

NTU법을 이용한 대향류형 냉각탑의 성능해석에 관한 연구

A study on the counter-flow cooling tower performance analysis using NTU-method

김 영 수*, 서 무 교**, 이 상 경**
Y. S. Kim, M. K. Seo, S. K. Lee

Key words: Thermal performance(열성능), Counter-flow cooling tower (대향류형 냉각탑), Filler (충전재), Characteristic curve (특성곡선), Performance curve(성능곡선)

ABSTRACT

The thermal performance of cooling towers is affected by the temperature of inlet water, wet bulb temperature of entering air and water-air flow rate. In this study, the effects of these variables are simulated using NTU-method and experimentally investigated for the counter-flow cooling towers. The simulation program to evaluate these variables which affect the performance of cooling tower was developed. The maximum errors between the results of simulations and experiments were 3.8% under the standard design conditions and 5.4% under the other conditions. The performance was increased up to 46 ~ 50% as the water loading was increased from $6.8 \text{ m}^3/\text{hr} \cdot \text{m}^2$ to $15.9 \text{ m}^3/\text{hr} \cdot \text{m}^2$. The range was reduced up to 56 ~ 42% when the wet bulb temperature of the entering air was increased from 22°C to 29°C .

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]
 a : 단위체적당 물질전달면적 [m^2/m^3]
 C_L : 비열 [$\text{kJ}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$]
 G : 공기의 질량유량 [kg/hr]
 h : 엔탈피 [kJ/kg]
 K : 물질전달계수 [$\text{kg}/\text{hr} \cdot \text{m}^2$]
 L : 물의 질량유량 [kg/hr]
 NTU : 이동단위수

R : 냉각정도 [$^\circ\text{C}$]
 S : 물과 공기의 접촉면적 [m^2]
 T : 온도 [$^\circ\text{C}$]
 V : 냉각탑 충전재 체적 [m^3]

하첨자

1 : 입구조건
 2 : 출구조건
 a : 공기
 s : 포화상태
 w : 물
 w_b : 건구
 db : 습구

* 부경대학교 냉동공조공학과

** 부경대학교 대학원

1. 서 론

냉각탑은 최소한의 전기에너지를 사용하여 가장 경제적인 방법으로 폐열을 제거할 수 있는 수단으로서, 공기 및 수질오염을 방지하는 환경장치이기도 하다. 즉 냉동·공기조화 및 플랜트공정상의 열원기계를 중 냉각탑은 적은 전기에너지로 많은 열을 처리하면서 환경에 거의 영향을 주지 않는다.

이러한 냉각탑은 현열과 증발잠열을 이용하여 냉각수를 냉각시켜서 공급하는 장치로서, 냉동공조기 및 많은 산업공정에서 생성되는 열을 제거하는데 긴요하게 사용되고 있다.

최근 환경 및 에너지 보존에 따른 국제동향과 관련하여 과설계를 방지하기 위한 고성능, 고효율의 냉각탑 설계기술의 확립은 매우 필요하다고 볼 수 있다.

냉각탑의 내부에서 일어나는 열교환과정은 대단히 복잡하여 해석적방법 혹은 컴퓨터를 이용한 수치해석으로 정확히 예측하는 것은 사실상 불가능하며 이른바 특성치와 같은 설계변수는 대부분이 실험을 통하여 구해진다.⁽¹⁾

