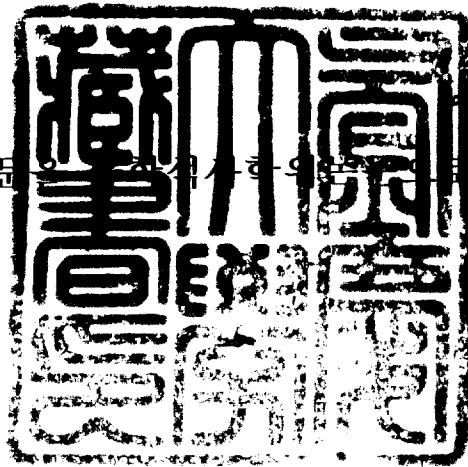


공 학 석 사 학 위 논 문

밀폐형 냉각탑의 열성능 특성에 관한
실험적 연구

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학석사학위논문 제출함



2005년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

민 경 현

민경현의 공학석사 학위논문을 인준함

2005년 2월

주 심 공학박사 오 후 규



위 원 공학박사 김 은 필



위 원 공학박사 윤 정 인



목 차

Abstract	iii
Nomenclature	v
 제 1 장 서 론	 1
1.1 연구배경 및 목적	1
1.2 종래의 연구	3
 제 2 장 실험 이론	 5
 제 3 장 실험장치 및 방법	 10
3.1 실험장치의 구성	10
3.2 실험 방법	19
 제 4 장 실험결과 및 고찰	 21
4.1 열평형	21
4.2 온도 분포	21
4.3 분무수와 관벽간의 열전달계수	23
4.4 냉각수와 공기간의 총괄체적물질전달계수	25
4.5 총괄체적열전달계수	29

4.6	냉각능력	32
4.7	건식운전에서의 총괄열전달계수 및 냉각능력	35
4.8	압력강하	38
제 5 장 결 론		39
참고문헌		42
감사의 글		45

Thermal Performance Characteristics of Closed Circuit Cooling Tower

Kyung-Hyun Min

*Department of Refrigeration and Air Conditioning Engineering,
Graduate School, Pukyong National University*

Abstract

The experiment of thermal performance about closed circuit cooling tower was conducted in this study. An 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 our experiment has the process that the cooling water flows from top part of heat exchanger to bottom side in the inner side of tube, and spray water flows gravitational direction in the outer side of it. Air contacts its outer side of that as it counter-flows.

The heat transfer pipes used in this experiment are bare tube type and fin tube type both having an outside diameter of 15.88mm. In order to cut down expenses for water resources and operation, fin tube is compared with the existing bare tube. The heat exchanger type is the one consisting of seven rows and fifteen sections.

In this experiment, heat performance of the cooling tower is calculated by summing overall heat transfer coefficient of between the process fluid and sprayed water and volumetric overall mass transfer coefficient of between sprayed water and air.

In the case of the heat exchanger with Fin tube, it showed 16.16% higher

cooling capacity on the wet-mode and 29.65% higher cooling capacity on the dry-mode. On the wet-mode, it also showed 30% cooling capacity throughout the system.

NOMENCLATURE

A	: Effective cross section area of cooling tower [m^2]
a	: Effective interfacial area [m^2/m^3]
c_p	: Specific heat at constant pressure [kJ/kgK]
d	: Tube diameter [m]
G	: Flow rate of air [kg/h]
H	: Humidity ratio [kg/kg]
h	: heat transfer coefficient [$\text{kW}/\text{m}^2\text{K}$]
i	: Specific enthalpy [kJ/kg]
Ka	: Volumetric overall heat transfer coefficient [$\text{kW}/\text{m}^3\Delta i$]
$k_{og}a$	: Overall mass transfer coefficient [kcal/kg]
L	: Flow rate of spray water [kg/h]
Nu	: Nusselt number [-]
Pr	: Prandtl number [-]
Q	: Cooling capacity [kW]
Re	: Reynolds number [-]
r	: Thermal resistance [$\text{m}^2\text{K}/\text{kW}$]
S	: Surface area of tube [m^2]
t	: Temperature [K]
t_s	: Thickness [m]
U	: Overall heat transfer coefficient [$\text{kW}/\text{m}^2\text{K}$]
V	: Volume of heat exchanger [m^3]
W	: Flow rate of cooling water [kg/h]
Z	: Effective height of cooling tower [m]
Γ	: Flow rate of cooling water per unit breadth [kg/ms]
λ	: Thermal conductivity [kW/mK]

Subscript

<i>1</i>	:	Inlet
<i>2</i>	:	Outlet
<i>G</i>	:	Air
<i>i</i>	:	Inner
<i>L</i>	:	Spray water
<i>LM</i>	:	Log mean
<i>m</i>	:	Mean
<i>o</i>	:	Outer
<i>W</i>	:	Cooling water

제 1 장 서 론

1. 1 연구의 배경 및 목적

냉동기 및 생산 공정에서 발생된 열은 냉각수에 의하여 식혀지고, 열을 전달받아 데워진 냉각수는 냉각탑으로 보내어져 냉동기 및 생산 공정이 요구하는 온도로 냉각되게 된다. 냉각탑은 물의 증발열을 이용하여 냉각수를 냉각·공급하는 장치로서, 냉동 공조 기기 및 많은 산업 공정에서 생성되는 열을 제거하는 데 긴요하게 사용되고 있으며, 무제한의 대기를 이용하여 다량의 냉각수를 가장 경제적으로 냉각시킬 수 있는 냉각계통에서의 주요 핵심 장치이다.

냉각탑은 지난 50여 년 동안 꾸준히 발전돼 오면서 Wet/Dry형 등의 개량형이 개발되었다. 미국의 냉동공조학회(ASHRAE)에서는 냉각탑에 대한 분과를 두고 지속적인 기술 개발의 정보를 정리, 교환하고 있으나⁽¹⁾ 국내에서는 냉각탑의 수요가 급증하고 있음에도 불구하고 이에 대한 설계 기술 및 자료는 매우 미약하여, 주로 선진외국의 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 현재의 실정이다.

이러한 냉각탑은 공조용 및 산업용으로 대별된다. 하절기에만 운전되는 일반적인 공조용 냉각탑과는 달리 전산실, 비상발전기, 병원 등과 같은 특수 장소에 사용되는 산업용 냉각탑은 일 년 내내 연속운전이 요구

되며 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.

영하 12℃에 이를 때까지 코일 번들에 분무수를 부어야 냉각 계통이 요구하는 온도인 영상 32℃로 내릴 수 있는 기존의 밀폐식 냉각탑과는 달리 외기 온도가 영상 15℃ (요구 조건에 따라서 조정 가능)이상이면 코일 번들에 분무수를 뿌려주고 (습식 운전), 대기의 온도가 영상 15℃ 미만이 되면 분무수를 뿌려주지 않아도 (건식 운전) 냉각계통이 요구하는 온도로 냉각이 될 수 있는 하이브리드 밀폐식 냉각탑 (Hybrid Closed Circuit Cooling Tower)은 동절기 운전 시 분무수를 사용하지 않으므로 수자원을 절약할 수 있고 또한 냉각탑에서 발생하는 백연 현상을 막을 수 있는 신 개념의 냉각탑 기술이다.

일반적인 공랭식 열교환기(Air Cooled Heat Exchanger)인 경우 열교환 튜브에 대한 열적 해석이 용이한 반면에, 밀폐식 냉각탑의 경우는 열교환 튜브 표면에 분무수 (Spray Water)를 뿌려 대기로부터 유입되는 공기와 접촉시켜 분무수가 강제로 증발되도록 함으로써 증발잠열에 의해 열교환 튜브 표면의 온도를 낮춤으로써 열교환 튜브 내의 냉각수가 냉각되도록 하는 것으로 이론적인 열 교환 해석은 불가능하며 반드시 실험에 의한 열 교환 실험식을 찾아내는 것이 중요하다고 하겠다.

개방형 냉각탑에 대한 설계기술은 거의 대부분이 공개된 상태이나, 밀폐식 냉각탑은 아직까지 체계화된 설계기술이 외부에 알려진 것이 전무한 고급기술정보에 속한다. 일반적인 밀폐식 냉각탑조차 체계적인 이론이 정립되어 있지 않은 국내에서는 외국의 제품을 흉내 내거나 외국과 기술제휴를 통하여 제품을 생산하고 있는 실정으로 하이브리드 밀폐식

냉각탑에 대한 이론적인 해석은 거의 전무한 실정이다.

이에 본 연구에서는 하이브리드 밀폐식 냉각탑용 열교환기에 대한 실험적 연구를 수행하여 하이브리드 밀폐식 냉각탑 열교환기의 성능을 평가하고 하이브리드 밀폐식 냉각탑을 위한 기초 설계 데이터를 제공하고 자 한다.

1. 2 종래의 연구

냉각탑 작동에 관한 이론은 1923년 Walker에 의해 최초로 제안되었으나 실질적인 미분방정식을 이용한 해석은 1925년 Merkel에 의해서 시도되었다. 단순화된 Merkel의 엔탈피 이론은 냉각탑의 성능계산에 보편적으로 사용되어 왔으며, Lichtenstein에 의해 도식적인 방법으로 Merkel방정식의 해를 구할 수 있게 되었다.^(2~3) 또한 1961년 Baker and Shryock은 Merkel의 연구를 재검증하여 Merkel이 사용하는 가정으로부터 발생하는 오차를 최소한으로 줄이고자 하였다.⁽⁴⁾

G. Gan et al.⁽⁵⁾은 단상류 및 이상류에 있어서의 밀폐형 습식 냉각탑(CWCT)의 내부 압력강하 및 각 유체의 동특성에 대하여 CFD를 통하여 해석적으로 밝혔으며, Jorge Facãd et al.⁽⁶⁾은 건물 내 천장냉방에 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 실험적 상관식을 제시하였다.

