

밀폐형 냉각탑의 열성능 특성에 관한 실험적 연구 Thermal Performance Characteristics of Closed-Wet Cooling Tower

M. M. A. Sarker · 김은필 · 문춘근 · 윤정인
M. M. A. Sarker, E. P. Kim, C. G. Moon and J. I. Yoon

Key Words : Closed Wet Cooling Tower(습식밀폐형냉각탑), Overall Heat Transfer Coefficient(총괄열전달계수), Volumetric Overall Mass Transfer Coefficient(총괄체적열전달계수)

Abstract : The experiment of thermal performance about closed-wet cooling tower was conducted in this study. A closed cooling tower is a device similar to a general cooling tower, but with cooling tower replaced by a heat exchanger. The test section for this experiment has the process that the cooling water flows from the top of the heat exchanger to the bottom side in the inner part of the tube, and spray water flows in the gravitational direction in the outer side. Air comes in direct contact with the spray water at the outer side of the tube while passing from the lower the upper part having a counterflow to the spray water. The heat transfer pipe used in this experiment is a bare-type tube having an outer diameter of 15.88mm. The heat exchanger is consisted of seven rows and fifteen columns. In this experiment, thermal performance of the cooling tower is derived from overall heat transfer coefficients between the process fluid and sprayed water and volumetric overall mass transfer coefficient between sprayed water and air.

기호설명

- | | |
|--|---|
| <ul style="list-style-type: none"> a : 냉각탑 단위체적당 유효 기액 계면면적 [m²/m³] a' : 냉각탑 단위체적당 전열면적 [m²/m³] C : 냉각수 비열 [kcal/kg · °C] c : 분무수 비열 [kcal/kg · °C] D_i : 전열관 내경 [m] D_m : 대수평균둘레 {(D_o-D_i)/ln(D_o-D_i)} D_o : 전열관 외경 [m] h_i : 냉각수의 열전달계수 [kcal/ m² · h · °C] h_r : 관 외벽과 분무수 사이의 열전달 계수 [kcal/ m² · h · °C] h_l : 공기 엔탈피 [kcal/ kg-dry air] I* : 분무수 온도에 대한 포화습공기 엔탈피 [kcal/ kg-dry air] K_{oga} : 분무수에서 공기로의 총괄물질이동계수 [kg/m³ · h · Δi] n_i : 관 내측 오염계수 [m² · h · °C/kcal] | <ul style="list-style-type: none"> r_o : 관 외측 오염계수 [m² · h · °C/kcal] T : 냉각수온 [°C] t : 분무수온 [°C] t_s : 관두께 [m] U : 냉각수에서 분무수까지의 총괄 열전달계수 [kcal/ m² · h · °C] W : 냉각수유량 [kg/h] W_A : 공기 유량(건공기) [kg-dry air/h] w : 분무수량 [kg/h] z : 냉각탑 정상에서부터의 거리 [m] λ : 관 재료 열전도율 [kcal/ m² · h · °C] G/A : 단위 면적당 풍량 [kg/m²h] L/A : 단위 면적당 분무수량 [kg/m²h] W/A : 단위 면적당 냉각수량 [kg/m²h] |
|--|---|

1. 서 론

냉각탑은 물의 증발열을 이용하여 냉각수를 냉각 · 공급하는 장치로서, 냉동공조기 및 많은 산업 공정에서 생성되는 열을 제거하는 데 긴요하게 사용되고 있으며, 무제한의 대기 공기를 이용하여 다량의 냉각수를 가장 경제적으로 냉각시킬 수 있는 냉각계통에서의 주요 핵심장치이다.

접수일 : 2005년 3월 22일
윤정인(책임저자) : 부경대학교 기계공학부
E-mail : yoonji@pknu.ac.kr Tel. 051-620-1506

공조용 냉각탑과 달리 산업용 냉각탑 중에서 일년 내내 연속 운전되는 냉각탑은 겨울철 냉각수의 결빙문제가 수반되므로 밀폐식 냉각탑을 주로 사용하게 된다. 이러한 밀폐식 냉각탑은 열교환기 내측으로 냉각수가 흐르고 열교환기 관 외측으로는 분무수가 흐르며 그 외부에 공기가 유동함으로써 냉각수의 열을 공기 중으로 배출하는 시스템을 갖는다.