냉각탑에서 유입되는 고온의 물이 흡입된 공기와 열을 교환하는 원리는 공기와 물의 온도차에 의한 물의 냉각(sensible cooling)과 물의 증발시의 증발잠열에 의한 물의 냉각(latent cooling)이다. 따라서 흡입되는 공기와 유입되는 물의 상태에 따라 그 냉각성능이 크게 좌우된다. 냉각탑의 성능을 나타내는 인자로서, 냉각수의 냉각정도(range), 냉각수 출구온도의 공기 습구온도에의 접근도(approach) 등을 들 수 있다^(2,3). 이러한 냉각탑의 열적 성능에 중요한 변수로는 흡입되는 공기의 온도·습도 및 속도와 물의 유량 등이다. 일반적으로 냉각탑의 냉각효과를 높이기 위해서 내부에 충전재(filler)가 설치되므로, 냉각탑의 열성능은 거의 충전재 열성능으로 대표될 수 있다. 충전재의 열성능을 구하기 위해서는 물과 공기의 접촉시간, 접촉면적, 열 및 물질 전달계수 그리고 충전재의 압력분포 등이 필요하다. 그러나 이를 해석적으로 구하는 것이 복잡하므로 대부분 실험적인 방법으로 성능을 산정하고 있다. 본 연구에서는 냉각탑의 운전조건에 따른 열성능의 특성을 분석하기 위해 냉각탑의 성능실험과 NTU법을 이용하여 냉각탑의 열성능

에 영향을 미치는 각종변수에 따라 냉각탑의 성능을 컴퓨터를 이용한 시뮬레이션을 통하여 냉각탑의 기초 설계자료를 제공하고자 한다.

2. 기본이론

물과 공기의 직접 접촉 열전달 과정에 대해 약간의 단순화된 가정 아래 다음과 같이 Potential(driving force)개념을 제안하였다.⁽⁴⁾

- (1) 증발에 의한 물의 손실은 무시한다.
- (2) 열확산 계수와 물질확산 계수는 같다.
- (3) 접촉면에서의 공기는 포화상태이다.
- (4) 증발잠열은 일정하다.

가정(2)에서 열전달과 물질전달을 연결 시켜주는 무차원수로서 Lewis수가 정의 되는데 습공기일 때 0℃ 및 760 mmHg에서 Lewis수가 0.866이 된다. 이것은 1에 가까운 값이고 또 대기에 대하여 수증기 분압은 작기 때문에 가정(2)는 성립된다.

물과 공기의 직접접촉에 의한 총열전달율은 물의 온도에서의 포화공기엔탈피와 접촉공기의 엔탈피 차이에 비례한다.

$$Q = KS(h_w - h_a) \tag{1}$$

대향류형 냉각탑에서의 에너지 밸런스는 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$dq = K(h_w - h_a)dS = Gdh_a = LC_LdT_w \tag{2}$$

식(2)를 적분하고 L로 나누면 다음과 같다.

$$\frac{KaV}{L} = \frac{G}{L} \int_{h_{a1}}^{h_{a2}} \frac{dh_a}{h_w - h_a} = C_L \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT_w}{h_w - h_a} \tag{3}$$

위 식에서 KaV/L은 냉각탑의 크기나 충전재의 함수가 아니라 단지 냉각탑에 들어가는 유동 및 온도만으로 계산이 가능하다. KaV/L를 NTU(number of Transfer Unit)라고도 한다.

CTI산하 성능과 기술분과위원회(performance and technology)는 Merkel이 제안한 공식을 근간으로 식(3)의 우변을 좀 더 간편하고 정밀도가

높은 여러 적분 기법을 검토하였고, 그 중에서 Tchebycheff 4Points적분법이 가장 정밀도가 높고 모순이 적다는 결론을 내렸다. CTI는 Tchebycheff적분법에 따라 1967년에 이르러 40종류의 습구 온도와 21개의 냉각범위에 대해 35가지 경우의 접근온도를 근간으로 다음과 같이 NTU값을 계산하였다.

$$NTU = \frac{KaV}{L} = \frac{G}{L} \int_{h_{a1}}^{h_{a2}} \frac{dh_a}{h_w - h_a} \quad (4)$$

