

냉각탑 성능 예측을 위한 프로그램 개발

Program Development for the Prediction of Cooling Tower Performance

정재형(Jaehyung Jung)¹, 정재현(Jaihyun Jung)¹, 최영기(Young Ki Choi)^{2*}

¹한국전력기술 원자력 기계기술그룹, ²중앙대학교 기계공학부

¹Seoul Mechanical Engineering Dept. KEPCO Engineering and Construction Co.,LTD, Gyeonggi-do 446-713, Republic of Korea

²School of Mechanical Engineering, Chungang University, Seoul 156-756, Republic of Korea

(Received September 13, 2013; revision received December 17, 2013; Accepted: January 24, 2014)

Abstract The present study is performed to set up the framework of cooling tower performance predictions. The performance of mechanical forced draft cooling tower is directly related to the state of a nuclear power plant system, such as the condenser and evaporator. The main parameters related to the state of systems are as follows : wet bulb temperature, dry bulb temperature and absolute humidity. The performance evaluation of cooling tower must be considered at the power plant design. In this study, the toolkit developed by the American Cooling Tower Industry association (CTI) has been used for the framework construction. In order to validate the framework, it is being applied to the cooling tower constructed for the U.S. Nuclear Power Plant. The test results have shown good agreements with the cold water temperature on the cooling tower performance curves provided by manufacturers.

Key words Nuclear power plant(원자력 발전소), Performance(성능), Cooling tower(냉각탑), Computational fluid Dynamics(전산유체역학)

* Corresponding author, E-mail: ykchoi@cau.ac.kr

기호설명

KaV/L : 열이동단위수
 P : 단위시간당 열폐기량 [Btu/hr]
 U : 총괄면적열전달계수 [BTU/hr-ft²°F]
 F : Correction factor for condenser
 T : Temperature [°F]

1. 서 론

발전소에서 발생하는 폐열을 냉각하는 방식은 크게 일회 냉각방식과 재순환방식으로 구분된다. 원자력발전소는 발전용량이 상대적으로 커서 대량의 냉각수를 필요로 하므로 국내에 건설된 원자력발전소는 모두 해수를 이용한 일회 냉각방식을 적용하였다. 일회 냉각방식은 발전소 부지에 인접한 수원에서 담수나 해수를 취수하여 폐열 냉각에 이용한 후 배출하는 방식이다. 그러나 온배수가 해양 등의 환경에 미치는 영향이 공론화됨에 따라 온배수 관련 환경규제가 강화되는 추세에 있어⁽¹⁾ 기존에 이용하던 일회 냉각방식으로는 환경규제를 만족할 수 없으며, 취수 비용 또한 증가하고 있다. 재순환방식 중 냉각탑 냉각방식은 냉각수가 흡

수한 발전소 폐열을 냉각탑에서 배출해 냉각수를 재이용하여, 일회 냉각방식의 취배수량의 2~5%의 보충수와 2% 미만의 배수량을 필요로 하므로 환경 영향이 적으며, 냉각수원이 제한적인 내륙부지에도 발전소 건설을 가능케 한다.

저압터빈에서 증기가 유입되는 증기표면복수기에 냉각수를 공급하는 순환수계통의 냉각능력은 발전소의 복수기의 성능에 영향을 미치며, 복수기의 성능은 발전소의 전기 출력에 직결되므로 발전소를 설계할 때 순환수계통의 성능은 반드시 평가, 고려되어야 한다.^(2, 3) 일회 냉각방식 원자력발전소를 위한 발전기 출력 및 복수기 냉각능력을 포함한 성능 평가 및 최적화는 발전소 설계단계에서 필수적으로 수행되었으나, 냉각탑을 이용한 재순환 냉각방식 원자력발전소에 대한 국내 사례는 없다.

Fig. 1과 같이, 저압 증기터빈으로부터 방출된 증기는 순환수계통이 공급한 냉각수와 복수기에서 열교환을 거쳐 응축된다. 냉각수는 증기가 응축과정에서 방출한 폐열을 흡수하여 냉각탑에서 다시 냉각된다.

냉각탑은 부지 내의 연간 대기온도를 평가하여, 하절기의 높은 습구온도(예를들면 ASHRAE⁽⁴⁾의 기준보다

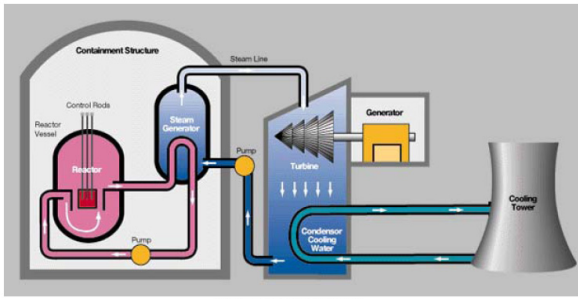


Fig. 1 Coolant circulation system for nuclear power plant.