G. Gan 등¹⁾은 밀폐형 습식 냉각탑(CWCT)의 내부 열 및 동특성에 대하여 CFD를 통하여 해석하였으며, Jorge Facad 등²⁾은 건물 내 천장냉방에 적용한 밀폐형 냉각탑에 관한 실험적 특성을 밝혔다. Shunichi TEZUKA 등^{3~5)}은 증발냉각기에 대한 실험적 연구로 엔탈피 기준 총괄 체적열전달계수, 분무수의 열전달율 등의 열적 특성 및 온도의 영향에 대하여 실험적으로 밝혔다. Berkeley⁶⁾는 공랭식 열교환기보다 증발냉각기가 경제적으로 유리함을 증기터빈 복수기를 이용하여 비교하였다.

일반적인 밀폐형 냉각탑에 대한 체계적인 이론이 정립되어 있지 않은 국내에서는 외국의 제품을 흉내 내거나 외국기업과의 기술제휴를 통하여 제품을 생산하고 있는 실정으로 밀폐형 냉각탑에 대한 이론적 해석이 시급하다고 하겠다.

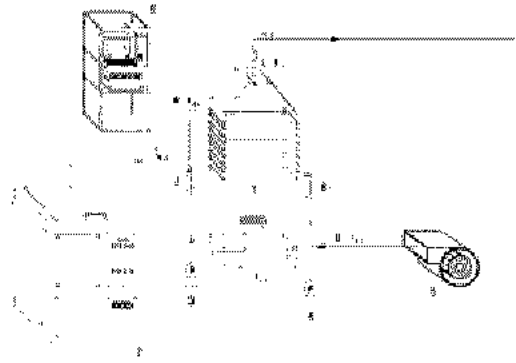
이에 본 연구에서는 밀폐형 냉각탑 열교환기에 대한 실험적 연구를 수행하여 소형 밀폐형 냉각탑 열교환기의 성능을 평가하고 밀폐형 냉각탑을 위한 기초 설계 데이터를 제공하고자 한다.

2. 실험방법

2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 연구에 사용된 밀폐형 냉각탑의 열성능특성을 파악하기 위한 열교환기 실험장치의 개략도를 나타낸다. 장치 주요 구성부로는 시험부인 밀폐식 냉각탑용 열교환기부, 항온조를 포함한 냉각수 순환부, 스프레이 노즐 및 저수조를 포함한 분무수 순환부, 송풍기 및 덕트·댐퍼를 포함한 공기 순환부, 센서·데이터로거 및 컴퓨터로 구성된 데이터 측정부로 구성되어 있다.

Fig. 2는 실험장치의 실제 사진을 나타낸다. 장치 케이스를 두께 10mm의 아크릴로 제작하여 각 유체의 유동양상을 관측할 수 있도록 하였다. 열교환기는 0.4×0.33×0.572의 아크릴케이스에 외경이 15.88mm인 동관을 7열 15단의 3각배열로 배치하였다.



- ① test section ② constant temperature bath
- ③ cooling water circulation pump
- ④ spray water circulation pump ⑤ fan
- ⑥ data logger ⑦ cooling water flow meter
- ⑧ spray water flow meter

Fig. 1 Schematic of experimental apparatus



Fig. 2 Photo of experimental apparatus

2.3 실험 방법

실험은 3가지 유체 즉, 관내 냉각수, 관외 분무수 및 공기를 순환시키면서 관내 냉각수 및 공기의 온습도 및 유량 등의 입구 조건을 일정하게 유지시킨 상태로 관외 분무수의 온도 및 유량이 일정하게 유지되는 일정 시간동안 실험 장치를 기동한 후 정상화된 상태의 데이터를 취득하였다. 물과 공기의 온도센서는 T-Type 테프론선을 보정한 후 사용하였고 실험의 각 조건들을 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Experimental conditions

