

# 밀폐형 냉각탑용 열교환기의 성능에 영향을 미치는 인자에 관한연구

이 상 식\*<sup>†</sup>, 유 성 연\*, 김 진 혁\*, 유 해 성\*\*, 박 형 준\*\*  
충남대학교 BK21 메카트로닉스 사업단,\* (주)장한기술\*\*

## A Study on the Factors of affecting the Heat Exchanger for Closed Cooling Tower

Sang-Sik Lee\*<sup>†</sup>, Seong-Yeon Yoo\*, Jin-Hyuck Kim\*  
Hae-Sung Ryu\*\* , Hyoung Joon Park\*\*

*Bk21 Mechatronics Group, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea\**  
*Jang-han Engineers. Inc. #408-12 Hanjin-ri Songak-myeon*  
*Dangjin-gun Chungcheongnam-do Korea\*\**

**ABSTRACT:** Most high-rise building and large building require a cooling tower. Closed cooling tower is a low noise and the high efficiency. also Closed cooling tower is available for four season. Performance of Closed cooling tower is judged by heat transfer coefficient. In this study, Heat transfer coefficient is compared with air velocity, spray flow, heat exchanger type.

**Key words:** Closed cooling tower (밀폐식 냉각탑), Heat exchanger (열교환기)  
Spray water (분무수), Overall heat transfer coefficient (총합열전달계수)

### 1. 서 론

급속한 산업발전 이 후 대형건물, 발전소 및 공장이 급격히 증가하였고, 특히 최근 고층건물들이나 아파트 등은 실내기나 실외기를 설치하기 위한 공간적인 제약이 있고, 개별설치 및 운전의 비효율성으로 인해 대부분 중앙 냉난방식으로 채택하고 있으며, 이로 인하여 냉각탑 수요도 급증할 것으로 예상된다. 밀폐형 냉각탑은 열효율이 높으며, 오염 및 소음이 적고 결빙의 위험이 적

어 빌딩이나 병원, 학교에서 4계절 연속운전이 가능하다.

P. Stabat et al<sup>(1)</sup>은 단순화한 모델을 이용하여 냉각탑에 관한 실험적 특성을 밝혔다. G. Gan et al<sup>(2)</sup>은 단상류 및 이상류에 있어서의 밀폐형 습식 냉각(CWCT)의 내부 압력강하 및 각 유체의 동특성에 대하여 CFD를 통하여 해석적으로 밝혔으며, Jorge Facão et al<sup>(3)</sup>은 건물 내 천장냉방에 적용한 밀폐형 냉각탑에 관한 실험적 특성을 밝혔다. 밀폐형 냉각탑의 열교환기의 성능을 판단하는 것은 열전달계수이다. 열전달계수는 공기의 습구온도 및 유량, 분무수 유량, 열교환기의 형상에 따라 영향을 받는다. 본 연구에서는 이러한 인자들의 변화에 따른 열전달계수의 변화를 연구하고자한다

<sup>†</sup> Corresponding author  
Tel.: +82-42-821-7622; fax: +82-42-822-7366  
E-mail address: p12w@cnu.ac.kr

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

밀폐식 냉각탑의 열성능에 관한 변화를 분석하기 위한 성능시험장치는 열교환기, 분사노즐, 분무수펌프, 항온조, 펌프, 송풍기, 유량계, 측정 및 제어장치, 자료획득장치 등으로 구성되어 있으며 Fig. 1은 성능시험장치의 개략도이다.

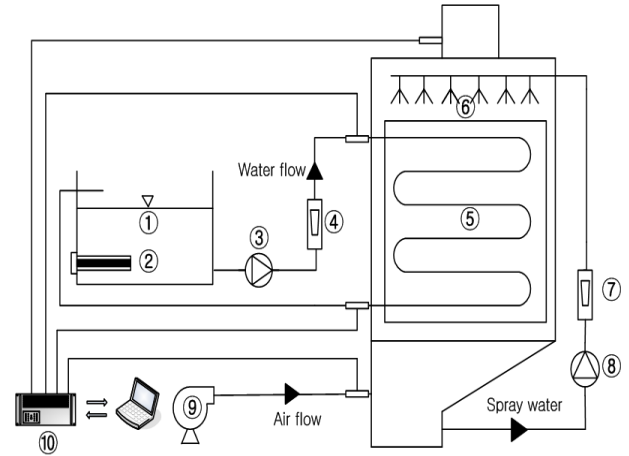
냉각탑의 크기 W750×D210×H1300이고, 열교환기는 외경이 26mm인 8열 5행 열교환기와 외경이 9.52 mm인 22열 11행 열교환기를 각각 배치하였고, 케이스는 물에 쉽게 부식되지 않고 외부와의 단열을 위해 열전도도가 낮은 스테인리스로 가공하여 제작하였으며, 케이스 덮개는 두께 5 mm의 아크릴로 제작하여 각 유체의 유동 양상을 관측할 수 있도록 하였다. 냉각탑 하부좌측면에는 공기의 흡입을 위해 지름 10 mm 크기의 흡입구가 있고 상부에는 배출을 위해 지름 145 mm의 배출구가 있다. 외부와의 열전달을 최소화하기 위해 25 mm 두께의 단열제를 사용하여 냉각탑 전체를 단열하였다.