냉각탑의 열전달 특성은 냉각탑 특성곡선으로 나타낼 수 있다. 냉각탑 특성곡선은 대수좌표계에 수-공기 유량비 L/G의 변화에 따른 충전재 특성값 KaV/L을 나타낸 것이다. 여기서 보면 주어진 충전재에서 물의 질량유량 L이 일정한 경우에 공기의 질량유량 G가 감소하면 충전재의 열전달 능력이 감소될 것이므로 수-공기 유량비가 증가함에 따라 충전재 특성값은 감소하는 것으로 나타난다. 충전재 특성곡선을 작성할 때는 충전재가 설치된 냉각탑에서 수-공기 유량비를 변화시키면서 각각의 수-공기 유량비에 대한 수막공기 입출구 엔탈피와 외부공기의 입출구 엔탈피를 측정한다. 이와 같은 측정에 의하면 식(4)에 의하여 충전재 특성값을 구할 수 있다. 실험에 의하면 수-공기 유량비와 충전재 특성값은 아래와 같은 관계를 갖는 것으로 알려져 있다.

$$\frac{KaV}{L} = C_1 \left(\frac{L}{G}\right)^{-m} \quad (5)$$

여기서 C_1 과 m 은 실험상수 이다.

냉각탑의 특성치는 메이커에 있어서는 자산으로 고려되어지는 정보이다. 그 때문에 특성치에 대한 식은 일반적으로 이용할 수 없으므로 본 연구에서는 실험에서 구한 특성곡선을 이용하였다.

3. 냉각탑 성능해석

3.1 용량계산 알고리즘

가장 일반적인 성능계산은 어떠한 상태(냉각수량, 입구온도, 대기 습구온도)에 대한 냉각탑의 용량을 구하는 것이다. 여기서 알고리즘은 정적

유량, 유체의 입구온도와 공기 습구온도가 기지(既知)인 것을 전제로 한다. 종속과 독립변수의 관계는 다음 관계가 도출된다.⁽⁵⁾

$$T_{w2} = f_1[T_{wb}, T_{w1}, G, L] \quad (6)$$

따라서, 독립 변수가 정해지면 종속변수는 계산되어 진다. 그 결과는 용량을 결정하는데 이용된다.

대향류형냉각탑의 성능계산은 식(4)의 성능곡선과 식(5)의 특성곡선이 만나는 점에서 냉각탑 설계점이 결정되고, 성능곡선을 NTU_r, 특성곡선을 NTU_a라 하고, 최초에 $R = (T_{w1} + T_{wb})/2$ 를 냉각수 레인지라고 가정해서, 이등분법을 이용하여 NTU_a와 NTU_r 사이의 차

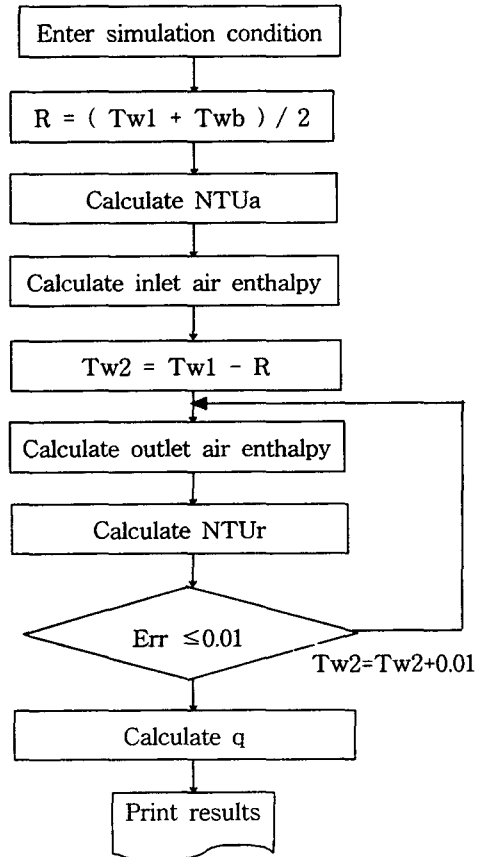


Fig. 1 Simulation program flow chart.