Shunichi Tezuka et al.^{(7)~(10)}은 증발냉각기에 대한 실험적 연구로 엔탈피 기준 총괄 체적열전달계수, 분무수의 열전달율, 상당직경과 관경의

영향 및 온도의 영향 등에 대하여 실험적으로 밝혔고 Tokuro Mizushima et al.^{(11)~(13)}은 증발냉각기에 관한 실험적 연구로 열 및 물질전달에 관한 각 이동계수의 실험식, 열 및 물질이동계수에 미치는 관피치의 영향 및 공기의 압력손실을 실험을 통하여 밝혔다. Parker et al.⁽¹⁴⁾은 수직형 밀폐형 습식 냉각탑에서의 분무수의 열전달계수에 대한 실험적 상관식을 발표하였다.

Berkeley⁽¹⁵⁾는 공랭식 열교환기보다 증발냉각기가 경제적으로 유리함을 증기터빈 복수기를 이용하여 비교하였다.

제 2 장 실험 이론

밀폐식 냉각탑에 있어서 열은 냉각수에서 관벽을 통해 관외 분무수에 전해지고 이 열이 다시 공기로 전해진다. 냉각수에서 분무수로의 열전달은 다른 열교환기와 마찬가지로 현열전열에 의해 이루어지며 분무수에서 공기로의 열전달은 물의 증발에 의한 잠열전열과 공기의 현열변화에 의한 현열전열로 구성되어 있다. 따라서 관외를 흐르는 물에서 공기로의 열전달은 냉각탑 설계와 동일한 엔탈피를 사용하여 계산한다.

열교환기의 임의 높이에 대한 각 유체의 온도 및 엔탈피 분포를 Fig. 2.1에 나타내었다. 그림과 같이 냉각기 내의 소구간 dZ 에 대하여 냉각수가 잃는 열량은 다음과 같다.

$$Wc_{p_w}dt_w = -Ua(t_w - t_L)AdZ \quad (1)$$

또한, 분무수가 잃는 열량을 다음 식으로 나타내어진다.

$$Lc_{p_L}dt = -Ka(i_w - i_A)AdZ + Ua(t_w - t_L)AdZ \quad (2)$$

공기가 얻는 열량은 다음과 같다.

$$Gdi = -Ka(i_w - i_A)AdZ \quad (3)$$

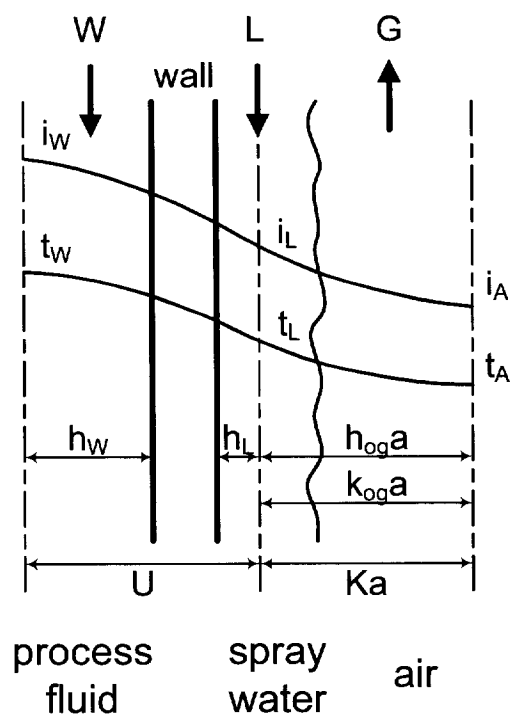


Fig. 2.1 Potential profile

냉각수와 관외 분무수 사이의 총괄 열전달계수 U 는 다음 식에서 구해진다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_w} \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + r_i \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{t_s}{\lambda} \left(\frac{d_o}{d_m} \right) + r_o + \frac{1}{h_L} \quad (4)$$

여기서, 관 내부 냉각수와 관 내벽 간의 열전달계수 h_w 는 매끈한 관내의 완전 발달된 난류유동의 경우 가장 널리 사용되는 상관관계식인 Dittus-Boelter 관계식⁽¹²⁾을 사용한다.

$$Nu_w = 0.023 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.3} \quad (5)$$

열교환기 관내 냉각수의 열전달율은 관내 열전달율에 관내의 오염계수 r_i , r_o 및 관벽 열저항 r_p 을 더한 a_w 로 정의한다.

그리고 전열관 외벽과 분무수 간의 열전달계수 h_L 은 각 단의 관벽온도가 일정하다고 가정하여 분무수와의 온도차를 기준으로 한 국부 열전달계수를 취합하여 평균하는 방법과 분무수의 입출구 온도차가 미소하므로 그 평균온도를 기준으로 관외벽온도와의 대수평균온도차를 이용하여 구하는 방법이 있다. 그러나 실험을 통하여 구해낼 수밖에 없으며 Parker & Treyball⁽¹⁴⁾은 수직관에서의 관외벽과 분무수 간 열전달계수를 다음과 같이 제시하였으며 Tokuro Mizushima 등⁽¹¹⁾은 수평관의 경우에서 식 (7)의 상관식을 제시하였다.

$$h_L=87\left(\frac{\Gamma}{d_o}\right)^{1/3} \quad (6)$$

$$h_L=118.0\left(\frac{\Gamma}{d_o}\right)^{1/3} \quad (7)$$

분무수와 공기와의 총괄체적물질전달계수 $k_{og}a$ 는 다음의 식으로 구하여진다.

$$G(H_2-H_1)=k_{og}aAZ\Delta H_{LM} \quad (8)$$

여기서, ΔH_{LM} 은 분무수 평균온도에서의 포화습공기 절대습도를 기준으로 한 대수평균습도차를 나타낸다.

일반적인 냉각탑의 경우에 교환열량 Q 는 분무수 온도에서의 포화공기 엔탈피와 접촉공기 엔탈피의 차 (i_L-i_A)에 비례하여 결정되며, 그 비례상수를 K 라 한다.

$$dQ=K(i_L-i_A)dS \quad (9)$$

유하되는 분무수는 관외표면에 고르게 분포하지 않기 때문에 공기와 분무수의 직접접촉면적의 측정이 어렵다. 따라서 밀폐식 냉각탑의 단위 체적당 열전달 면적 a 를 이용하며, 냉각탑 내 공기흐름방향의 수직단면 A 및 냉각탑 내 공기흐름방향인 냉각탑 유효높이 Z 를 통하여 교환열량을 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
dQ &= G di_A \\
&= Ka(i_L - i_A) A dZ
\end{aligned}
\tag{10}$$

여기서, 엔탈피기준 총괄체적열전달계수 Ka 값이 냉각탑의 높이 방향으로 변화하지 않는다고 가정하면 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\begin{aligned}
Ka &= \frac{G}{V} \int \frac{di_A}{i_L - i_A} \\
&= \frac{W}{V} \int \frac{-dt_W}{i_L - i_A}
\end{aligned}
\tag{11}$$

본 연구에서는 공기측 취득열량과 냉각수측 손실열량을 비교하여 그 오차를 나타내었고 데이터의 신뢰성이 비교적 높은 냉각수측 손실열량을 냉각능력으로 취하여 Ka 값을 나타내었다.

또한, 이 Ka 의 실험결과는 냉각수 질량유속 W/A , 공기 질량유속 G/A , 분무수 질량유속 L/A 를 인자로 하여 나타내어지며 Shunichi Tezuka⁽⁷⁾에 의해 다음과 같이 제안되었다.

$$Ka = 9.3 \left(\frac{G}{A} \right)^{0.45} \left(\frac{L}{A} \right)^{0.3} \left(\frac{W}{A} \right)^{0.25} t_W^{-0.75} \quad (\text{단 } t_W = 30 \sim 50 \text{ } ^\circ\text{C})
\tag{12}$$

제 3 장 실험장치 및 방법

3. 1 실험장치의 구성

Fig. 3.1은 본 연구에 사용된 하이브리드형 밀폐형 냉각탑 실험장치의 개략도를 나타낸다. 장치 주요 구성부로는 시험부인 하이브리드형 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. 3.2는 실험장치의 실제 사진을 나타내며 Fig. 3.3은 열교환기부의 사진을 나타낸다. 장치 케이싱을 두께 10mm의 아크릴로 제작하여 각 유체의 유동양상을 관측할 수 있도록 하였다. 열교환기는 W0.33m×L0.4m×H0.572m의 아크릴케이스에 외경이 15.88mm인 L-Type 동관을 7열 15단의 3각착열로 배치하였고 Fig. 3.4는 열교환기의 코일 번들에 쓰이는 Bare Tube 및 Fin Tube를 나타낸다.

냉각수 순환부는 동일한 입구온도의 냉각수를 공급하기 위한 3RT급 순환항온조와 순환펌프, 순환수량 조절을 위한 다이어프램밸브, 수유량계 등으로 구성된다.

각 부의 냉각수, 관벽 및 분무수 온도 측정을 위하여 T-type 열전대를 사용하였다. T-type 열전대는 $-200\sim 400^{\circ}\text{C}$ 까지의 측정범위를 가지며 오차범위는 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 이다. 또한 습도 및 공기 유속 측정을 위하여 오차

범위 $\pm 0.5\%$ 인 Sencera사의 H300M 온습도 센서 및 KANOMAX사의 model 6511 portable climomaster를 사용하였다.

데이터 취득은 DR230 하이브리드 레코더(Yokogawa)를 이용하여 실험장치 각 부분의 온도와 습도, 유량 데이터를 취득하였다. 데이터는 데이터 취득용 프로그램(DARWIN Enhanced Logger for Windows)을 사용하여 컴퓨터와 연결해 실험 중 데이터 취득이 가능하도록 하였다.

