\%$ ,  $U_{\infty} = 0.5\text{m/s}$ ,  $T_{\infty} = 25^{\circ}C$  상태에서의 냉각면온도에 따른 동판과 알루미늄판

에서의 습증기 발생현상을 가시화한 결과이다. Fig. 13은 Fig. 12와 동일한 조건에서 냉각면의 온도에 따른 습증기 발생량을 수치화한 결과를 나타낸 것이다. 그림으로부터 알 수 있는 바와 같이 냉각면의 온도가 낮을수록 습증기 발생량이 증가하는데, 이는 냉각면의 온도가 낮을수록 온도구배의 증가로 인한 열유속의 증가와 서리층의 열확산계수가 응축수의 열확산계수보다 높기 때문으로 생각된다. 또한 동일한 냉각면 온도에서 동판이 알루미늄판보다 습증기 발생량이 많은 것은 전술한 열전도계수의 영향이다.

Fig. 14는 핀-튜브의 경우  $\phi_{\infty}=80\%$ ,  $U_{\infty}=0.3\text{m/s}$ ,  $T_{\infty}=30^{\circ}\text{C}$  상태에서의 냉각관온도에 따른 습증기 발생현상을 가시화한 결과이다. Fig. 15는 Fig. 14와 동일한 조건에서 냉각관의 온도에 따른 습증기 발생량을 수치화한 결과를 나타낸 것이다.

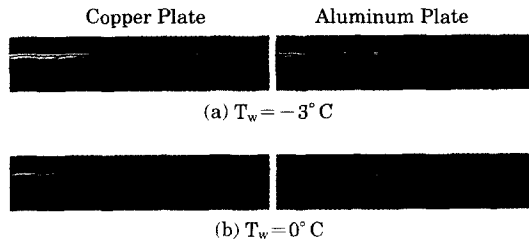


Fig. 12 Effect on cooled tubes temperature ;  $\phi_{\infty}=90\%$ ,  $U_{\infty}=0.5\text{m/s}$ ,  $T_{\infty}=25^{\circ}\text{C}$

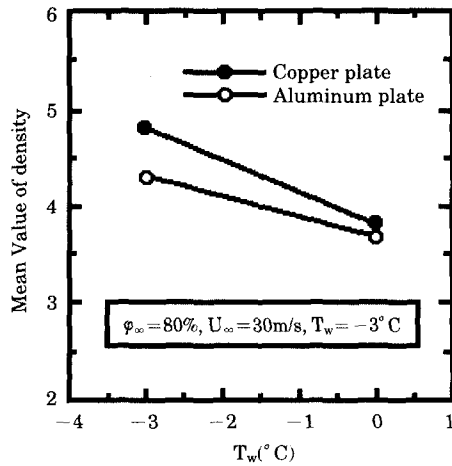


Fig. 13 Effect of cooled plates temperature on mean value of density at steady condition.