를 축소하여 다음의 값에 도달하면 수렴한 것으로 고려한다.

$$Err = \frac{NTUa - NTUr}{NTUa} \leq 0.01 \quad (7)$$

3.2 해석결과

냉각탑의 표준설계조건인 냉각수입구온도 37℃, 냉각수출구온도 32℃, 공기습구온도 27℃의 조건에서의 성능해석결과는 다음과 같다. Fig. 2는 충전재에서의 공기의 속도와 충전재 단위면적당 냉각수의 흐름인 수부하(water lading) 따른 레인지의 변화를 나타내었다. 공기의 속도가 증가함에 따라 레인지가 증가하는데 이는 열전달계수의 증가에 기인한다. 또한 수부하가 6.8 ~ 18.1 m³/hr·m²으로 증가함에 따라 레인지는 약 2~2.2℃정도 감소하는데, 이것은 물의 유량이 증가함에 따라 충전재의 표면을 따라 물이 흐를 때 액막이 두꺼워지고 전체 전열면적은 비례적으로 증가하지 않기 때문이다.

Fig. 3은 수부하 9.1 m³/hr·m², 냉각수 입구온도 37℃, 입구공기의 건구온도가 32℃일 때 공기의 속도와 입구공기의 습구온도의 변화에 따른 레인지의 변화를 나타낸다.

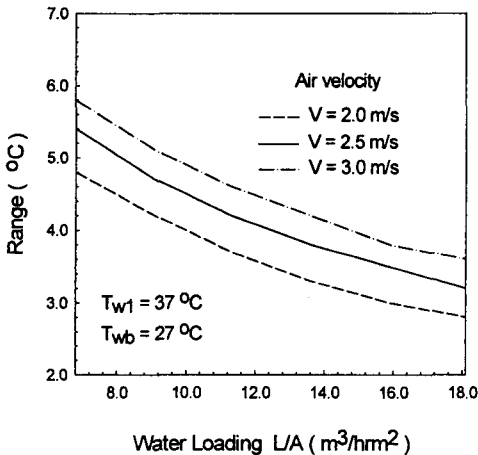


Fig. 2 Effect of air velocity and water loading on range.

습구온도가 21 ~ 29℃로 증가함에 따라 레인지가 공기의 속도에 따라 2.5 ~ 3.1℃정도 감소함을 알 수 있다. Fig. 4는 공기속도 2.5 m/s, 냉각수입구온도 37℃, 입구공기건구온도 32℃일 때 수부하의 변화에 따른 레인지의 변화를 보여준다.

Fig. 5는 수부하 9.1 m³/hr·m², 입구공기의 습구온도 27℃, 입구공기의 건구온도 32℃일 때 공기의 속도와 냉각수입구온도의 변화에 따른 레인지의 변화를 해석한 결과이다.

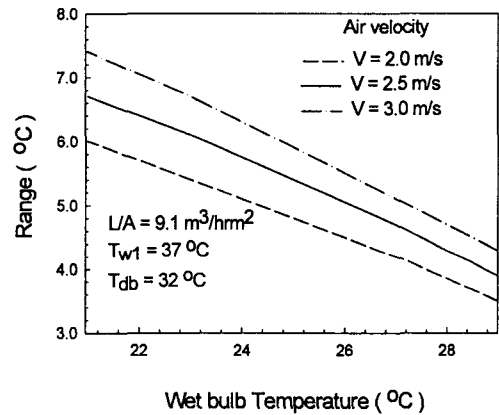


Fig. 3 Effect of air velocity and wet bulb temperature on range.

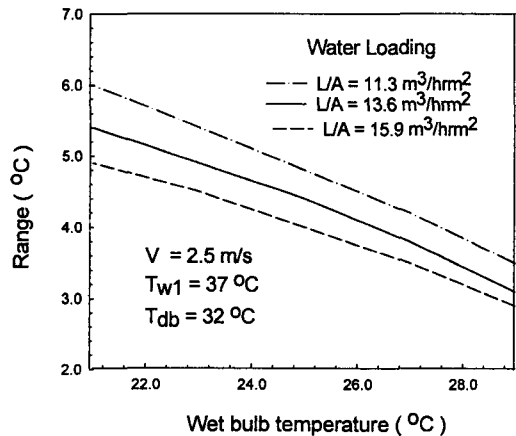


Fig. 4 Effect of water loading and wet bulb temperature on range.