본 실험에 사용한 부속기기와 계측장비의 사진을 Fig. 3.5~Fig. 3.12에 나타내었다.

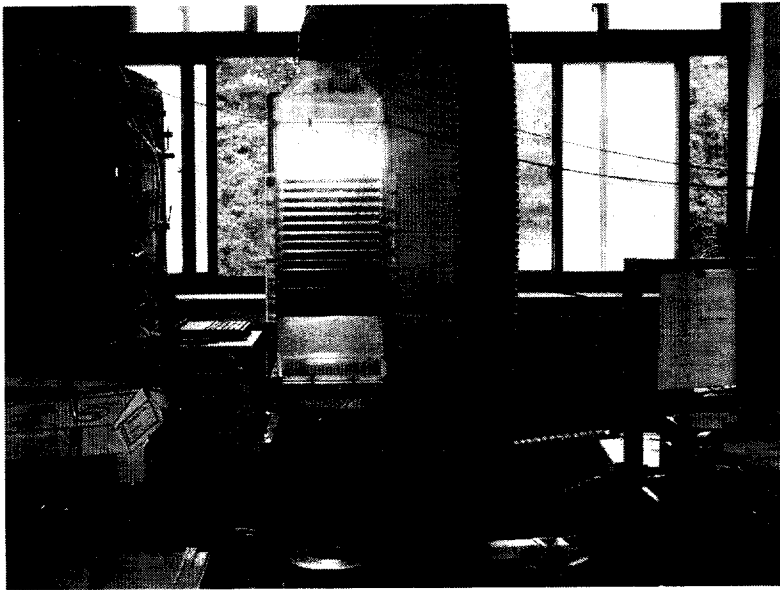


Fig. 3.2 Photograph of experimental apparatus

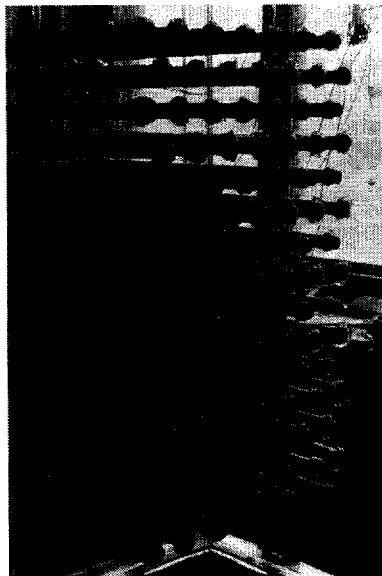
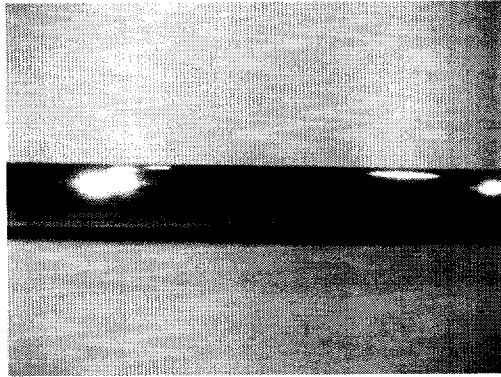
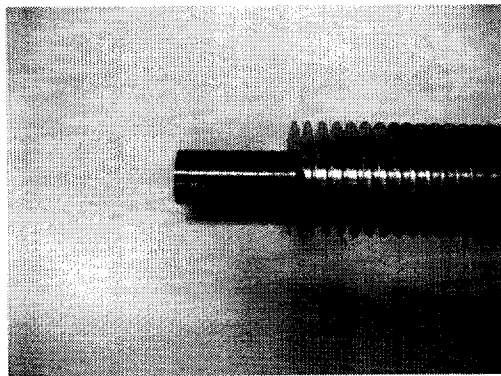