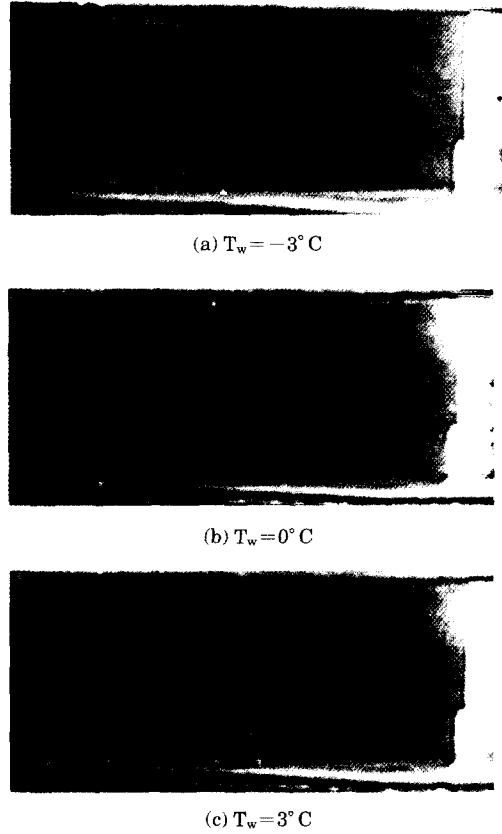


Fig. 14 Effect on cooled tubes temperature (Fin-tube) ;  $\phi_{\infty}=80\%$ ,  $U_{\infty}=0.3\text{m/s}$ ,  $T_{\infty}=30^{\circ}\text{C}$

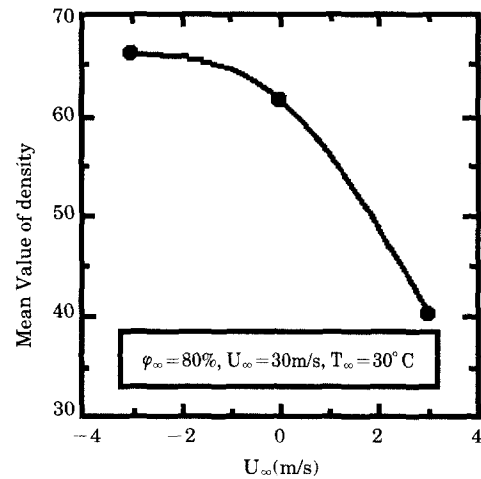


Fig. 15 Effect of cooled tubes temperature on mean value of density at steady condition. (Fin-tube)

그림으로부터 알 수 있는 바와 같이 냉각관의 온도가 낮을수록 습증기 발생량이 증가하는데, 이는 냉각관의 온도가 낮을수록 온도구배의 증가로 인한 열유속의 증가 때문이다.

3.5 입구공기의 상대습도에 따른 영향

Fig. 16은 평판의 경우  $U_{\infty}=0.5\text{m/s}$ ,  $T_{\infty}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $T_w=-3^{\circ}\text{C}$ 상태에서의 공급공기의 상대습도에 따른 동판과 알루미늄판에서 습증기 발생현상을 가시화한 결과이다. Fig. 17은 Fig. 16을 수치화한 결과이다. 그림으로부터 공급공기의 상대습도가 높을수록 습증기 발생량이 많음을 알 수 있는데, 이는 동일한 공기 온도에서는 습도가 높을수록 습공기에 포함되어 있는 수증기의 양이 더 많아 포화되기 쉽기 때문이다. 또한 동일한 상대습도에서 동판이 알루미늄판보다 습증기 발생량이 많은 것은 전

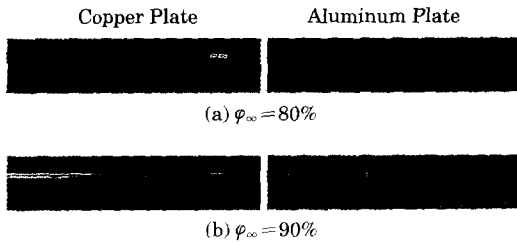


Fig. 16 Effect on relative humidity ;  $U_{\infty}=0.5\text{m/s}$ ,  $T_{\infty}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $T_w=-3^{\circ}\text{C}$