Process Fluid	Flow Rate [kg/h]	420~1150
	Inlet Temperature [°C]	37
Spray Water	Flow Rate [kg/h]	1000~2000
Air	Velocity [m/s]	2.0~4.0
	Inlet Wet bulb Temp. [°C]	16~32

냉각수는 일정한 온도로 항온조를 빠져나와 냉각수 순환펌프를 통하여 냉각탑의 열교환기 상부 관내로 유입되고 열교환기 유로를 따라 관외로 흐르는 분무수와 열교환을 한 후에 하부로 유출되어 다시 항온조로 들어간다. 분무수는 냉각탑 하부의 분무수 저수조로부터 분무수 순환펌프를 지나 냉각탑 상부의 스프레이 노즐을 통해 열교환기 상부로 분무되어 관 외부를 중력방향으로 흐르며 관내 냉각수로부터 열을 빼앗아 그 외부로 흐르는 공기와 물 질교환을 한 후 열교환기를 빠져나가 저수조로 모인다. 또한 공기는 실내로부터 송풍기를 통하여 열교환기 아래로 유입되어 관내 냉각수와 대향류로 흐르며 관외 분무수와 열교환 후에 상부의 덕트를 통하여 실외로 방출되며 그 일부는 송풍기로 다시 유입시켜 열교환기 입구 공기 온습도를 제어하도록 하였다. 각 지점의 센서로부터의 데이터들은 로거를 통하여 컴퓨터로 저장된다.

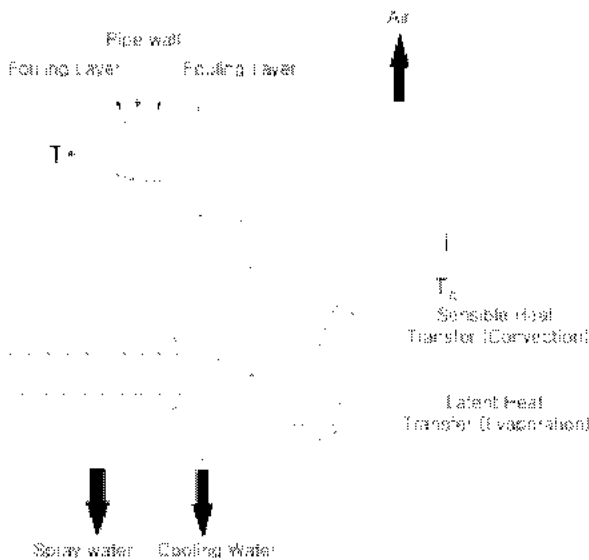


Fig. 3 Heat and mass transfer process of heat exchanger

3. 실험 이론

열교환기의 임의 높이에 대한 각 유체의 온도 및 엔탈피 분포를 Fig. 3에 나타내었다.

밀폐형 냉각탑에서 열은 냉각수로부터 관벽을 통해 관외 분무수에 전해지고 이 열이 공기로 전해진다. 물에서 공기로의 열전달은 물의 증발에 의한 잠열전달과 공기의 현열변화에 의한 현열전달로 구성되어 있다. 따라서 관외를 흐르는 물에서 공기로의 열전달은 엔탈피를 사용하여 계산한다. 냉각기 내의 소구간에서 냉각수가 잃는 열량은 다음과 같다.

$$W_C \cdot dT = -U \cdot a' \cdot (T-t) \cdot S \cdot dz \quad (1)$$

또한, 분무수가 잃는 열량을 다음 식으로 나타내었다.

$$W_S \cdot dt = -K_{og} a (i^* - i) \cdot S \cdot dz + U \cdot a' \cdot (T-t) \cdot S \cdot dz \quad (2)$$

공기가 얻는 열량은 다음과 같다.

$$W_A \cdot di = -K_{og} a \cdot (i^* - i) \cdot S \cdot dz \quad (3)$$

총괄 열전달계수 U는 다음 식에서 구해진다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + r_i \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{t_s}{\lambda} \left(\frac{D_o}{D_m} \right) + r_o + \frac{1}{h_f} \quad (4)$$