Fig. 3.3 Photograph of tube bundle in heat exchanger



(a) Bare Tube



(b) Fin Tube

Fig. 3.4 Photograph of tube using heat exchanger

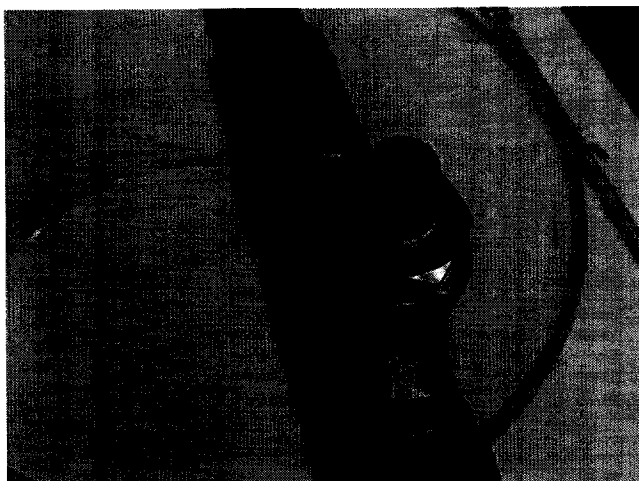


Fig. 3.5 Photograph of spray nozzle

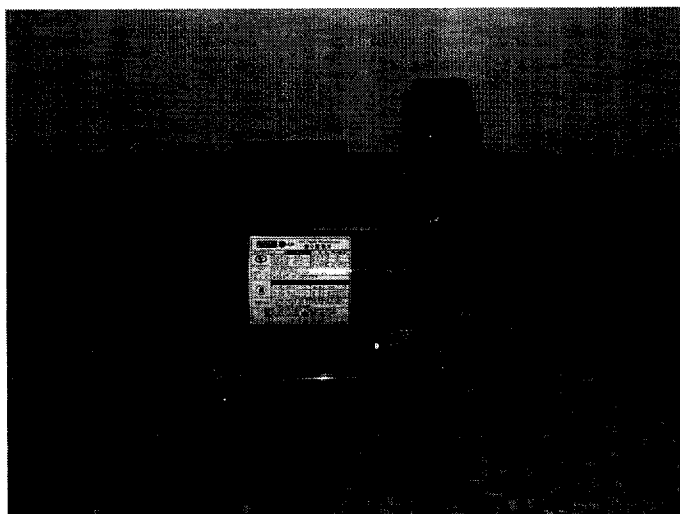


Fig. 3.6 Photograph of circulation pump

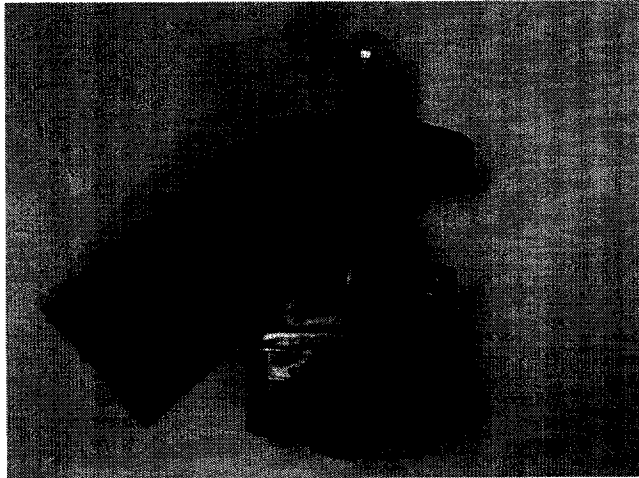


Fig. 3.7 Photograph of diaphragm valve

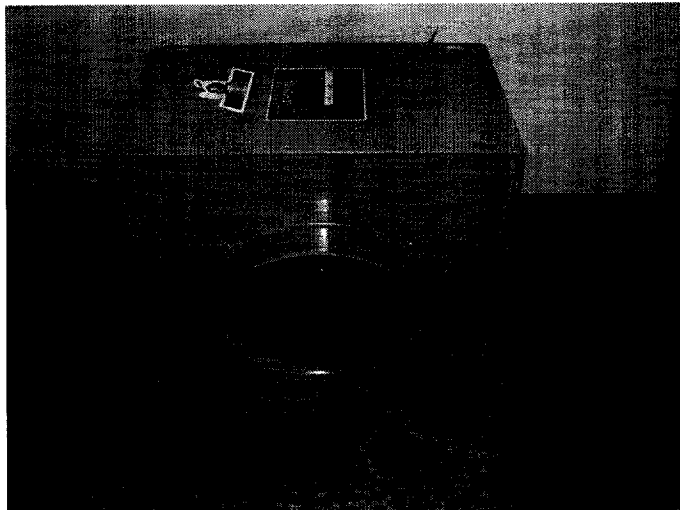


Fig. 3.8 Photograph of sirocco fan

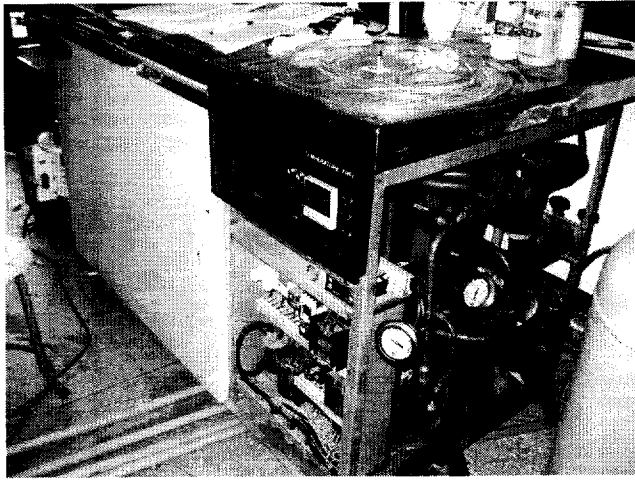


Fig. 3.9 Photograph of constant temperature bath

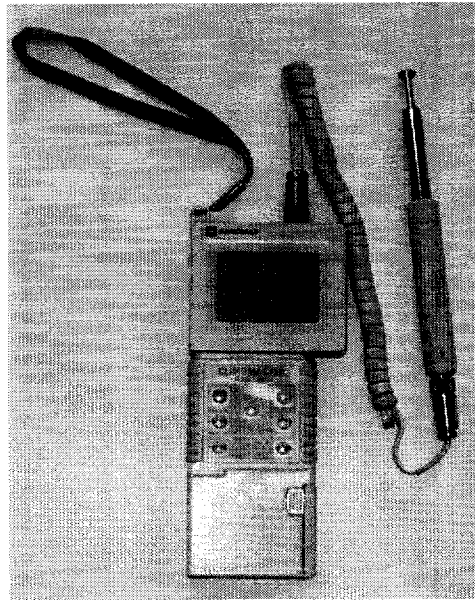


Fig. 3.10 Photograph of portable climomaster

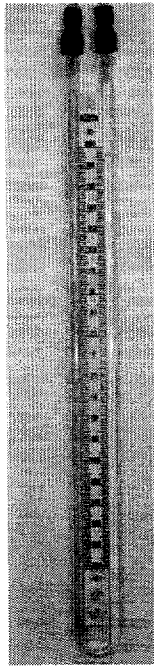


Fig. 3.11 Photograph of U-type manometer



Fig. 3.12 Photograph of flowmeter

3. 2 실험 방법

냉각수는 항온조를 빠져나와 냉각수 순환펌프를 통하여 일정한 온도로 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 물질교환을 한 후 열교환기를 빠져나가 저수조로 모인다. 분무수가 노즐로부터 분사되는 장면 및 관외를 유하하는 장면을 Fig. 3.13 과 Fig. 3.14에 나타내었다.

또한 공기는 실내로부터 송풍기를 통하여 열교환기 아래로 유입되어 관내 냉각수와 대향류로 흐르며 관외 분무수와 물질교환을 한 후에 상부의 덕트를 통하여 실외로 방출되며 그 일부는 송풍기로 다시 유입시켜 열교환기 입구 공기 온습도를 제어하도록 하였다. 각 지점의 센서로부터

Table 3.1. Experimental conditions

Process Fluid	Flow Rate [kg/h]	800 ~ 2300
	Inlet Temperature [℃]	37
Spray Water	Flow Rate [kg/h]	600 ~ 1100
Air	Velocity [m/s]	1.0 ~ 4.0
	Inlet Dry-bulb Temperature [℃]	5 ~ 33
	Inlet Wet-bulb Temperature [℃]	3 ~ 32

의 데이터들은 로거를 통하여 컴퓨터로 저장된다.

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 실험장치를 기동한 후 정상화된 상태의 데이터를 취득하였다. 실험의 각 조건들을 Table 3.1.에 나타내었다.

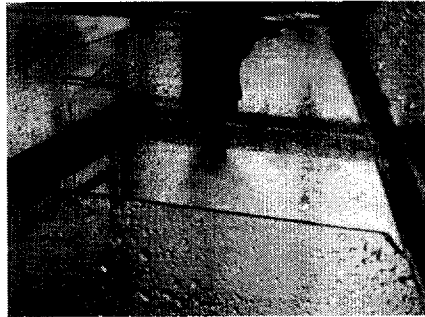


Fig. 3.13 Photograph of spray water nozzle

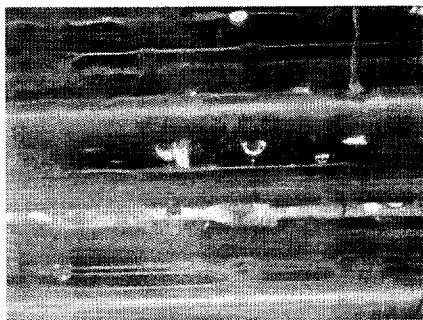


Fig. 3.14 Photograph of flowed-down spray water

제 4 장 실험결과 및 고찰

4. 1 열평형

밀폐식 냉각탑 열교환량의 정확한 측정을 위하여 내부 열교환기에서의 냉각수와 공기 사이의 열평형을 검토하였다.

Fig. 4.1에서 가로축은 식 (1)에 의하여 구해진 관내 냉각수 유량과 입·출구 온도차로 계산한 손실열량 Q_w 이고, 세로축은 식 (3)에 의하여 구해진 공기 풍량과 입·출구 온도 및 습도에 의한 엔탈피차로 계산한 취득열량 Q_A 이다. 그림에서 기호 $\diamond$ 와 $\circ$ 는 각각 Bare tube 및 Fin tube를 나타낸 것이다.

오차범위는 대체적으로 관의 종류에 관계없이 $\pm 15\%$ 내외에서 거의 일치하였다. 따라서 밀폐식 냉각탑 열교환기의 방열상태는 양호하며, 열교환기에서의 열평형은 비교적 우수한 것으로 판단할 수 있다.

4. 2 온도 분포

Fig. 4.2는 기준조건인 냉각수 질량유량 1620 kg/h, 분무수 질량유량 960 kg/h, 풍속 2.75 m/s에서 Bare tube를 채용하였을 때, 시험부인 밀폐식 냉각탑 열교환기 내의 냉각수, 전열관벽, 분무수 및 공기의 온도 분포를 보여준다. 냉각수 및 분무수는 그래프의 우측에서부터 좌측방향

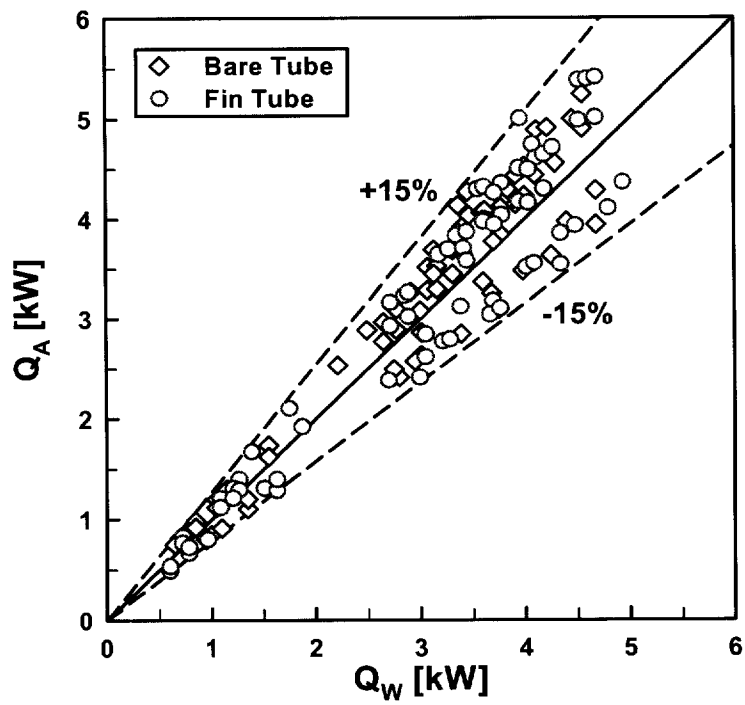


Fig. 4.1 Heat balance between spray water and air

으로 흐르며, 공기는 이와 대향류로 좌측에서부터 우측으로 유동한다. 각 실험조건 변화 및 전열관 변화에 있어서도 이러한 경향을 나타내었다.

분무수의 경우, 상부로부터 유입되어 높이 0.28 m지점까지 그 온도가 상승하다가 그 이후에는 온도가 떨어져 출구의 온도와 입구의 온도가 거의 동일함을 알 수 있다. 이는 냉각탑 내의 전열관을 균일 열유속표면으로 가정하였을 경우에 공기와의 열 및 물질전달이 열교환기 하부에서는 크고 공기 출구인 열교환기 상부로 갈수록 높아진 공기측 습구온도에 의하여 공기측으로의 열방출이 원활하지 못하는 것에 기인한다고 하겠다.

또한, 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.

4. 3 분무수와 관벽간의 열전달계수

Fig. 4.3에는 분무수의 액막유량 Γ 의 변화에 따라 분무수와 관벽간의 열전달계수 h_L 값을 각각의 관 형상별로 나타내었다.

모든 경우에 있어서 액막유량이 증가할수록 분무수와 관벽간의 열전달 계수값이 증가하는 경향을 나타내었으며 식 (7)에 나타난 Tokuro가 제안한 상관식과 비교하여 Bare tube의 경우에는 평균 -10.39% (-21.13%~-1.50%)의 오차를 보였고 Fin tube의 경우에는 평균 1.27% (-9.69%~-9.30%)의 오차를 보였다.

