

## 밀폐식 냉각탑용 열교환기의 성능에 관한 연구

이 상 식<sup>\*†</sup>, 유 성 연<sup>\*</sup>, 김 진 혁<sup>\*</sup>, 안 영 환<sup>\*\*</sup>, 박 형 준<sup>\*\*</sup>, 유 해 성<sup>\*\*</sup>

충남대학교 BK21 메카트로닉스 사업단, \* (주)장한기술<sup>\*\*</sup>

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

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

*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:** An closed cooling tower is a device similar to a general cooling tower, but with cooling tower replaced by a heat exchanger. The purpose of this study is to evaluate thermal performance of heat exchanger at various conditions and to provide design database. The experimental study regarding heat exchanger for closed cooling tower was conducted. Experimental apparatus consists of constant temperature bath, water pump, spray nozzle, heat exchanger, fan, and data acquisition system. Heat transfer rates at various air velocities, water flow rates, two different spray modes were measured and heat transfer coefficient were calculated to compare the thermal performances. This study provides that the heat transfer coefficient increases with increasing spray water flow rate and with increasing air velocity. The wet mode was more effective than dry mode for closed cooling tower to this study.

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

### 1. 서 론

냉각탑은 물의 증발열을 이용하여 물을 냉각하는 장치로 공기조화, 제조 및 발전설비에서 생성되는 열을 제거하는 데 사용된다. 국내에서는 냉각탑의 수요가 급증하고 있음에도 불구하고 이에

대한 설계 기술 및 자료는 매우 미약하여, 주로 선진 외국의 기술지원 또는 설비를 모방 제작하는 수준에 있다. 따라서 수요별 특성에 따른 냉각탑의 설계가 불충분하고, 가동 중인 냉각탑의 성능평가 및 적정 운전기법의 도입에 따른 효과를 기대하기 어려운 것이 현실이다.

밀폐식 냉각탑은 아직까지 체계화된 설계기술이 외부에 알려진 것이 거의 없는 고급 기술정보에 속한다. 일반적인 밀폐식 냉각탑 조차 체계적인 이론이 정립되어 있지 않은 국내에서는 밀폐식 냉각탑에 대한 설계기술을 확보하는 것이 매

† Corresponding author

Tel.: +82-42-821-7622; fax: +82-42-822-7366

E-mail address: p12w@cnu.ac.kr

우 중요하다.

G. Gan et al<sup>(1)</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>(2)</sup>은 전산 해석으로 세분화한 모델<sup>(3,4)</sup>과 단순화한 모델<sup>(5,6)</sup>을 비교하였고, 건물 내 천장내방에 적용한 밀폐식 냉각탑에 관한 실험을 통하여 각 유체의 질량유량 및 공기 입구 습구온도에 따른 밀폐식 냉각탑의 온도효율, 분무수의 온도 특성을 밝혔고, 열 및 물질전달에 대한 실험 상관식을 제시하였다.

밀폐식 냉각탑의 경우는 열교환 튜브에 분무수를 뿌려 대기로부터 유입되는 공기와 직접 접촉시켜 분무수가 강제로 증발되도록 하여 증발잠열에 의해 열교환 튜브 표면의 온도를 낮춤으로써 열교환 튜브 내의 냉각수가 냉각되도록 하는 것으로 이론적인 열교환 해석은 매우 어렵다. 따라서 밀폐식 냉각탑용 열교환기에 대한 실험적 연구를 수행하여 열교환기의 성능에 영향을 미치는 인자를 찾아내고, 밀폐식 냉각탑 설계를 위한 Database를 구축하는 것이 본 연구의 목적이다.

## 2. 실험장치 및 방법

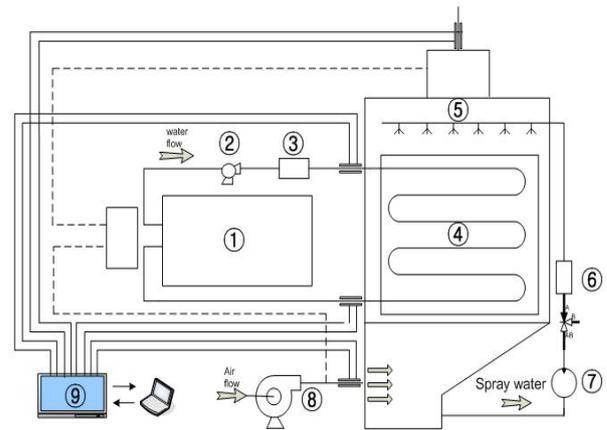
### 2.1 실험장치

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 W700×D200×H600이고 용량은 1CRT급이며, 열교환기는 외경이 25.4 mm인 동관을 8열 5행으로 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 95 mm 크기의 흡입구가 있고 상부에는 배출을 위해 지름 145 mm의 배출구가 있다. 외부와의 열전달을 최소화하기 위해 25 mm 두께의 단열체를 사용하여 냉각탑 전체를 단열하였다.

