I.

냉각수 변화에 따른 멀티패스 밀폐식 냉각탑의 성능

심 규 진*[†], 백 승 문*, 문 춘 근**, 윤 정 인**, 김 은 필**, 권 오 익***

부경대학교 대학원 냉동공조공학과*, 부경대학교 기계공학부**,(주)대일아쿠아***

Characteristics of Closed Circuit Cooling Tower with Multi Path on Cooling Water Inlet Conditions

Gyu-Jin Shim^{*†}, Seung-Moon Baek^{*}, Choon-Geun Moon^{**}, Jung-In Yoon^{**}, Eun-Pil Kim^{**}, O-Ick Kwon^{***}

*Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Graduate school Pukyong National University, Pusan 608-739, Korea **College of engineering, School of Mechanical Engineering,Pukyong National University, Pusan 608-739, Korea ***Daeil Aqua Ltd., Kimhae 621-811, Korea

ABSTRACT: The experiment of performance about closed-wet cooling tower(CWCT) was conducted in this study. The test section has the cooling water that flows from top part of a heat exchanger that has an entrance of cooling water with one and multi path. The heat exchanger consists of 15.88mm tubes with ten rows and ten columns and staggered arrangement. In this experiment, heat and mass transfer coefficients and range are calculated with variations of cooling water and path. The results indicated that operating CWCT using two path have the high values of heat and mass transfer coefficients and range than one path.

Key words : Closed cooling tower(밀폐식 냉각탑), Spray water(분무수), Heat transfer coefficient(열전달계수), Mass transfer coefficient(물질전달계수)

기 호 설 명 =

- A : Area, $[m^2]$
- c_p : Specific heat, [kJ/kg·K]
- D : Tube diameter, [m]
- f : Friction factor,[-]
- h : Heat transfer coefficient, [W/m²·K]
- i : Enthalpy, [kJ/kg]
- k : Mass transfer coefficient, [kg/m²·s]

Corresponding author
Tel.: +82-51-629-6180; fax: +82-51-629-6180
E-mail address: gyujins@pknu.ac.kr

- L : Tube length, [m]
- m : Mass flow rate, [kg/s]
- Pr : Prandtl number, [-]
- q : Rate of hear transfer, [W]
- Re : Reynolds number, [-]
- t : Temperature, [K]
- x : Absolute humidity, $[kg/kg_{DA}]$

그리스 문자

 Γ : Flow rate of spray water per unit breadth, [kg/m·s]

상첨자

' : Saturated condition

하첨자

а	:	Air
i	:	Inside
0	:	Outside
S	:	Spray water
W	:	Cooling water
1	:	inlet
2	:	outlet
3	:	Interface(spray water film/air)

1. 서 론

각종 산업공정과 공조 냉동 설비 등에서 발생 되는 열은 시스템을 보다 효율적으로 작동시키기 위해 냉각수에 의하여 식혀지고, 냉각수는 냉각 탑으로 보내어져 냉동기 및 생산 공정이 요구하 는 온도로 냉각되게 된다. 냉각탑은 물의 증발열 을 이용하여 냉각수를 냉각·공급하여, 산업 공 정에서 생성되는 열을 제거하는데 사용되고 있 다. 무제한의 대기 공기를 이용하여 냉각수를 경 제적으로 냉각시키는 개방식 냉각탑이 있으며, 일 년 내내 연속 운전되는 산업용 냉각탑은 겨울 철 냉각수의 결빙문제가 수반되는 문제점을 고려 하여 밀폐식 냉각탑을 주로 사용하게 된다.

냉각탑 작동에 관한 이론은 1923년 Walker에 의해 최초로 제안하였고 실질적인 미분방정식을 이용한 해석은 1925년 Merkel에 의해서 시도되었 다. Parker, R. O.,¹⁾등은 19mm관, Mizushina et al²⁾은 12.7mm, 19.05mm, 40mm관, Nitsu et al³⁾ 은 16mm관을 이용하여 관 크기에 따른 열・물 질 전달계수 등의 열적 특성 및 온도의 영향에 대해서 실험하였다.