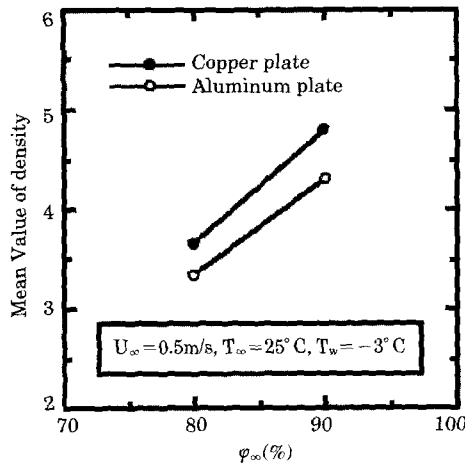


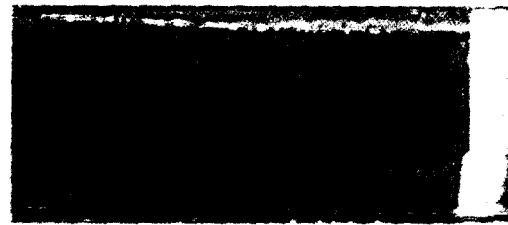
Fig. 17 Effect of relative humidity on mean value of density at steady condition.



(a)  $\phi_{\infty}=70\%$



(b)  $\phi_{\infty}=80\%$



(c)  $\phi_{\infty}=90\%$

Fig. 18 Effect on relative humidity(Fin-tube) ;  $U_{\infty}=0.3\text{m/s}$ ,  $T_{\infty}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_w=-3^{\circ}\text{C}$

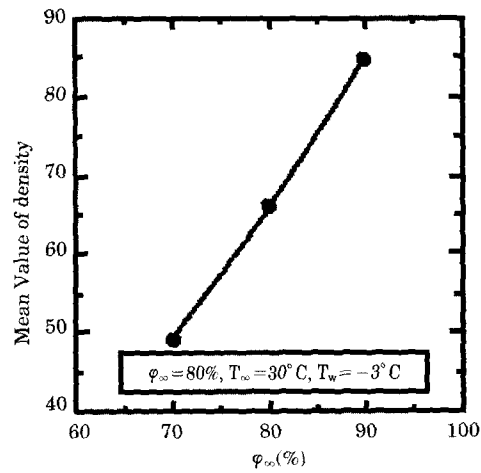


Fig. 19 Effect of relative humidity on mean value of density at steady condition.(Fin-tube)



술한 바와 같이 동판의 경우가 열전도율이 크기 때문이다.

Fig. 18은 핀-튜브의 경우  $U_{\infty}=0.3\text{m/s}$ ,  $T_{\infty}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_w=-3^{\circ}\text{C}$ 상태에서의 공급공기의 상대습도에 따른 습증기 발생현상을 가시화한 사진이다. Fig. 19는 Fig. 18을 수치화한 결과이다. 그림으로부터 공급공기의 상대습도가 높을수록 습증기 발생량이 많음을 알 수 있는데, 이는 전술한 평판의 경우와 동일하다.

#### 4. 결 론

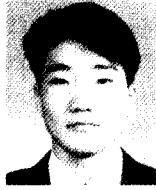
본 연구에서는 습증기 발생의 기초적 메커니즘의 파악을 위하여 냉각 평판과 핀-튜브사이에서 공급공기의 유속, 공급공기의 온도, 냉각면의 온도, 공급공기의 상대습도 및 냉각면의 종류에 따른 영향을 평가하여 본 실험의 범위 내에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 알루미늄판이 동판보다 습증기 발생량이 적다.
- (2) 평판의 경우 공급공기유속이 느릴수록 습증기 발생량이 적고, 핀-튜브의 경우 공급공기의 유속이 빠를수록 습증기 발생량이 적다.
- (3) 공급공기온도에 따른 영향은 냉각면에 응축수가 생성시에는 공급공기온도가 높을수록 습증기 발생량이 적어지고, 냉각면에 서리생성시에는 공기온도가 높을수록 습증기 발생량이 증가한다.
- (4) 냉각면 온도가 높을수록 습증기 발생량이 적다.
- (5) 공급공기의 상대습도가 낮을수록 습증기 발생량이 적다.