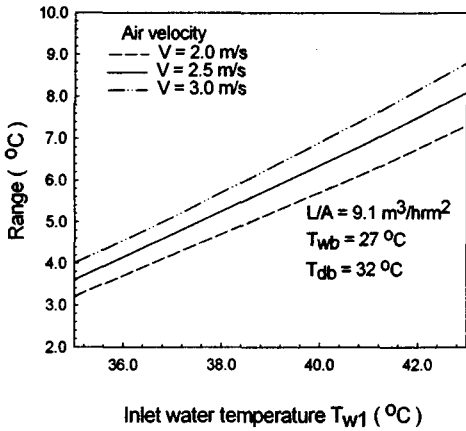


Fig. 5 Effect of inlet water temperature and air velocity on range.

4. 실험장치 및 방법

4.1 실험장치

냉각탑 열성능에 대한 주요 변수에 따른 냉각 성능의 변화를 분석할 수 있는 실험장치를 설계 제작하였다. 실험장치는 아크릴을 이용하여 제작하였으며, 230×230×600 mm의 충전재(Munter 19060 filler)를 설치하였다.

충진재에 골고루 물을 분사하기 위해 노즐을 설치하였다. 냉각탑으로 유입되는 공기는 터보팬과 인버터를 사용하여 냉각탑으로 유입되는 공기의 유량을 조절하였다. 습구온도는 냉각탑 출구에 리턴덕트를 설치하여 냉각탑 출구의 고온의 포화공기와 외기를 뎀퍼를 이용하여 적절히 혼합하여 조절하였다. 건구온도를 조절하기 위해 덕트의 입구에 3 kW용량의 전기히터를 설치하여 피드백 제어계를 구성하여 일정한 조건의 공기가 유입되도록 하였다.

충진재로 분사되는 물의 온도를 일정하게 유지하기 위해 7 KW용량의 전기히터와 피드백 제어계를 구성하였다.

물의 유량은 오차가 2%인 로터미터를 이용하여 측정하였고, 공기의 유속은 정확도가 ±0.2 m/s인 열선유속계를 이용하여 측정하였다.

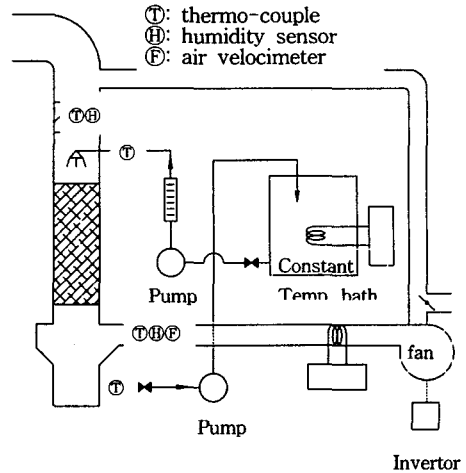


Fig. 6 Schematic of experimental apparatus.

물의 온도와 공기의 건구온도측정은 직경 0.2 mm의 T- type 열전대(thermo-couple)를 사용하여 실험 전에 0.1°C까지 보정하여 사용하였다. 습구온도는 정확도가 ±2%인 습도센스를 이용하였다. 각 센스들의 출력은 NetDAQ, FLUKE와 PC를 이용하여 표시하고 저장하였다.

Fig. 6은 실험장치 개략도이다.

4.2 실험방법

본 실험은 냉각수입구온도 35 ~ 40°C, 입구 공기습구온도 22 ~ 29°C, 입구공기건구온도 3 ~ 2°C, 공기의 속도 2.0 ~ 3.0 m/s, 냉각수의 유량 6 ~ 14 lpm 에서 수행하였다.

실험의 주요 순서는 흡입공기의 유량조절과 공급 냉각수의 유량 및 온도조절, 및 입구공기의 습구온도 및 건구온도를 조절하여 정상상태를 달성하고 일정시간 운전후 데이터를 측정한다.