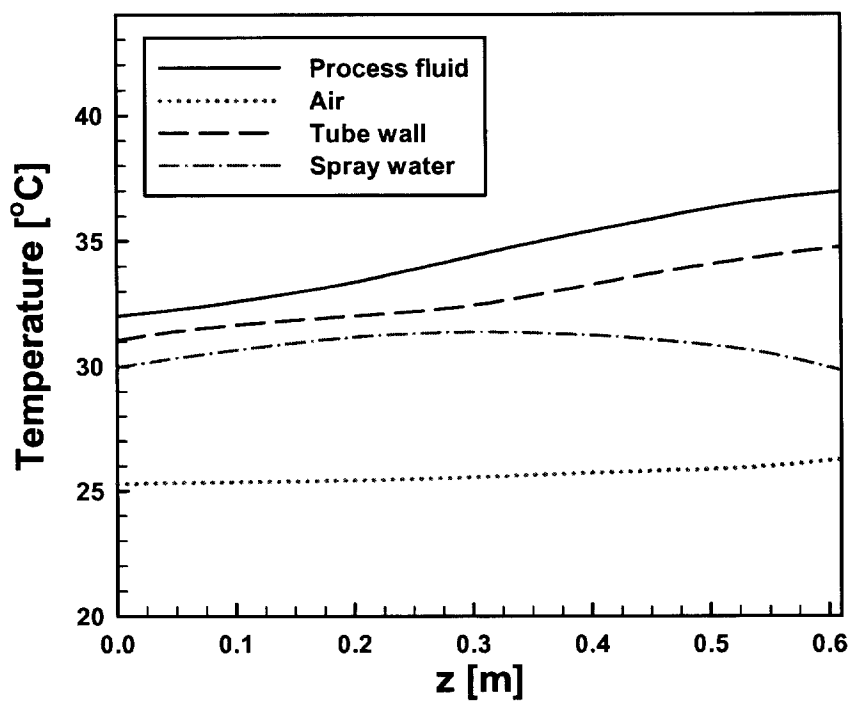


Fig. 4.2 Temperature profile in heat exchanger

Bare tube는 Tokuro의 실험에서와 같은 관경 및 관 형상임에 의하여 그 기울기가 거의 동일하였으나 Fin tube의 경우에는 그 차이가 미소하지만 액막유량의 증가에 따른 냉각수-관벽간의 열전달계수값의 증가율이 Tokuro의 상관식보다 더 큼을 알 수 있다. 이는 Bare tube에 비하여 Fin tube의 경우에 있어서 핀에 의한 액막파단현상 감소가 그 원인이라 사료된다.

4. 4 냉각수와 공기간의 총괄체적물질전달계수

Fig. 4.4와 Fig. 4.5는 관외 분무수와 공기간의 체적물질전달계수를 공기측 레이놀즈수 및 분무수측 레이놀즈수에 대하여 나타내고 있다.

Fig. 4.4 및 Fig. 4.5에서 보듯이 공기의 풍량 증가 및 관외 분무수의 질량유량 증가에 의하여 레이놀즈 수가 증가함에 따라 총괄체적물질전달계수가 증가하는 일반적인 경향을 나타내고 있으며 Fin tube의 경우에는 Bare tube에 비하여 평균 6.84% 높은 총괄체적물질전달계수 값을 나타내었다. 이는 Bare tube의 경우에 열교환기 내의 공기 유로 즉, 코일의 관과 관 사이가 공극이므로 관의 상단에서 유하하는 분무수가 액적의 형태로 바로 하단의 관으로 유입되지만 Fin tube에서는 전열관 외부의 Fin을 따라 분무수가 유하하므로 좀 더 많은 면적으로 공기와 접함에 따라 총괄체적물질전달계수 값이 증가하는 것으로 사료된다.

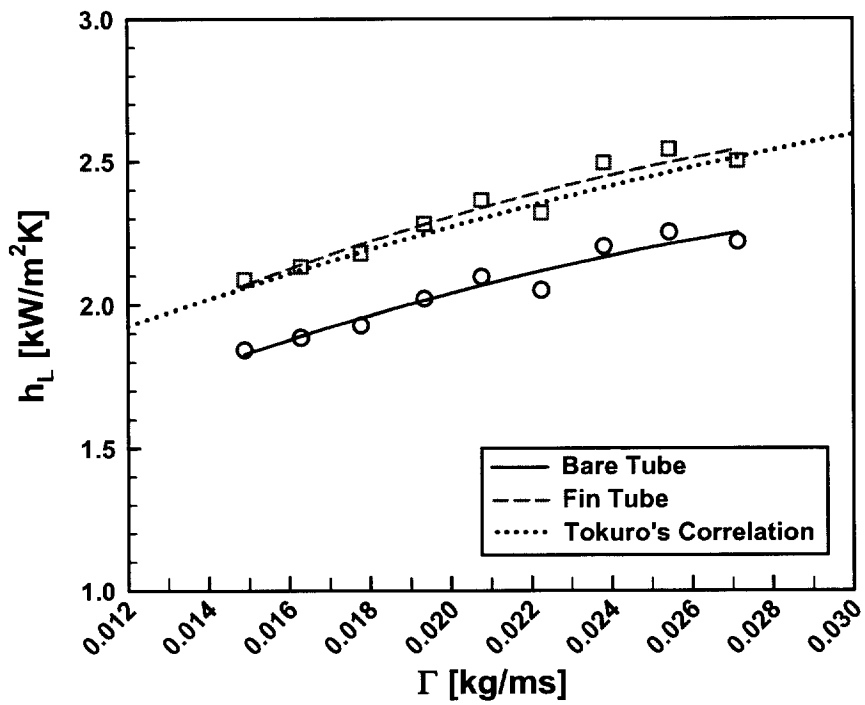


Fig. 4.3 Heat transfer coefficients between spray water and outer tube surface

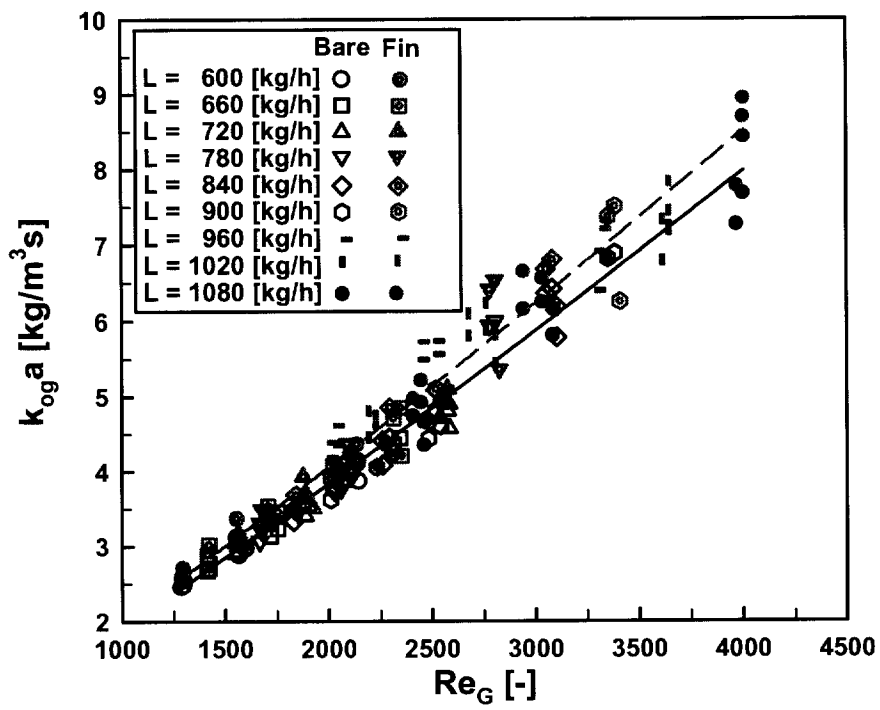


Fig. 4.4 Mass transfer coefficients between spray water and air

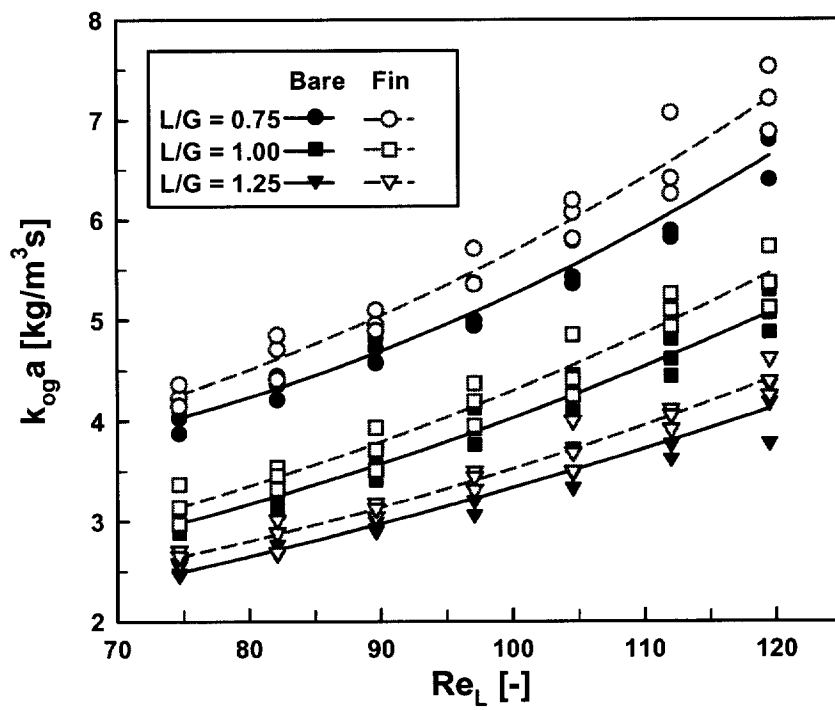


Fig. 4.5 Mass transfer coefficients between spray water and air

4. 5 총괄체적열전달계수

Fig. 4.6과 Fig. 4.7은 관내 냉각수로부터 공기까지의 총괄체적열전달계수를 관외 분무수 질량유속 및 공기 질량유속에 대하여 나타내었다.

밀폐식 냉각탑에 있어서 공기측의 열이동량은 냉각수 온도에서의 포화 공기 엔탈피와 그 때의 공기 엔탈피와의 차에 비례하며 그 비례상수를 엔탈피기준 총괄체적열전달계수 Ka 라 한다. 이 Ka 값은 공기유로에 수직방향의 열교환기 유효면적을 기준으로 한 각 유체의 질량유속 즉, 냉각수 질량유속, 관외 분무수 질량유속 및 공기 질량유속의 지배를 받는다.