분사노즐은 길이 560 mm, 외경 26 mm, 내경 22 mm PVC파이프로 중앙에서 30 mm씩 간격을 두고 지름 2 mm인 드릴날을 사용해 분사구멍을 뚫었으며, 중앙의 구멍을 기준으로 좌우 45도 각도로 30 mm 간격을 두고 같은 크기의 분사구멍을 뚫었고, 중앙의 구멍을 기준으로 좌우 22도 각도로 30 mm씩 간격을 두고 같은 크기의 분사구멍을 뚫었다. 분사구멍은 총 73개로 0~15 LPM이 분사되도록 설계하였다.

### 2.2 실험방법

냉각수는 항온조 물탱크에서 실험온도로 가열된 후 항온조 펌프에 의해서 유량계를 지나 유량을 측정 후 스프링 호스를 타고 냉각탑의 열교환기에 공급된다. 열교환기로 유입되고, 열교환기를 따라가면서 냉각탑 출구로 유출된 후 스프링 호스를 타고 다시 항온조로 들어간다.

분무수는 냉각탑 하부에 있는 W500×D200×H120의 크기의 수조에 담겨져 분무수펌프에 의해 유량계를 지나 유량을 측정 후 냉각탑 상부에



- ①constant temperature bath ②heater ③cooling water circulation pump ④cooling water flow meter
- ⑤heat exchanger ⑥spray nozzle ⑦spray water flow meter ⑧spray water circulation pump
- ⑨fan ⑩data acquisition

Fig. 1 Schematic of experimental apparatus

있는 분무노즐로 들어가고, 노즐에서 열교환기 전체에 골고루 뿌려주고, 열교환기 관 외벽을 타고 중력방향으로 떨어지면서 열교환기를 빠져나가 다시 수조로 모인다.

공기는 냉각탑에서 토출되는 습공기를 이용하여 적절하게 히팅하여 실내조건 습구온도 27℃를 만족하고, 이 습공기는 송풍기에 의해 흡입되고, 흡입한 공기는 노즐을 통해 냉각탑 하부로 유입되고, 열교환기를 따라가면서 상부로 유출된 후 후드를 통해 배출된다.

냉각수, 분무수, 공기의 흐름이 정상상태에 도달한 후 실험조건을 여러 가지로 변화시켜가면서 냉각수 온도와 유량, 분무수 온도와 유량, 공기의 온도, 습도 및 유량을 측정한다. 또한 공기와 분무수 유량을 변화시켜가면서 열교환기에서의 압력손실과 분무수 증발량을 측정한다.

## 3. 실험결과 및 고찰

열교환기 케이스의 단열이 잘 되어서 열전달은 냉각수와 공기 사이에서만 일어난다고 가정하고, 운동에너지나 위치에너지의 변화를 무시하면, 열교환기에서 뜨거운 유체가 잃은 열량과 찬 유체가 얻은 열량은 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h C_h (T_{hi} - T_{ho}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c C_c (T_{co} - T_{ci}) \quad (2)$$

여기서  $\dot{m}$ 은 유체의 질량유량, C는 비열, 하첨자 h는 뜨거운 유체, c는 찬유체, i는 입구, o는 출구를 나타낸다. 하지만 식(2)은 공기의 현열열전달만을 고려하였을 뿐 분무수유막과 공기가 서로 교차하며 이루어지는 열전달에서는 분무수에서 증발하는 증기와 공기와의 분압차에 의한 물질전달도 함께 고려되어야한다. 이러한 물질전달은 수증기에 관련된 열전달을 가져오며 다시 말하면 잠열이라고 한다. 여기서 증발된 증기온도는 분무수의 평균온도이다. 공기유동에서 분무수 유막과 공기와의 물질전달은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{m}_a dw_a = \bar{h}_m (w_{sat}(T_f) - w_a) dA \quad (3)$$

$$\dot{m} dw_a = d\dot{m}_f \quad (4)$$

공기유동에서 현열과 잠열을 고려한 열전달식은

$$\dot{m}_a dh_a = \bar{h}_m (w_{sat}(T_f) - w_a) dA \quad (5)$$

$$(h_{fg} + c_{pv} T_f) + \bar{h}_c (T_f - T_a) dA$$

$$\dot{m}_a dh_a + \dot{m}_w dh_w = [(\dot{m}_f - d\dot{m}_f) dh_f + d\dot{m}_f h_f] \quad (6)$$