최대풍량이 17 m³/min의 송풍기와 인버터를 이용하여 공기의 설정 유량을 유지하고, 고온 다습한 배출공기는 리턴덕트를 통해 입구공기의 습구온도조절부에 공급하여 외기와 혼합하여 건구온도 및 습구온도를 조절하여 실험조건에 맞는 공기의 상태를 만든다. 여분의 배출공기는 밖으로 배출하여 실내 환경의 변화를 최소화하였다.

물의 순환은 순환펌프를 이용하여 저수조의 물을 흡입하여 항온조로 보내고, 항온조에서 물은

일정 온도로 유지되면서 가압펌프의 압력에 의하여 실험부의 노즐에서 분사된다. 실험에 사용한 노즐은 직경이 2 mm이고 노즐을 3열로 배열하고 각 열에 10 개씩 30 개를 설치하였기 때문에 충전재 위에 물이 골고루 산포된다고 가정할 수 있고 실제 가시적으로 골고루 산포되었다.

4.3 실험결과 및 고찰

Fig. 7는 공기의 속도와 수부하(water loading)에 따른 레인지의 변화를 나타낸다. 해석프로그램을 이용한 해석결과인 Fig. 2와 실험결과인 Fig. 7을 비교해보면 표준설계조건에서는 최대오차가 약3.8%정도이다.

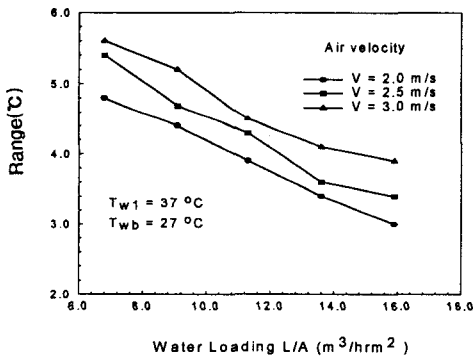


Fig. 7 Effects of air velocity and water loading.

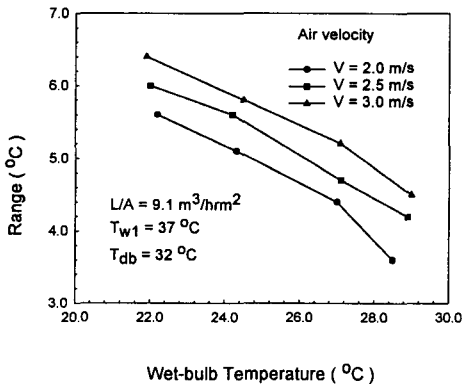


Fig. 8 Effects of air velocity and wet bulb temperature.

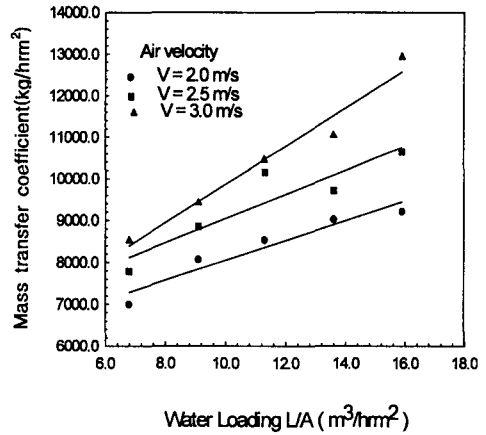


Fig. 9 Effect of water loading on mass transfer coefficient.

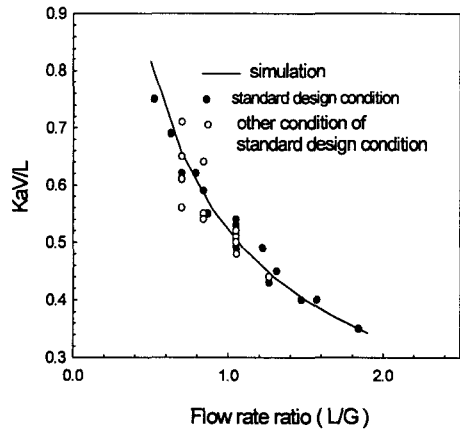


Fig. 10 Comparison chart between experimental and simulation data.