그림에서와 같이 공기 질량유속 증가에 따른 엔탈피기준 총괄체적열전달계수 증가율이 관외 분무수 질량유속 증가에 따른 엔탈피기준 총괄체적열전달계수 증가율보다 평균 47.0% 높음을 알 수 있다. 이로써 엔탈피기준 총괄체적열전달계수가 분무수의 질량유속에 비하여 약 1.5배 정도 공기 질량유속에 의존함을 알 수 있다.

Bare tube와 비교하여 Fin tube의 경우에서 총괄체적열전달계수가 평균 24.93% 낮은 값을 나타내었다. 이는 전열관 외벽의 열저항이 높아짐에 따라 분무수의 평균온도가 상승하여 분무수와 공기 사이의 온도차가 커지고 이에 따라 공기와의 엔탈피 차가 상승하므로 엔탈피기준 총괄열전달계수가 감소하는 것으로 생각된다.

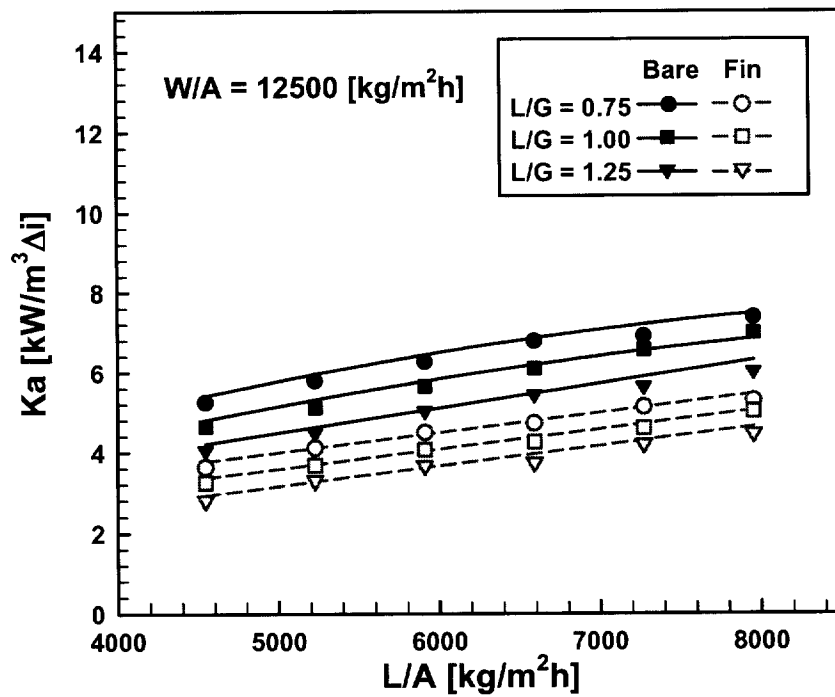


Fig. 4.6 Volumetric overall heat transfer coefficients

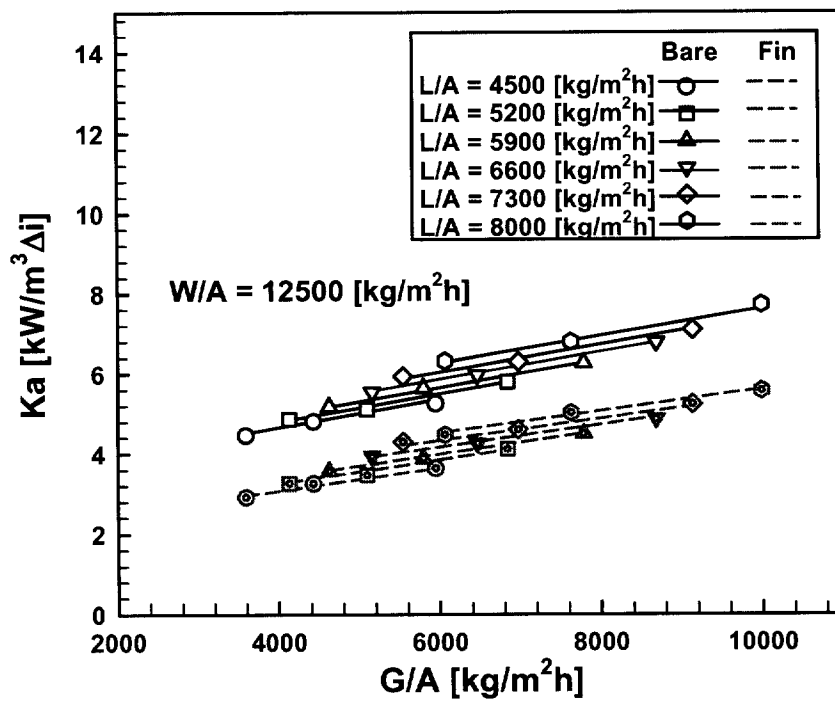


Fig. 4.7 Volumetric overall heat transfer coefficients

4. 6 냉각능력

밀폐식 냉각탑 열교환기의 냉각능력을 Fig. 4.8과 Fig. 4.9에서 살펴 보았다. 앞서 언급한 냉각수 측 손실열량과 공기 측 취득열량 중에서 냉각수 입·출구 온도차와 질량유속으로 구하여지는 냉각수 측 손실열량이 냉각탑에 있어서의 목적성을 지니므로 이를 취하여 비교하였다. 또한 일반적인 냉각탑의 경우에서와 같이 공기 입구 습구온도가 냉각능력에 미치는 영향이 크므로 이를 파라메타로 하여 비교하였다.

공기입구 습구온도의 증가에 따라 냉각능력은 서서히 감소하는 경향을 나타내었고 냉각탑 설계조건인 공기입구 습구온도 27℃에서 냉각열량은 Bare tube일 때에는 0.86 CRT를, Fin tube에서는 0.98 CRT를 보였다. Fin tube의 경우에서 손실열량은 Bare tube에 비하여 16.16% 많은 값을 나타내었다.

Fig. 4.9에서는 동계 건식운전을 위한 테스트 결과를 첨부하였다. Bare tube의 경우에는 같은 종류의 전열관을 사용한 열교환기와 비교하여 하계 습식운전에서의 냉각능력에 비하여 평균 28.43%의 성능을 나타내었고 Fin tube의 경우는 33.82%의 성능을 나타내었다. 건식운전에서 bare tube와 비교하여 Fin tube의 냉각능력이 평균 29.65% 높은 냉각능력을 나타내었다.

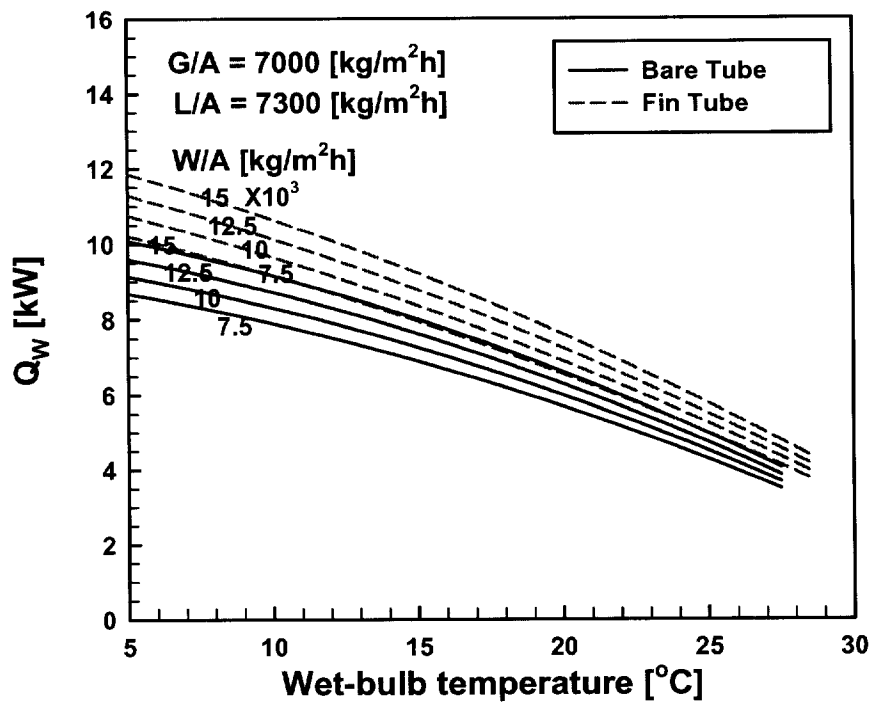


Fig. 4.8 Cooling capacity of cooling water to wet-bulb temperature

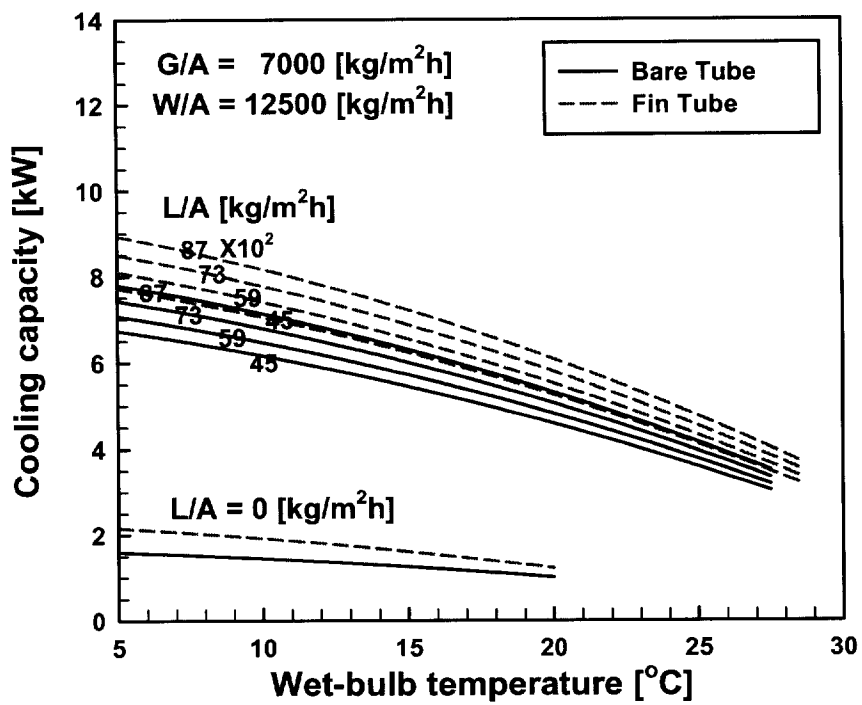


Fig. 4.9 Cooling capacity of cooling water to wet-bulb temperature

4. 7 전식운전에서의 총괄열전달계수 및 냉각능력

본 연구에서의 하이브리드는 전식과 습식을 겸하는 밀폐식 냉각탑을 뜻한다. 동계의 경우에도 밀폐식 냉각탑 운전 시에 분무수를 뿌려야 원하는 냉각능력을 얻을 수 있는 현 실정에서는 냉각탑 하부의 분무수 저수조에 히팅코일을 설치하여 운전하고 있고 이는 초기 설비비 및 동계 운전비용을 증가시키는 요인이 되고 동계 수자원 절약에 반하는 설비이다. 이를 대체하기 위한 하이브리드형 밀폐식 냉각탑의 성능특성을 분석하는 것은 중요하다고 하겠다.