열교환기 안에서의 열전달은 보통 각 유체에서의 대류와 두 유체를 분리하는 벽에서의 전도를 포함한다. 열교환기의 해석에 있어서는 열전달에 영향을 주는 모든 요소들을 감안한 총합열전달계수를 사용하여 두 유체사이의 열전달량을 다음이 계산한다.

$$\dot{Q} = UAF \Delta T_{lm} \quad (7)$$

여기서 U는 총합열전달계수로 식(8)과 같이 계산하며, A는 전열면적,  $\Delta T_{lm}$ 은 대수평균온도차이

다. 대향류 열교환기의 대수평균온도차는 식(9)로 구하며, 밀폐형 냉각탑에 사용되는 직교류 열교환기에 대해서는 대향류에 대한 대수평균온도차에 식(10)과같이 수정계수(correction factor) F를 곱해서 구한다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_o A_o} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (8)$$

$$\Delta T_{lm, CF} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})}} \quad (9)$$

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm, CF} \quad (10)$$

관다발 위를 지나는 직교류에 대한 평균 Nu 수에 대하여 실험데이터를 근거로한 여러 관계식이 제시되었다. 최근에 Zukauskas가 다음과 같은 일반적인 형태의 관계식을 제안하였다.

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = C Re_D^m Pr^n (Pr/Pr_s)^{0.25} \quad (11)$$

여기서 상수 C, m, n의 값은 Reynolds 수에 의존한다. 이런 관계식들로부터 얻어지는 Nu수 값의 불확실성은  $\pm 15\%$ 이다.  $Pr_s$ 를 제외한 모든 물성치는 다음 식으로부터 계산된 유체의 산술평균온도에서 구한다.

매끈한 관 내의 완전히 발달된 유동에서 Nusselt 수는 Dittus-Boelter 식으로 알려진 다음과 같은 실험식을 사용하여 계산하고, Re수가 10000이상 일 때는 식(13)와 같이 Petukhov식을 사용한다.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (12)$$

$$Nu = \frac{(f/8) Re Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (13)$$

여기서 n은 관을 통해 흐르는 유체를 가열할 때는 0.4이고 냉각할 때는 0.3이다. 냉각탑의 열성능은 열효율로 나타낼 수 있고, 다음과 같이 정의한다.

$$\varepsilon = \frac{T_{w,in} - T_{w,out}}{T_{w,in} - T_{ub}} \quad (14)$$

여기서  $T_{w,in}$ 은 냉각수 입구온도이고,  $T_{w,out}$ 은 냉각수 출구온도이고,  $T_{ub}$ 는 입구 공기 습구온도이다.

그림 2은 분무수유량 8 lpm 일 때 동관직경에 따른 열교환기의 열전달량을 비교한 그래프이다. 공기유량이 증가할수록 열전달량은 점점 증가하고, 두 유체사이의 열전달량은 오차범위 10% 내에서 거의 일치하고 있다. 직경 10mm 전열면적  $3.3m^2$ 인 22열 11행 열교환기는 직경 26mm 전열면적  $1.3m^2$ 인 8열 5행 열교환기 보다 약 1.5배 정도 높은 열전달량을 나타낸다.

그림 3은 직경 26mm, 8열 5행인 동관 열교환기의 공기유량과 분무수유량의 증가에 따른 관외 열전달계수를 나타낸 그래프이다. 공기유량과 분무수유량이 증가할수록 약  $20 W/m^2 \cdot ^\circ C$  정도의 관외열전달계수가 증가하는 것을 알 수 있다. 일정하게 열전달계수가 증가하지만 분무수유량이 8 lpm 이상 증가할수록 관외 열전달계수가 크게 증가하지 않는 것을 알 수 있다. 이것은 8 lpm부터 분무수가 충분히 동관을 적시기 때문에 증발에 의한 물질전달량의 차이가 크게 없기 때문이다.