4. 결과 및 고찰

4.1 열교환기 내 분포온도

Fig. 4는 기준조건인 냉각수 질량유량 780kg/h, 분무수 질량유량 1800kg/h, 풍속 2.75m/s에서 시험부인 밀폐형 냉각탑 열교환기 내의 냉각수, 전열관벽, 분무수 및 공기의 온도 분포를 보여준다. 냉각수 및 분무수는 그래프의 우측에서부터 좌측방향으로 흐르며, 공기는 이와 대향류로 좌측에서부터 우측으로 유동한다. 공기의 온도를 살펴보면 그 변화가 미소함을 알 수 있다. 이는 분무수와 공기의 열교환 프로세스가 현열에 의한 열전달보다는 분무수의 증발에 의한 물질전달에 의존함을 알 수 있다.

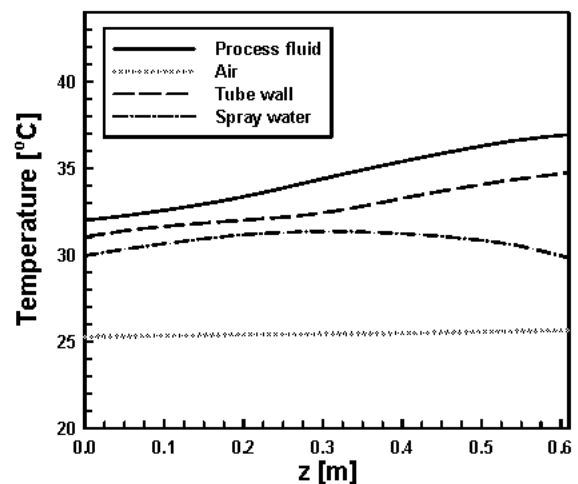


Fig. 4 Temperature profiles of experimental apparatus

4.2 레인지 및 교환열량

Fig. 5는 입구공기의 습구온도에 대한 냉각수 수량별 레인지(T_1-T_2)를 나타내고 있다. 습구온도의 증가 및 냉각수량의 증가에 따라 레인지가 감소하는 일반적인 열교환기의 경향을 보이고 있다. 기준 조건에서의 레인지는 4.63°C를 보였다.

Fig. 6은 입구공기의 습구온도에 대한 냉각수 수량별 냉각수의 손실열량을 나타내고 있다. 레인지와 마찬가지로 습구온도가 증가할수록 손실열량은 감소하나, 냉각수 수량 증가에 따라서는 손실열량이 증가하는 것을 보인다. 이는 손실열량이 레인지에 비하여 냉각수 수량에 더욱 의존함을 알 수 있다.