분사노즐은 길이 56 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.



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

Fig. 1 Schematic of experimental apparatus

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

공기는 냉각탑에서 토출되는 습공기를 이용하

여 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. 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.

$$\dot{Q} = UAF\Delta T_{lm} \quad (3)$$

여기서 U는 총합열전달계수로 식(4)과 같이 계산하며, A는 전열면적,  $\Delta T_{lm}$ 은 대수평균온도차이다. 대향류 열교환기의 대수평균온도차는 식(5)로 구하며, 밀폐형 냉각탑에 사용되는 직교류 열교환기에 대해서는 대향류에 대한 대수평균온도차에 식(6)과같이 수정계수(correction factor) F를 곱해서 구한다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_o A_o} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (4)$$

$$\Delta T_{lm, CF} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})}} \quad (5)$$

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm, CF} \quad (6)$$

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

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = C Re_D^m Pr^n (Pr/Pr_s)^{0.25} \quad (7)$$

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

매끈한 관 내의 완전히 발달된 유동에서 Nusselt 수는 Dittus-Boelter 식으로 알려진 다음과 같은 실험식을 사용하여 계산한다.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (8)$$

여기서 n은 관을 통해 흐르는 유체를 가열할 때는 0.4이고 냉각할 때는 0.3이다.

밀폐식 냉각탑용 열교환기 성능시험장치의 신뢰성을 검증하기 위해서 물이 잃은 열량과 공기가 얻은 열량의 열평형을 검토하였다. Fig. 5는 건식조건에 공기유량 증가에 따라 물과 공기에서의 열전달량을 나타낸 것이다. 물이 잃은 열량이 공기가 얻은 열량보다 작으며, 물에서의 열전달량이 작게 나오는 것은 냉각수의 입·출구 온도차가 매우 낮기 때문에 작은 측정오차도 열전달량에 크게 영향을 주기 때문으로 생각된다. 공기유량이 증가할수록 열전달량이 일치되는 것을 볼 수 있는데 이것은 공기유량이 증가할수록 물에서

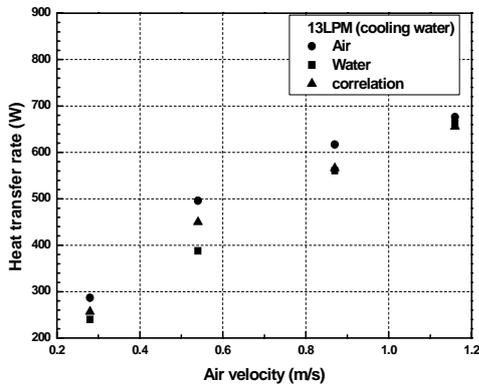


Fig. 5 Comparison of Heat transfer rate of water and air side

의 온도차가 점점커지기 때문에 측정온도가 매우 낮아서 생기는 오차가 점점 줄어들기 때문으로 생각된다. 식(3)로 구한 두 유체사이의 열전달량은 공기가 얻은 열량과 오차범위 10% 내외에서 거의 일치하고 있다.

Fig. 6은 건식조건에서 물유량 13 lpm 일 때 공기유량의 증가에 따른 관외 열전달계수의 그래프이며, Fig. 7은 공기유량 0.9 m/s일 때 물유량 증가에 따른 관외 열전달계수의 그래프이다. 실험에서 관외 열전달계수는 식(3)를 사용하여 구하였으며, 이때 열전달량은 공기가 잃은 열량을 사용하였다. Fig. 5과 Fig. 6에서 동일조건인 13 lpm, 0.9 m/s 일 때 두 그래프에서 관외 열전달계수가 비슷한 것을 알 수 있다. Fig. 6에서 볼 수 있는 바와 같이 공기유량이 증가함에 따라 관외 열전달계수가 선형적으로 증가하며, 식(7)의 상관식으로 구한 열전달계수는 실험값보다 약간 작은 것을 알 수 있다. 그러나 Fig. 7에 보인 바와 같이 물유량을 증가시키면 관내 열전달계수만 증가할 뿐 관외 열전달계수는 변화가 없는 것을 알 수 있다.