냉각탑 계통에서 냉각수, 분무수 순환펌프와 공기를 공급해 주는 팬이 동력을 소비하는 곳이 며, 이중 냉각수 순환펌프는 전체 동력의 60~ 70%를 차지한다. 에너지 절감요구가 크게 부각되 면서 펌프의 동력 소비를 줄이기 위한 방법의 일 환으로 냉각수량을 최대한 줄여 설계하면, 배관 의 직경 또한 현저히 줄기 때문에 배관비용 절감 효과도 커지지만, 순환수량이 적고 냉각 온도범 위가 큰 냉각수 계통에 패스가 하나인 일반적인 밀폐식 냉각탑을 적용하였을 경우 필요한 요구 전열면적에 비하여 냉각수량이 적어 코일 내부 유체의 속도가 느려지기 때문에 냉각성능이 크게 미달되는 문제가 있다.

이러한 문제를 해결을 위해 Fig. 1과 같이 튜 브 번들을 블록화 하여 멀티패스형으로 제작하여 코일 내부 유체의 속도를 높여 주는 방법이 있 다. 그러나 현재 기술수준으로는 튜브 번들을 블 록화 하였을 때 블록별 코일 내부 유체의 유동 및 냉각해석과 코일에 뿌려주는 분무수의 유동 및 냉각해석상의 한계로 외국 제품을 단순 모방 하여 냉각탑을 제작하고 있는 실정이어서 멀티패 스 밀폐식 냉각탑에 대한 이론적 해석이 시급하 다고 하겠다.

이에 본 연구에서는 멀티패스 밀폐식 냉각탑의 열교환기에 대한 실험적 연구를 수행하여 소형 멀티패스 밀폐식 냉각탑 열교환기의 성능을 평가 하고 멀티패스 밀폐식 냉각탑을 위한 기초 설계 데이터를 제공하고자 한다.



Fig. 1 The schematic diagram of coil block of closed cooling tower with multi path

2. 실험장치 및 방법

본 연구에 사용된 멀티패스 밀폐형 냉각탑의 성능특성을 파악하기 위한 실험장치의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다.

장치 주요 구성부로는 시험부인 밀폐식 냉각탑

용 열교환기부, 열교환기부의 튜브의 블록화를 위한 멀티패스 분지관, 냉각수 순환부, 분무수 순환부, 송풍기 및 덕트·댐퍼를 포함한 공기 순 환부, 센서·데이터로거 및 컴퓨터로 구성된 데 이터 측정부로 구성되어 있다.

Table 1 Specification of heat exchanger

Tube diameter	15.88	[mm]
Transversal pitch	31.8	[mm]
Row pitch	39	[mm]
Dimension	W0.6 × L0.356 × H0.366	[m]



Fig. 2 The schematic diagram of experimental apparatus

분무수의 온도 및 유량이 일정하게 되는 정상상 태로 되는 일정 시간동안 실험 장치를 기동한 후, one path와 two path로 실험하여 정상화된 상태의 데이터를 취득하였다. 실험의 각 조건을 Table 2에 나타내었다.

Table 2 Experimental conditions

Cooling	Flow rate	[kg/h]	$600 \sim 3120$
water	Inlet temperature	[°C]	$32 \sim 50$
Spray	Flow rate	[kg/h]	720~2160
water	riow rate		
Aim	Velocity	[m/s]	$1 \sim 4$
Alf	Inlet wet-bulb temp.	[°C]	$22 \sim 29$

냉각수는 순환펌프를 통해 일정한 온도로 냉각 탑의 열교환기 상부 관내로 유입되고 열교환기 분지관에서 밸브를 이용하여 one path와 멀티패 스로 관외로 흐르는 분무수, 공기와 열교환을 한 후에 다시 항온조로 들어간다. 공기는 송풍기에 의해 통하여 열교환기 아래로 유입되어 관내 냉 각수와 대향류로 흐르며 분무수와 물질교환을 한 후에 덕트를 통하여 실외로 방출되며, 그 일부는 댐퍼를 이용하여 다시 송풍기로 유입된다. 분무 수는 저수조로부터 순환펌프로 일정하게 순환하 며, 냉각탑 상부의 노즐을 통해 열교환기 상부로 분무되어 관내 냉각수로부터 열을 빼앗아 그 외 부로 흐르는 공기와 열·물질교환을 한 후 저수 조로 모인다.