Fig. 4.10과 Fig. 4.11에서는 각각 전식 운전에서 공기 질량유속에 따른 관 종류별 밀폐식 냉각탑 열교환기의 총괄열전달계수 및 냉각능력을 보여준다. 공기 입구 건구온도는 10°C 이고 분무수 순환이 없는 공랭식 열교환기와 같은 프로세스를 가진다.

Bare tube에 비하여 Fin tube의 총괄열전달계수 값이 평균 9.46% 낮은 경향을 보이고 있는데 이는 동관에 덧씌워진 Fin에 의한 열저항 증가에 기인한다고 하겠다. 그러나 그 증가율에 비하여 전열면적의 증가율의 영향이 더 큼으로 인하여 냉각능력은 Fin tube의 경우에서 평균 16.70% 높은 값을 보였다.

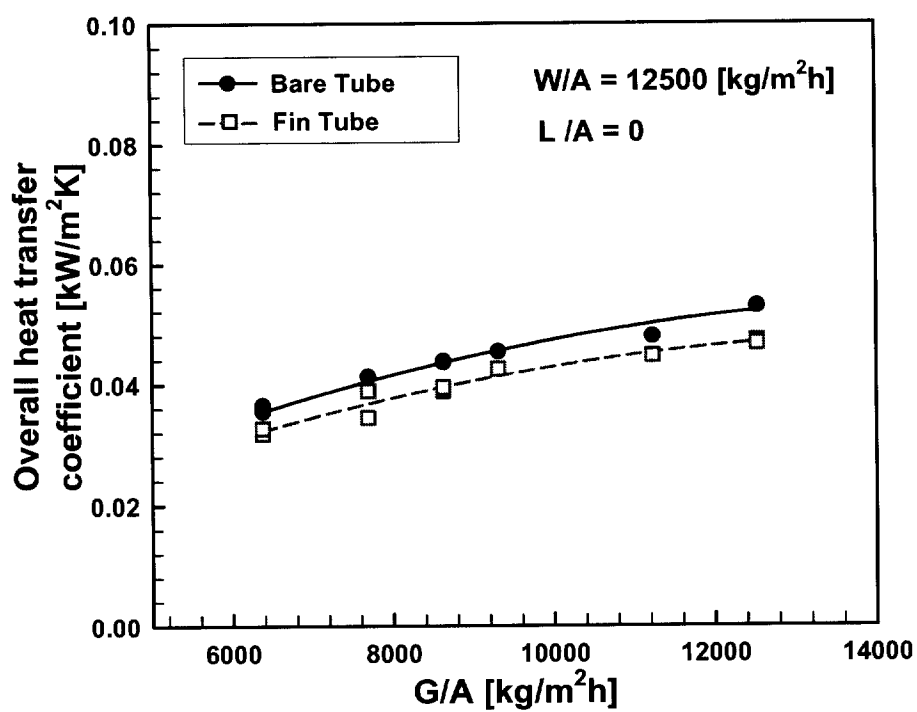


Fig. 4.10 Overall heat transfer coefficient (dry-mode, $t_{A1}=10^{\circ}\text{C}$)

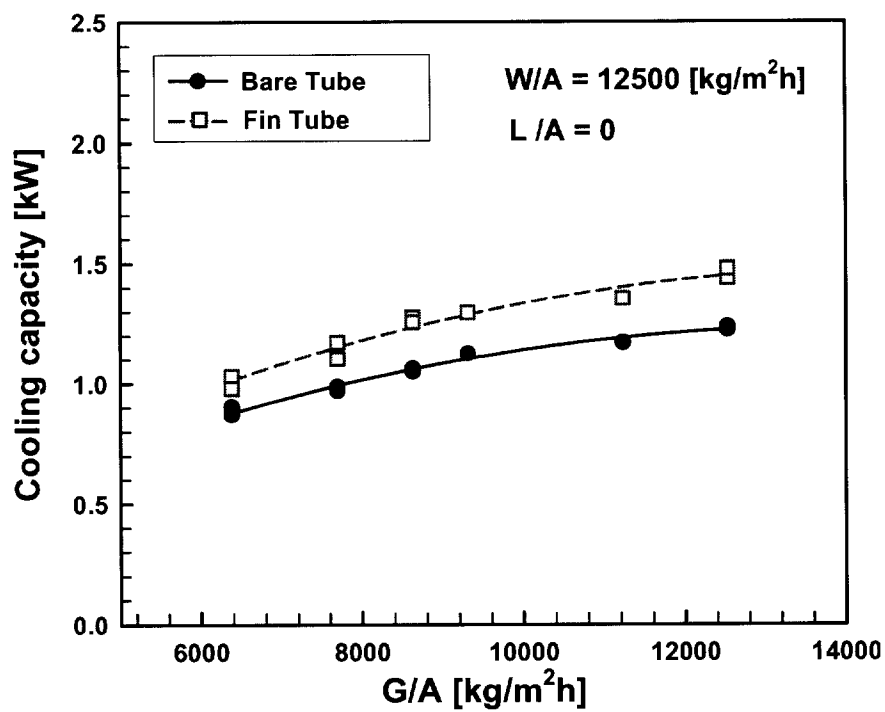


Fig. 4.11 Cooling capacity (dry-mode, $t_{A1}=10^{\circ}\text{C}$)

4. 8 압력강하

공기 입구풍속에 따른 열교환기 입출구간 압력강하 값을 Fig. 4.12에 나타내었다. 풍속 증가에 따라 압력강하는 커짐을 알 수 있다. 기준 조건에서 Bare tube의 정압손실 값은 1.90 mmAq를 나타내었고 Fin tube의 정압손실 값은 2.40 mmAq를 나타내었다.

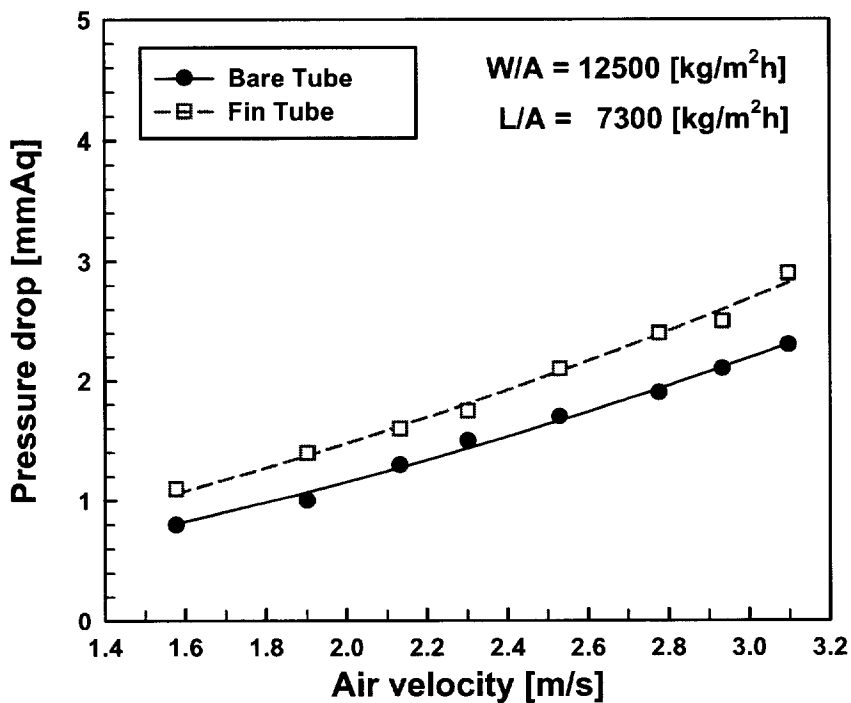


Fig. 4.12 Pressure drop in heat exchanger to air velocity

제 5 장 결 론

밀폐식 냉각탑용 열교환기의 성능특성 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 밀폐식 냉각탑용 열교환기 각 부 유체 및 전열관 외벽의 온도분포를 분석하고 냉각수와 공기 사이의 열평형을 조사한 결과, 관외 분무수는 입·출구의 온도가 동일한 양상을 나타내었고 공기의 입·출구 온도차는 근소하여 열교환기 내의 냉각수와 관외 공기와의 열전달은 관외를 유하하는 분무수와 그 외부의 공기와의 물질전달에 의존함을 알 수 있었으며 냉각수 입·출구 온도차 및 질량유량에 의한 손실열량과 공기 입·출구 엔탈피차 및 질량유량에 의한 취득열량간의 오차는 모든 경우에서 $\pm 10\%$ 내에 존재함으로써 비교적 전열성능이 우수함을 보였다.
- (2) 분무수 액막유량 Γ 이 증가할수록 분무수와 관벽간의 열전달계수 h_L 값이 증가하는 경향을 Tokuro가 제안한 상관식과 비교하여 bare tube의 경우에는 평균 -10.39% ($-21.13\% \sim -1.50\%$), Fin tube의 경우에는 평균 1.27% ($-9.69\% \sim -9.30\%$)의 오차를 보였다. 또한 Fin tube의 경우에는 그 차이가 미소하지만 액막유량의 증가에 따른 냉각수-관벽간의 열전달계수 증가율이 Tokuro의 상관식보다 더 큼을 알 수 있었다. 이는 bare tube에 비하여 Fin tube의 경우에 있어서 핀에 의한 액막파단현상 감소가 그 원인이라 사료된다.