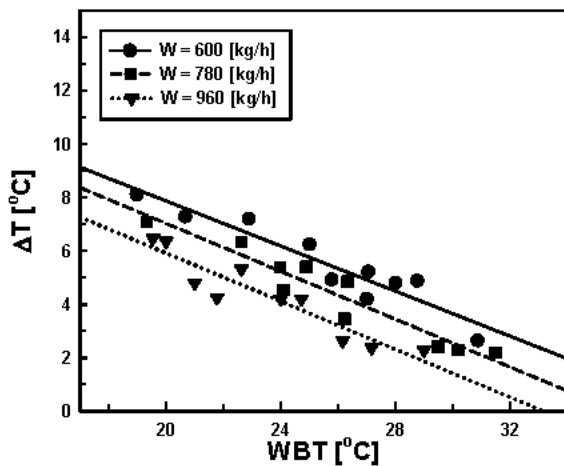


Fig. 5 Range to wet-bulb temperature of inlet air

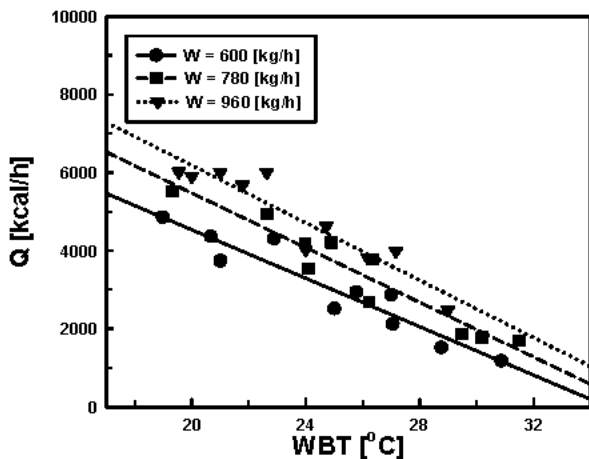


Fig. 6 Heat transfer to wet-bulb temperature of inlet air

4.3 총괄열전달계수

입구공기의 습구온도에 따른 냉각수 질량유량별 냉각수에서부터 관외 분무수까지의 총괄열전달계수의 변화를 Fig. 7에 나타내었다. 기준조건에 있어서

총괄열전달계수 값은 967.32 kcal/m²h°C을 보이고 있다. 습구온도의 증가에 따라 총괄열전달계수 값은 감소하는 경향을 보이고 있다.

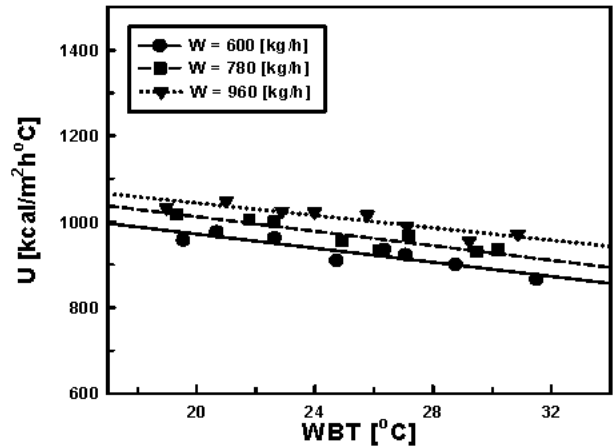


Fig. 7 Overall heat transfer coefficient to wet-bulb temperature of inlet air

이는 공기의 높은 습구온도에 의하여 분무수의 정상화 온도대가 상승하게 되고 이 온도에서의 정압비열 값이 감소함에 따라 분무수의 열용량이 감소하여 열전달이 비교적 원활히 이루어지지 못하는 것으로 생각된다.

4.4 총괄체적열전달계수

Fig. 8과 9는 각각 기준조건에서의 분무수 및 냉각수 질량유속에 따른 각 공기 질량유속별 엔탈피 기준 총괄체적열전달계수의 변화를 나타내고 있다. 엔탈피기준 총괄체적열전달계수는 분무수의 비산을 무시하고 순수 증발량을 취하기 위해 식 (3)의 좌변에 나타난 공기측 취득열량 대신 식 (1)의 좌변에 나타난 냉각수측 손실열량을 대입하면 다음의 식으로 나타내어진다.

$$Ka = \frac{W}{V} \int_{T_1}^{T_2} \frac{-dT}{i^* - i} \quad (5)$$

기준조건에 있어서 엔탈피기준 총괄체적열전달계수 값은 4273.26 kcal/m³hΔi를 보이고 있고 냉각수의 질량유속, 분무수의 질량유속 및 유량의 증가에 따라 총괄체적열전달계수 값은 증가하는 경향을 보이고 있다. 그림에서와 같이 총괄체적열전달계수 값은 냉각수량 변화시의 풍량변화의 영향보다 분무수 질량유속의 변화에 따른 풍량변화에 더 많이 반응함을 알 수 있다.