그림 4은 직경 10mm, 22열 11행인 동관 열교환기의 공기유량과 분무수유량의 증가에 따른 관외 열전달계수를 나타낸 그래프이다. 직경 10mm인 열교환기도 마찬가지로 분무수유량과 공기유량이 증가할수록 약  $20 W/m^2 \cdot ^\circ C$  정도의 관외열전달계

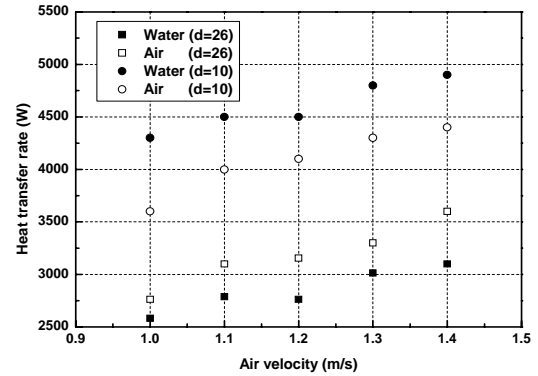


Fig. 2 Comparison of Heat transfer rate of water and air side

수가 증가 하는 것을 알 수 있고, 분무수유량이 증가할수록 직경 26mm인 경우 보다 매우 불규칙적으로 증가하는 것을 알 수 있다. 직경 10mm인 열교환기인 경우 입구공기가 1.4 m/s일 때 5%의 습도차이에도 약  $20 W/m^2 \cdot ^\circ C$  정도의 관외열전달계수가 차이가 난다. 그러므로 분무수유량과 공기유량이 커질수록 습도의 영향이 작더라도 열전달계수에는 큰 영향을 받기 때문에 불규칙적으로 나타난다.. 전체적으로 직경이 10mm인 열교환기는 직경이 26mm인 열교환기 보다 열전달계수 30%정도 증가한 것으로 나타난다. 이것은 전열면적의 증가로 인한 증발 의한 물질전달량이 증가했기 때문이다

그림 5와 7은 공기유량과 분무수유량 증가에 따른 증발량을 나타낸 그래프이다. 공기유량이 증가할수록 증발량도 증가하지만, 분무수 유량이

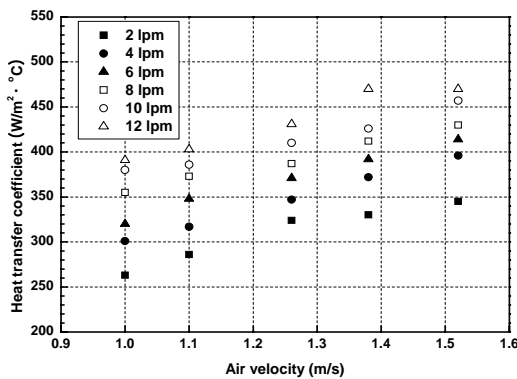


Fig. 3 Variation of heat transfer coefficient with spray rate (d=26mm)

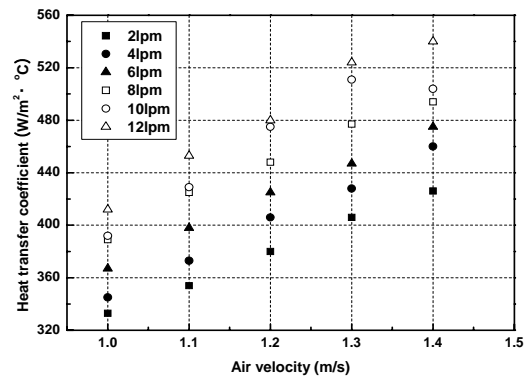


Fig. 4 Variation of heat transfer coefficient with spray rate (d=10mm)

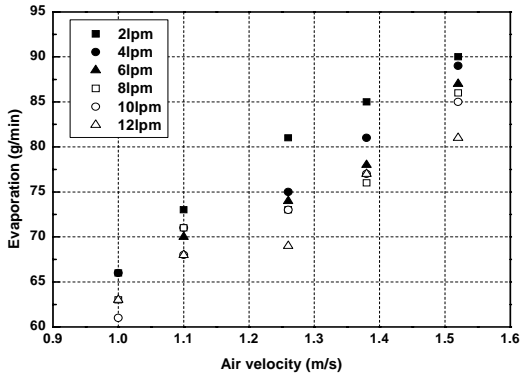


Fig. 5 Variation of evaporation with spray rate (d=26mm)

증가할수록 증발량이 점점 줄어들어드는 것을 알 수 있다. 이것은 분무수량이 증가할수록 냉각탑 안은 분무수로 가득차기 때문에 상대적으로 습공기의 비율이 줄어들기 때문에 증발되는 양도 줄어들어드는 것으로 알 수 있다. 증발량은 공기의 유량과 습도계를 이용한 비습도의 차를 이용하여 계산하였고, 이를 검증하기 위해 냉각탑하부에 분무수수조를 설치한 뒤 실험의 시작과 끝의 물의 양을 비커를 이용하여 정확히 계산하였다. 실제 증발량과 이론증발량과 비교해보았고 실험값과 이론값이 5%내로 거의 일치하였다. 이 5%오차는 실험 후에 열교환기나 냉각탑에 젖어 있는 물의 양으로 예상된다.