Fig. 8과 9와 10은 물유량 13 lpm, 공기유량 0.6 m/s인 조건이며, Fig. 8은 건식조건과 습식조건에서 물과 공기의 열전달량을 시간에 따라 나타낸 그래프로 건식조건에서 물이 잃은 열량과 공기가 얻은 열전달량은 거의 일치하지만, 습식조건에서 물과 공기의 열전달량은 많은 차이를 보인다. 습식조건에서 공기로의 열전달은 물의 증발에 의한 잠열전달과 온도차에 의한 현열전달로 구성되어 있는데 여기서는 공기의 현열변화에

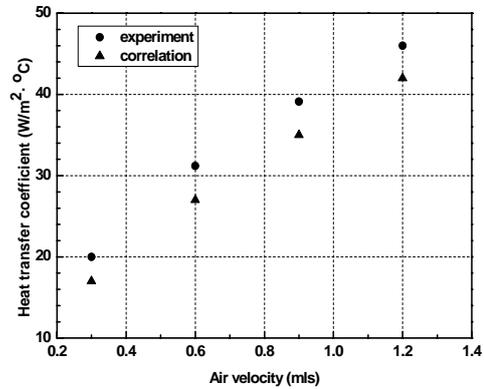


Fig. 6 Variation of heat transfer coefficient with air velocity

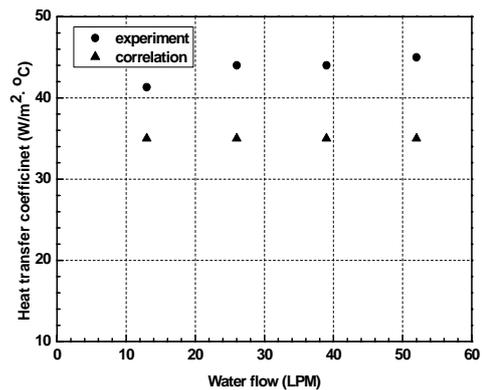


Fig. 7 Variation of heat transfer coefficient with water flow rate

의한 열전달량만을 계산하였기 때문에 물에서의 열전달량 보다 훨씬 낮게 나왔다. 따라서 공기가 잃은 열량을 정확하게 계산하기 위해서는 공기의 입·출구에서 온도와 습도를 측정 한 후, 이것으로부터 공기의 엔탈피차를 구하여 열전달량을 계산하여야 한다.

Fig. 9은 건식조건과 습식조건에서 관외 열전달계수를 시간에 따라 나타낸 그래프이다. 습식조건은 건식조건 보다 7 배정도의 높은 열전달계수를 나타낸다. 건식조건일때는 냉각수와 건공기 사이에 현열 전달만 이루어지지만, 습식조건에서는 냉각수와 분무수와 열전달, 분무수와 공기와의 열전달, 분무수와 공기와의 물질전달이 동시에 이루어지기 때문에 열전달계수가 증가한다. 열교환기에서의 열전달량은 뜨거운 공기와 찬 공

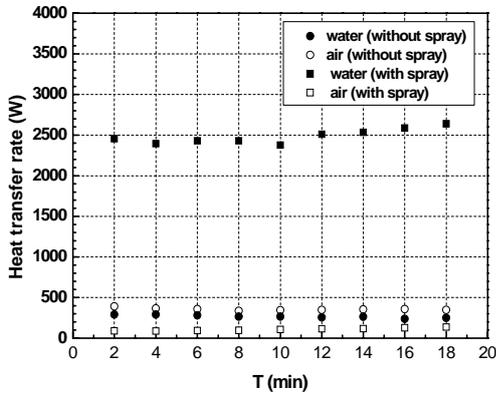


Fig. 8 Comparison of heat transfer rate of without and with spray

기 사이의 온도차와 유량에 따라 달라지므로 열전달량을 이용한 열교환기의 성능비교는 적절하지 못하며, 식(4)으로 계산된 총합열전달계수(U)로 비교하는 것이 타당하다. Fig. 10은 시간에 따른 총합열전달계수의 변화를 나타낸 그래프이다. 총합열전달계수는 시간에 따라 거의 변화가 없으며, 관외 열전달계수보다 조금 낮게 나온다. 이것은 관외 열저항에 관내 열저항이 합쳐서 전체 열저항이 커지기 때문이다. 건식조건에서는 관외 열전달계수와 총합열전달계수의 차이가 작지만, 습식조건에서는 관외 열저항이 작아져 관외 열전달계수와 총합열전달계수의 차이가 커지는 것을 알 수 있다.