- (3) Fin tube의 경우, Bare tube에 비하여 평균 6.84% 높은 총괄체적물질전달계수 값을 나타내었고 이는 전열관 외부의 Fin을 따라 분무수가 유하하므로 좀 더 많은 면적으로 공기와 접함에 따라 총괄체적물질전달계수 값이 증가하는 것으로 사료된다.
- (4) 공기 질량유속 증가에 따른 엔탈피기준 총괄체적열전달계수 증가율이 관외 분무수 질량유속 증가에 따른 엔탈피기준 총괄체적열전달계수 증가율보다 평균 47.0% 높음을 보였으며 이로써 엔탈피기준 총괄체적열전달계수가 분무수의 질량유속에 비하여 약 1.5배 정도 공기 질량유속에 의존함을 알 수 있다. Bare tube와 비교하여 Fin tube의 경우에서 총괄체적열전달계수가 평균 24.93% 낮은 값을 나타내었고 이는 전열관 외벽의 열저항이 높아짐에 따른 요인과 이에 따라 분무수와 공기와의 엔탈피 차가 상승하므로 엔탈피기준 총괄열전달계수가 감소하는 것으로 생각된다.
- (5) 냉각탑 설계조건인 공기입구 습구온도 27℃에서 냉각능력은 Bare tube일 때에는 0.86 CRT를, Fin tube에서는 0.98 CRT를 보였다. Fin tube의 경우에서 손실열량은 Bare tube에 비하여 16.16% 많은 값을 나타내었다.
- (6) 동계 전식운전 시에 Bare tube의 경우, 하계 습식운전에 비하여 평균 28.43%의 냉각능력을 나타내었고 Fin tube의 경우는 33.82%의 성능을 나타내었다. 전식운전에서 bare tube와 비교하여 Fin tube의 냉각능력이 평균 29.65% 높은 냉각능력을 나타내었다. Bare tube에 비하여 Fin tube의 총괄열전달계수 값이

평균 9.46% 낮은 경향을 보이고 있는데 이는 동관에 덧씌워진 Fin에 의한 열저항 증가에 기인하나 그 증가율에 비하여 전열면적의 증가율의 영향이 더 큼으로 인하여 냉각능력은 Fin tube의 경우에서 평균 16.70% 높은 값을 보였다.

참 고 문 헌

1. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1996, HVAC System and Equipment Handbook, Atlanta, GA.
2. Merkel. F., Verdunstungskuehlung, VDI Forschungsarbeiten, No. 275, Berlin, 1925.
3. Lichtenstein. J., Performance and selection of mechanical draft cooling towers, Trans. ASME, Vol.65, pp. 779, 1943.
4. Baker, D. R. and Shryock, H. A, "A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance", J. of Heat Transfer, pp. 339-350, 1961.
5. G. Gan, S. B. Riffat, L. Shao and P. Doherty, Application of CFD to closed-wet cooling towers, Applied Thermal Engineering, Vol. 21, pp. 79-92, 2001.
6. J. Facãd, A. C. Oliveira, 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, 1998
7. 手塚, 高田, 河西, 蒸發冷却器の性能-第一報 エンタルピ基準容積熱傳達係數, 冷凍, 第 47 卷, 第 538 号, pp. 695~700, 1972.
8. 手塚, 冷凍, 蒸發冷却器の性能-第二報 散布水の熱傳達率, 第 47 卷, 第 541 号, pp. 1007~1016, 1972.
9. 手塚, 河西, 中村, 蒸發冷却器の性能-第三報 相當直徑と管經の影響, 冷凍, 第 48 卷, 第 546 号, pp. 323~337, 1973.

10. 手塚, 山下, 小川, 蒸發冷却器の性能-第四報 温度の影響, 冷凍, 第 51 巻, 第 590 号, pp. 1037~1044, 1976.
11. 水科, 伊藤, 宮下, 蒸發冷却器に關する實驗的研究, 化學工學, 第 31 巻, 第 5 号, pp. 469~473, 1967.
12. 水科, 伊藤, 宮下, 蒸發冷却器の性能および設計計算法, 化學工學, 第 32 巻, 第 1 号, pp. 55~61, 1968.
13. 水科, 宮下, 蒸發冷却器に關する研究-熱および物質移動係數に及ぼす管束ピッチの影響と空氣流の壓力損失, 化學工學, 第 33 巻, 第 7 号, pp. 651~654, 1969.
14. Parker R. O. & Treybal R. E., Chem. Eng. Progress Symp. Series, Vol. 57, No. 32, pp. 138, 1962.
15. Berkely, F. D., Petroleum Refiner, Vol. 40, No. 1, pp. 165~170, 1961.
16. U. S. Forest Service, Wood Handbook, Agriculture Handbook No. 72, Washington D.C., U. S. Department of Agriculture, 1995.
17. 新津, 内藤, 安西, 蒸發冷却塔の性能とその設計に關する研究-第1報 散布水量の伝熱特性と壓力損失に及ぼす影響, 空氣調和・衛生工學, 第 41 巻, 第 12 号, pp. 1179~1188, 1967.
18. Mickley H. S., Chem. Eng. Progress, Vol. 45, 1949
19. 新津, 内藤, 安西, 蒸發冷却塔の性能とその設計に關する研究-第2報 向流形蒸發冷却塔の理論解析, 空氣調和・衛生工學, 第 41 巻, 第 13 号, pp. 1295~1303, 1967.
20. 新津, 内藤, 安西, 蒸發冷却塔の性能とその設計に關する研究-第3報 蒸發冷却塔の熱伝達および物質移動特性, 空氣調和・衛生工學, 第 43 巻, 第 7 号, pp. 581~590, 1969.

21. 中谷, 村上, 福永, 千葉, 蒸發式冷却器に關する實驗的研究-冷却水散布方式が性能に及ぼす影響, 空氣調和・衛生工學, 第 43 卷, 第 9 号, pp. 807~813, 1969.
22. 手塚, 水膜形冷却塔充物性能無次元式, 日本機械學會論文集, 第 38 卷, 第 314 号, pp. 2648~2655, 1972.
23. Sexauer, Th., Forsh.-Ing.-Wes., Vol. 10, pp. 286~296, 1939.
24. 水科, 宮下, 蒸發冷却器の設計計算法, 化學工學, 第 35 卷, 第 6 号, pp. 693~696, 1971.

감사의 글

9년이라는 짧지도 길지도 않은 시간동안 부족한 저를 도와주신 많은 분들을 통하여 미약하나마 이 논문이 완성되었습니다. 제일 먼저 하나님께 감사드리며 이제 졸업을 앞두고 여기까지 올 수 있도록 도와주신 많은 분들에게 감사의 글을 전하고자 합니다.

먼저 본 논문이 있기까지 시종일관 세심한 지도와 편달, 칭찬과 질타로 이끌어주시고 밀어주신 윤정인 교수님께 진심으로 감사를 드립니다.

그리고 바쁘신 가운데도 본 논문이 완성될 수 있도록 지도 심사해주시고 유익한 조언을 아끼지 않으신 오후규 교수님, 김종수 교수님, 김영수 교수님, 금종수 교수님, 최광환 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님께도 깊은 감사를 드립니다.

또한 본 논문에 조언을 아끼지 않으신 동명대학 김재돌 교수님과 설원실 선배님 이하 모든 ENSYS 선배회원님들께 감사드리며, 항상 큰 형님처럼 많은 격려와 배려를 해주신 춘근이형, 여러 방면으로 많은 가르침을 주신 승문이형, 나만 믿으라고 외치며 형님처럼 이끌어준 호생이형, 졸업을 같이 준비하며 이것저것 많은 도움을 준 선배이자 졸업동기 병진이형, 실험실에서 친구라고는 나밖에 없다며 제일 많이 챙기던 근태, 바쁜 와중에도 신경 써서 챙겨주던 입학동기 동훈이, 실험에 많은 도움을 준 귀염동이 광배와 철호, 학부생이라 잔심부름이 많은데도 싫은 내색 않고 잘 따라주던 휘진이와 실경이, 유학생 Tong과 Sarker께 깊은 감사를 드리며, 지금은 실험실에 같이 있지는 않지만 함께 하면서 힘

이 되어준 성호형, 동휘형, 용식이형, 동안이형, 기석이형에게 진심으로 감사드립니다.

이제껏 한결같이 못난 아들을 믿어주시고 희생으로 뒷바라지 해주신 부모님, 든든한 후원자이신 두 분의 누님과 매형들께도 깊은 감사의 마음을 전합니다. 그리고 매일 티격태격하지만 진심어린 조언과 격려를 아끼지 않았던 사랑하는 은경이에게 고마움을 전하며 도움을 주신 모든 분들에게 이 작은 결실을 바칩니다.