3. 실험이론

밀폐식 냉각탑에서 열은 냉각수로부터 관벽을 통해 관외 분무수에 전해지고 이 열이 공기로 전 해진다. 분무수에서 공기로의 열전달은 물의 증 발에 의한 잠열전열과 현열변화에 의한 현열전열 로 구성되어 있다.

냉각수가 잃는 열량은 다음과 같다.

$$dq_w = m_w c_{p_w} dt_w = U_o (t_w - t_s) dA \tag{1}$$

여기서, U_o 는 튜브 외표면적 기준 관외 총괄 열전달계수이다. 이 계수는 관내 열전달계수 h_a 와 관의 열전도율 λ , 관외 표면과 분무수와의 열전달계수 h_f 로 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_d} \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{D_o}{2\lambda} ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{1}{h_f}$$
(2)

관내 열전달계수 h_d 를 구하기 위해서는 Gnielinski⁴⁾가 제시한 완전 발달된 난류유동에서 의 Nu값을 사용하였다.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr[1 + (D_i/L)^{0.67}]}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{0.67} - 1)}$$
(3)

공기가 얻는 열량은 다음과 같다.

$$dq_a = m_a di_a = k(i'_s - i_a) dA \tag{4}$$

물질전달계수 k 는

$$m_a(x_{a,2} - x_{a,1}) = kAdx_{LM}$$
(5)

$$dx_{LM} = \frac{x_{a,2} - x_{a,1}}{\ln \frac{x_{3} - x_{a,1}}{x_{3} - x_{a,1}}}$$
(6)

로 나타낼 수 있다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 3은 식 (1)에 의하여 구해진 관내 냉각수 유량과 입·출구 온도차로 계산한 손실열량 Qw 와 식 (4)에 의하여 구해진 공기 풍량과 입·출 구 온도 및 습도에 의한 엔탈피차로 계산한 취득 열량 QA이다. 그래프에서와 같이 ±25%내에서 열 평형이 이루어지는 것을 알 수 있다. 실험장치가 단열 되어 있다고는 하나 배관 내에서의 방열과 실험장치 본체의 열용량 및 방열, 측정 장치의 오차 등에 의한 것이라고 생각된다.

Fig. 4와 5는 분무수와 관외벽간의 열전달계수 hy 값을 액막유량 Γ의 변화와 풍속변화에 따른 나타내었다. 액막유량 Γ이 증가할수록 one path 와 two path의 열전달계수 값은 전 구간 증가하 는 경향을 보이며, 유량이 적을 때, 계수 값들은 차이를 보이다가, 일정한 값에 도달하면서 두 열 전달 계수 값은 비슷한 값을 나타내었다. 이는 분무수량이 많아질수록 튜브 표면에 생기는 액막 이 형성되면서 열교환을 하게 되는데 액막이 완



Fig. 3 Heat balance between cooling water and air



Fig. 4 *h_f* as a function of spray water flow rate



Fig. 5 h_f as a function of air flow rate

전히 형성된 후, 분무수의 양이 증가하더라도 열 교환에는 영향을 더 끼치지 않기 때문이라 여겨 진다. Parker and Treybal¹⁾, Nitsu³⁾,등이 제시한 상관식과 비교한 결과, Nitsu³⁾가 제시한 상관식 과 좋은 일치를 보였다.

Fig. 5에서도 Re_G가 증가하면서 one path와 two path의 열전달계수 *h* 값이 전 구간 증가하 는 경향을 보이며, 풍속이 적을 때, 계수 값들은 차이를 보였으며, 증가할수록 두 계수 값은 비슷 한 값을 나타내었다. 상관식들과 비교한 결과, Nitsu³⁾가 제시한 상관식과 좋은 일치를 보였다.

Fig. 6과 7은 액막유량 Γ과 풍속 변화에 따른 물질전달계수 k를 나타내고 있다. 식(5)~(6)를 이용하여, 상관식과 비교하였다. 풍속과 분무수량 이 증가할수록 물질전달계수 k가 one path 와 two path 모두 비례적으로 증가하는 경향을 보 였다. Fig.6에서 Parker and Treybal¹⁾, Mizushina²⁾,



Fig. 6 k as a function of spray water flow rate



Fig. 7 k as a function of air flow rate

Nitsu³⁾ 등의 상관식들과 비슷한 결과를 보였다. one path와 two path의 경향은 위의 상관식과 비슷하게 보였으며, Fig. 7에서도 상관식들과 비 슷한 값을 나타내었으며, 특히, Parker and Treybal¹⁾ 식과 좋은 일치를 보였다.