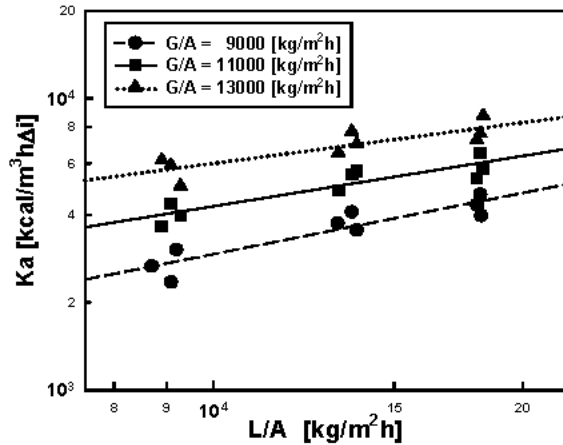


Fig. 8 Volumetric overall mass transfer coefficient to mass flux of spray water.

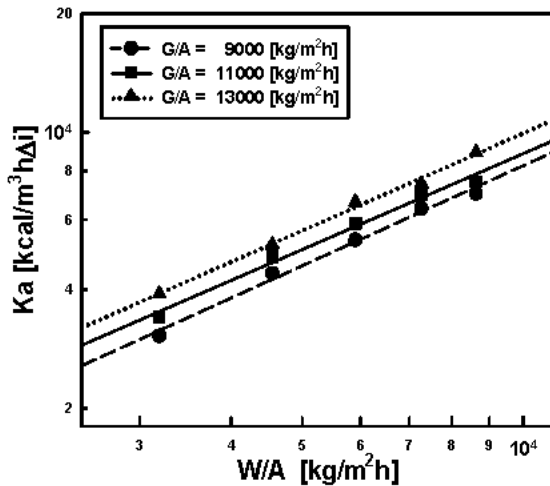


Fig. 9 Volumetric overall mass transfer coefficient to mass flux of process fluid.

5. 결 론

본 연구에서는 밀폐형 냉각탑의 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 밀폐형 냉각탑용 열교환기의 열성능 특성 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 공기의 입·출구 온도 변화가 미소함을 통하여 분무수와 공기의 열교환 프로세스가 현열에 의한 열전달보다는 분무수의 증발에 의한 잠열에 의존함을 알 수 있었다.
- 2) 기준 조건에서의 레인지는 4.63℃를 보였고 손실 열량은 레인지에 비하여 냉각수 수량에 더욱 의존함을 알 수 있었다.
- 3) 기준 조건에 있어서 총괄열전달계수의 값은 967.32 kcal/m²h℃을 나타내었고 습구온도의 증

가에 따라 총괄열전달계수 값은 감소하는 경향을 보였다. 이는 분무수의 정상화 온도대 상승에 따른 열용량 감소가 그 원인이라 생각된다.

- 4) 기준 조건에 있어서 엔탈피기준 총괄체적열전달계수 값은 4273.26 kcal/m³hΔt를 보이고 있고 냉각수량 변화에 비하여 분무수 질량유속의 변화에 더욱 민감한 반응을 보였다.

후 기

본 연구는 2003년 지역산업진흥사업의 지원을 받아서 이루어진 것으로 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고 문헌

1. G. Gan, S. B. Riffat, L. Shao and P. Doherty, 2001, "Application of CFD to closed-wet cooling towers", Applied Thermal Engineering, Vol. 21, pp. 79~92.
2. J. Facãd, A. C. Oliveira, 2000, "Thermal behaviour of closed wet cooling towers for use with chilled ceilings", Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 1225-1236.
3. 手塚, 高田, 河西, 1972, "蒸發冷却器の性能 - 第 1 報 엔탈피 基準總括容積熱傳達係數", 冷凍, 第 47 卷, 第 538 号, pp. 695~700.
4. 手塚, 1972, "蒸發冷却器の性能 - 第 2 報 散布水の熱傳達率", 冷凍, 第 47 卷, 第 541 号, pp. 1007~1016.
5. 手塚, 山下, 小川, 1973, "蒸發冷却器の性能 - 第 4 報 溫度の影響", 冷凍, 第 51 卷, 第 590 号, pp. 1037~1044.
6. Berkely, F. D., 1961, Petroleum Refiner, Vol. 40, No. 1, pp. 165~170.