#### 참고문헌

- [1] Padki, M. M., Sherif, S. A. and Nelson, R. M., "A Simple Method for Modeling the Frost Formation Phenomenon in Different Geometries", ASHRAE Trans., Vol. 95, pp.1127~1137, 1989.
- [2] Yamakaky, N., Takahashi, N. and Ohtani, S., "Forced Convection Heat and Mass Transfer under Frost Conditions", Heat Transfer Japanese Research, Vol. 1, No. 2, pp. 1~10, 1972.
- [3] Abdel-washed, R. M., Hifni, M. A. and Sherif, S. A., "Heat and Mass Transfer from a Laminar Humid Air Stream to a Plate at Subfreezing Temperature", Int. J. Refrigeration, Vol. 7, No.1, pp. 49~55, 1984.
- [4] Seki, N., Fukusako, S., Matsuo K., Uemuea, S., "着霜の初期舉動", 日本機械學會論文集(B編), 50卷 451, pp.825~831, 1984.
- [5] Trammel, G. J., Little, D. C., and Killgre, E. m., "A Study of Frost Formed on a Flat Plate Held at Sub-Freezing Temperature", ASHRAE-J., Vol. 10, No.7, pp.42~47, 1968.
- [6] Kumada, T., Sagae, K., Ishiguro, R., "亂流氣相におけるミスト發生條件の解析モデル", 日本機械學會論文集(B編), 49卷 446, pp. 2111~2118, 1983.
- [7] Takimoto, A., Hayashi, Y., Masuda, Y., "加熱上向き面上の自對流場におけるミスト生成", 日本機械學會論文集(B編), 46卷 406, pp. 1110~1118, 1980.
- [8] Yamada, M., Fukusako, S., Yamaguchi, T., Kawabe, H., "撥水性傳熱面を有するフィンよりのミストの發生機構", 第36回日本熱シンポジウム講演論文集, pp. 143~144, 1998.
- [9] Tokura, I., Saito, H., and Kishinami, K., "Study on Properties and Growth and Rate of Frost Layers on Cold surfaces", Journal of Heat Transfer, Vol. 105, pp. 895~901, 1983.

저 자 소 개



**박상균(朴相均)**

1973년 10월 14일생. 1996년 2월 한국해양대학교 기관공학과 졸업. 2001년 2월 한국해양대학교 대학원 기관공학과 졸업(석사). 현재 한국해양대학교 대학원 기관공학과 박사과정



**김경근(金京根)**

1952년 10월생. 1974년 한국해양대학교 해사대학 기관공학과 졸업. 1976년 한국해양대학교 대학원 기관공학과 졸업(석사). 1979년 일본 동경대학 대학원 기계공학부 졸업(석사). 1985년 일본 동경대학 대학원 기계공학부 졸업(박사). 1979년~1986년 한국해양대학교 선박기계공학과 교수. 1986년~현재 한국해양대학교 기관시스템공학부 교수. 1994년~1999년 조선·해양기자재 지역컨소시엄 사업단장. 1994년~현재 박용기관학회 평의원. 대한기계학회 평의원. 2000년~현재 한국해양대학교 해사산업연구소장.



**윤석훈(尹錫勳)**

1954년 8월 22일생. 1977년 한국해양대학교 기관학과 졸업. 1984년 인하대학원 기계공학과 졸업(공학석사). 1992년 한국해양대학원 선박기계공학과 졸업(공학박사). 현재 한국해양대학교 기관시스템공학부 부교수.



**김명환(金明煥)**

1959년 1월 15일생. 1981년 한국해양대학교 기관과 졸업. 1985년 한국해양대학교 박용기관학과 졸업(석사). 1994년 일본북해도대학 대학원 기계공학과 졸업(공학박사). 1981년~현재 한국해양대학교 해사대학 기관시스템공학부 교수



**오철(吳喆)**

1958년 6월 29일생. 1983년 한국해양대학교 기관과 졸업. 1985년 한국해양대학교 대학원 박용기관학과 졸업(석사). 1998년 일본 북해도대학 대학원 기계공학과 졸업(공학박사). 1983~현재 한국해양대학교 해사대학 기관시스템공학부 부교수