Fig. 8은 공기의 속도와 입구공기의 습구온도의 변화에 따른 레인지의 변화를 나타낸 것이다. 습구온도가 증가할수록 공기가 수분을 함유할 수 있는 능력이 감소하므로 물의 증발량이 감소하게 되어 레인지가 감소한다. Fig. 8을 해석결과와 비교하면 최대오차 약 5.4%로 잘 일치한다.

본 실험에서 얻은 냉각탑의 열성능을 수부하(water loading)와 공기의 속도에 대한 특성을 분석하기 위해 실험데이터를 이용하여 충전물특성인 KaV/L 을 식(4)의 Tchebycheff법으로 적분하

여 총물질전달계수를 구하였다. Fig. 9는 수부하(water loading)와 공기의 속도에 따른 총물질전달계수의 변화를 나타낸다.

4.5 오차분석

Fig. 10은 해석프로그램의 냉각탑특성치와 실험결과를 비교한 것으로 오차 발생 이유는 해석프로그램에서 다음과 같은 가정을 했기 때문이다.

- (1) 열 및 물질이동에 대해 근사식이 이용되었다.
- (2) 공기의 엔탈피는 습구온도의 관계수로써 계산되었다.
- (3) 증발은 무시되었다.
- (4) 이용가능한 NTU를 결정하는데 단순한 곡선을 이용했다.

5. 결론

냉각탑의 성능의 특성을 고찰하기 위해 냉각탑의 성능실험과 시뮬레이션을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 냉각탑의 성능에 영향을 미치는 각변수들에 대해 성능을 평가할 수 있는 프로그램을 개발하였으며, 그 오차는 표준설계조건에서는 최대 3.8%, 그 외의 조건에서는 5.4%이다.
- (2) 수부하(water loading)가 $6.8 \text{ m}^3/\text{hr} \cdot \text{m}^2$ 에서 $15.9 \text{ m}^3/\text{hr} \cdot \text{m}^2$ 으로 증가함에 따라 레인지가 31% ~ 38%정도 감소하였다.
- (3) 입구공기습구온도가 $22^\circ\text{C} \sim 29^\circ\text{C}$ 로 증가함에 따라 레인지는 56% ~ 42%정도 감소하였다. 냉각수입구온도가 $35^\circ\text{C} \sim 40^\circ\text{C}$ 로 증가함에 따라 레인지는 69% ~ 46%정도 증가하였다.

후기

본 연구는 1997년 중소기업기술혁신사업의 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

1. 홍회기, 1997, 냉각탑 기술 강습회, 한국냉동공조기술협회, pp. 93-100.
2. G. F. Hewitt., 1998, Heat exchanger design handbook, Begell house, Inc, part3.
3. G. G. Hewitt, G. L. Shires, T.R. Bott, 1993, Process heat transfer, CRC press, pp. 747-776.
4. Webb, R. L., Villacres, A., 1984, Algorithm for Performance of Cooling Towers, Evaporative Condensers and Fluid Coolers, ASHRAE Transactions. Part2B, pp. 416-425.
5. Michel A. Bernier, Ph.D., 1995, Thermal Performance of Cooling Towers, ASHRAE Journal, pp. 56-61.
6. Baker D. R. and Shryock H. A., 1961, A Comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance, Journal of heat Transfer, pp. 339-349.
7. Bernjer M., 1994, Cooling Tower Performance Theory and Experiments, ASHRAE Transactions. pp. 114-121.
8. Elliot, T. C., 1988, Standard Handbook of Powerplant Engineering McGraw-Hill.
9. 박승덕 외 4인, 1980, 냉각탑 설계 및 시험 기술기준, 공업진흥청, KSCP-B-1027.