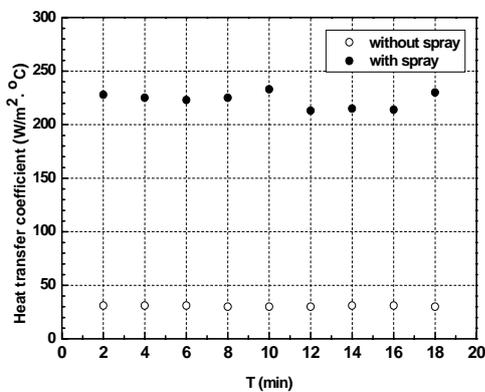


Fig. 9 Comparison of heat transfer coefficient with and without spray

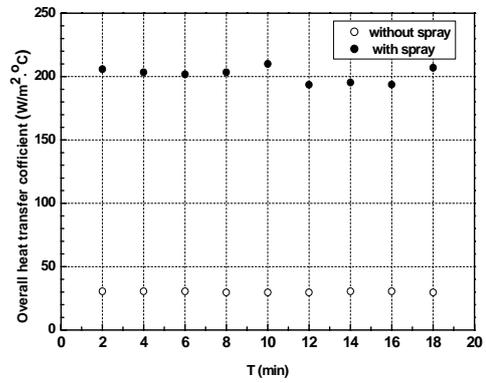


Fig. 10 Comparison of overall heat transfer coefficient with and without spray

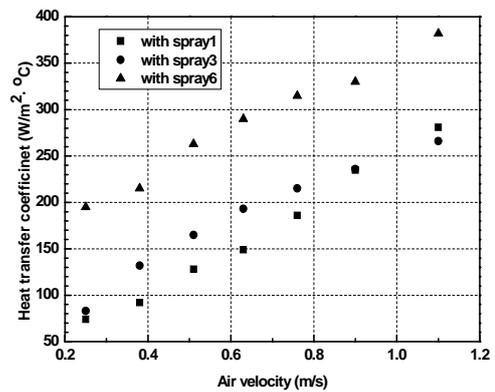


Fig. 11 Variation of heat transfer coefficient with spray rate

Fig. 11은 물유량 13 lpm인 습식조건에서 공기유량과 분무수량 증가에 따른 관외 열전달계수의 변화를 나타낸 그래프이다. 공기유량과 분무수량이 증가할수록 열전달계수가 증가하는 것을 알 수 있으며, 이는 물의 온도에서 포화되어 물을 감싸는 공기의 유막이 열전달 저항하는 정도가 서로 다르게 나타나기 때문이다. 분무수가 1 lpm과 3 lpm일 때는 동관 표면을 충분히 적셔주지 못하기 때문에 열전달계수가 낮고, 분무수가 6 lpm일 때는 분무수가 동관 표면을 충분히 감싸기 때문에 열전달계수가 증가하는 것을 알 수 있다.

#### 4. 결론

- 1) 공기유량이 증가할수록 열전달계수가 증가하는 것을 알 수 있고, Fig. 5와 Fig. 6에서 동일조건인 13 lpm, 0.9 m/s 일 때 두 그래프에서 관외 열전달계수가 거의 일치하는 것을 알 수 있다.
- 2) 습식조건에서는 증발에 의한 잠열열전달에 같이 이루어지기 때문에 건식일때 보다 열전달계수가 7배 정도 높게 나타나는 것을 알 수 있다.
- 3) 분무수 유량이 증가할수록 열전달계수도 증가하고, 분무수유량이 6 lpm일 때 열전달계수가 크게 증가하는 것을 알 수 있는데 이것은 이때부터 동관을 충분히 적시기 때문이다.

#### 후기

본 연구는 산업자원부 지혁혁신인력양성사업의 지원으로 수행되었습니다.

#### 참고문헌

1. 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.
2. J. Facão, A. C. Oliveira, 1998, Thermal behaviour of closed wet cooling towers for use with chilled ceilings, Applied Thermal Engineering", Vol. 20, pp. 1225-1236, 2000.H2O absorber, SAREK J. Vol. 10, No. 5, pp. 581-588.
3. RIT Mizushina , H. Miyashita, 1968, Characteristics and methods of thermal design of evaporative coolers. International Chemical Engineering; 8(3)
4. WA. Kals, 1971, Wet-surfaces air coolers. Chemical Engineering.
5. JL. Peterson, 1993, An effectiveness model for indirect evaporative coolers. ASHRAE Transactions; 99(2)
6. RIT. Mizushina, H. Miyashita, 1967, Experimental study of an evaporative cooler. International Chemical Engineering; 7(4)