.그림 6과 8은 열교환기의 공기 유량과 분무수 유량의 증가에 따른 효율이 나타낸 그래프이다. 공기유량이 0.1 m/s증가하고, 분무수 유량이 2

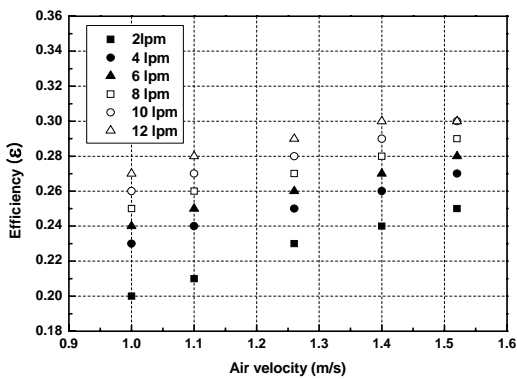


Fig. 6 Variation of efficiency with spray rate (d=26mm)

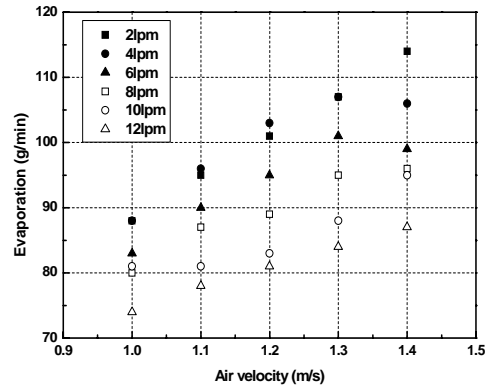


Fig. 7 Variation of evaporation with spray rate (d=10mm)

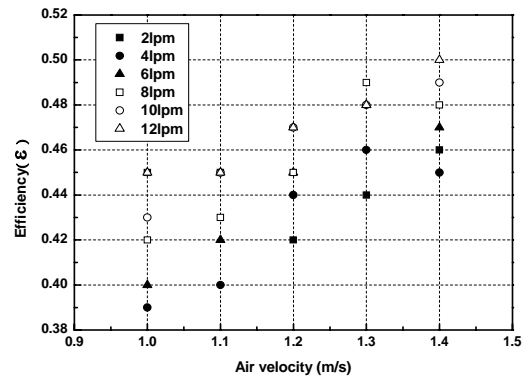


Fig. 8 Variation of efficiency with spray rate (d=10mm)

lpm 증가할수록 효율이 1%씩 증가하는 것을 알 수 있다. 분무수 유량과 공기유량이 6 lpm까지는 일정하지만 6 lpm이상부터는 효율도 불규칙하게 증가하는 것을 알 수 있고 직경이 10mm인 열교환기가 직경이 26mm인 열교환기보다 약 2 배 높은 효율이 나타내고 있다.

#### 4. 결론

- 1) 직경 10mm인, 22열 11행 열교환기를 사용했을 경우 관외열전달계수는 30%증가하였고, 냉각탑효율이 2배 증가하였다.
- 2) 증발량은 공기유량이 증가할수록 증가하고 분무수유량이 증가할수록 감소한다.
- 3) 전열면적을 3배로 증가하였을 경우 열전달량은 1.5배 증가하였다.

#### 후기

본 연구는 산업자원부 지혁혁신인력양성사업의 지원으로 수행되었습니다.

#### 참고문헌

1. P. Stabat, D. Marchio, 2004, Simplified model for indirect-contact evaporative cooling tower behaviour, Applied Energy, Vol. 78, pp. 433-451
2. G. Gan, S. B. Riffat, L. Shao and P. Doherty, 2001, Application of CFD to closed wet cooling towers for use with chilled ceilings, Applied Thermal Engineering, Vol. 21, pp. 79-92.
3. J. Facão, A. C. Oliveira, 2000, Thermal behaviour of closed wet cooling towers for use with chilled ceilings, Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 1225-1236,