Fig. 8 은 기준조건 공기질량유속 12000 kg/m²h 분무수 질량유속 5000 kg/m²h 에서 냉각수 질량 유속 변화에 따른 냉각탑의 입·출구레인지를 나 타내고 있다. 냉각수 질량유속이 증가할수록 one path와 two path 모두 레인지가 작아짐을 알 수 있다. two path일 땐, 냉각수 유속의 증가로 인 해, 관내 열전달계수가 증가하기에 two path일 때, one path보다 약10% 크게 나타내었다.

Fig. 9는 냉각수 입구 온도 변화에 따른 레인 지 냉각수 입·출구 레인지를 나타내었다. 레인지 의 값이 two path가 약10~20%정도의 큰 레인지 차를 보였다.



Fig. 8 Range as a function of cooling water flow rate



Fig. 9 Range as increase of cooling water inlet temperature

5.결론

본 연구에서는 멀티패스 밀폐식 냉각탑의 기초 설계 자료를 제공하고자 멀티패스 밀폐식 냉각탑 용 열교환기의 성능특성 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 기준조건에서, 냉각수 입·출구 레인지는 two path가 one path보다 약 7% 큰 값을 보였다.
- 2) 관 외벽과 분무수와의 열전달계수 h_i 를 액막 유량 Γ 변화와 풍속에 대한 값들을 상관식들 과 비교하여, Parker and Treybal¹⁾의 상관식 보다 낮은 수치를 보였지만, Nitsu³⁾의 상관식 과는 좋은 일치를 보였다. 풍속변화 보다는 분 무수의 변화가 열전달계수 h_i 에 영향을 많이

주는 것을 알 수 있었다.

3) 물질전달계수 k를 액막유량 Γ과 풍속의 변화 에 대한 값들을 상관식들과 비교하여, 비슷한 경향을 나타내었고, Nitsu³⁾의 상관식보다 낮 게, Mizushina²⁾의 상관식보다 큰 값을 보였으 며, Parker and Treybal¹⁾상관식과는 좋은 일 치를 보였다.

향후, 전열관 교체 실험 및 관경별 변화 실험 을 통화여 멀티패스 방식의 특성 값을 찾기 위한 추가 실험을 수행할 계획이다.

후 기

본 논문은 지역산업공통기술개발사업의 지원에 의하여 수행되었으며, 장치 설계에 많은 도움을 주신 주관기관 (주)대일아쿠아의 관계자 여러분 께 감사드립니다.

참고문헌

- Parker, R.O., and R. E. Treybal, 1961, The heat, mass transfer Characteristics of Evaporative coolers, Chemical Engineering Progress Symposium Series, 57–32:138–149
- 2) T. Mizushina, R ito, H. Miyashita, 1968, Characteristics and methods of thermal design of evaporative cooler, International Chemical Engineering Vol 8, No. 3

- 3) Nitsu, Y., K. Naito, and T. Anzai, 1969, Studies on Characteristics and Design Procedure of Evaporative Coolers, Journal of the society of Heating Air-Conditioning Sanitary Engineers of Japan, Vol 41.No.12, No.13, and Vol 43, No7
- Gnielinski, V., 1989, Zur Wärmübertragung bei laminarer Rohrströmung und konstanter Wandtemperatur, Chem – ing – tech Vol 61, No2, pp161–163
- 5) Ala Hasan, Kai Siren, 2002, Theoretical and computational analysis of closed wet cooling towers and its applications in cooling of buildings, Energy and buildings, Vol 34, issue 5
- Pascal Stabat, Dominique Marchio, 2003, Simplified model for indirected-contact evaporative cooling-tower behaviour, Applied Energy, Vol 85, issues 2–3, pp128–142
- 7) Jorge Facao, Armando Oliveira, 2004, Heat and mass transfer correlations for the design of small indirecr contacr cooling towers, Applied Thermal Engineering Vol 24, issues 14–15, pp1969–1978
- 8) E.Kim, M.M.A, Saker, J.I.Yoon, 2007, Experimental study of hybrid closed circuit cooling tower for high performance, ASME-JSME Thermal Engineering Summer Heat Transfer Conference, HT2007-32102