0.4% 과도한 값)를 설계온도로 하여 설계된다. 그러므로 발전소의 연간 운전은 일반적으로 설계온도 이하인 대기습구온도 조건에서 이루어지며, 이러한 조건은 냉각탑의 탈설계조건에 해당한다. 따라서 발전소의 경제성 평가를 위해서는 탈설계조건인 연간운전조건에서의 기계식 강제통풍 냉각탑의 성능을 예측하고, 복수기 및 터빈발전기 출력에 대한 영향을 평가하여야 한다. 본 연구는 기계식 강제통풍 냉각탑에 대한 미국 냉각탑공업협회(CTI)의 Toolkit⁽⁵⁾을 이용하여 원자력발전소용 냉각탑의 성능을 예측하고 복수기의 성능 및 터빈발전기의 전기출력을 계산하는 절차 및 방법을 제시하여 최적의 기계식 강제통풍 냉각탑을 선정하는 기초를 마련하고자 한다.

2. 이론적 해석 방법

2.1 냉각탑의 기본 방정식

온도 t 인 물 덩어리(bulk water)와 t_a 인 공기의 엔탈피 기준 총괄면적 열전달계수를 K 라고 하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.⁽⁶⁾

$$LC_{pw}dt = Gdh = Ka(h' - h_a)dV \quad (1)$$

여기서 L 은 물의 질량유량이고 C_{pw} 은 물의 비열, RG 와 V 는 각각 건공기의 질량유량과 냉각탑 충전재의 체적, a 는 단위 면적당 물질전달 면적을 나타낸다. 또한 h' 와 h_a 는 각각 온도 t 에서 물의 엔탈피, 건구온도 t_a 와 절대습도 x_a 에서 습공기의 엔탈피를 나타낸다.

식(1)을 적분하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$KaV/L = \int_{t_1}^{t_2} C_p dt / (h' - h_a) \quad (2)$$

$$KaV/G = \int_{h_1}^{h_2} dh / (h' - h_a) \quad (3)$$

이 식에서 a 는 측정이 어려우므로 보통 Ka 를 같이 취급하여 엔탈피 기준 총괄체적 열전달계수라고 한다. 식(2)의 KaV/L 을 열이동 단위수(Number of Transfer Unit)로 정의하고, KaV/L 을 수공비 $N(= L/G)$ 으로 나눈 KaV/G 로도 표시한다.

2.2 대향류형 냉각탑의 KaV/L 계산법

대향류형 냉각탑에서의 KaV/L 값을 구하기 위하여 Fig. 2에 공기-수증기 포화곡선을 도시하였다. t_1' , t_{11} 및 t_{12} 는 각각 입구공기 습구온도, 입구/출구 수온이고, h_1 , h_2 , h_{11} 및 h_{12} 는 각각 입구/출구 공기의 엔탈피, 출구/입구 수온과 같은 포화공기의 엔탈피이고, DA 는 건공기(Dry Air)를 의미한다. 냉각수가 t_{11} 에서 t_{12} 로 냉각될 때 공기막의 엔탈피는 포화곡선 상의 점 A에서 점 B로 변화한다. 습구온도 t_1' 의 입구공기는 I에 해당하는 엔탈피 h_1 을 갖는다. 초기 열전달 추진력인 엔탈피 차는 수직거리 BI 이다. 또한 엔탈피차 h_1-h 는 포화공기선과 조작선 사이의 수직거리로 나타난다. 물에서 제거되는 열은 공기에 가해지고 따라서 공기의엔탈피 증가는 물의 온도차에 비례한다. 공기 조작선 I-II의 구배는 수공비 L/G 와 같다. 대향류형 냉각탑의 계산은 탑의 바닥에서 시작하고 이들의 합계가 적분값이 된다. 따라서 수공비 N , 입구 수온 t_{11} , 출구 수온 t_{12} , 입구 공기의 엔탈피 h_1 및 출구 공기의 엔탈피 h_2 등을 주고, U/N 의 적분을 구하는 경우에는 조작선의 레인지 $\Delta t_r(= t_{11}-t_{12})$ 을 적당히

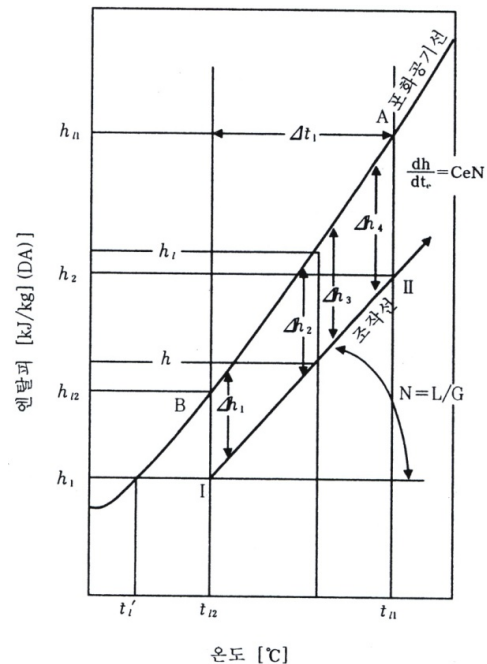


Fig. 2 Air-vapor saturation curve.

분할하여 $1/(h_1-h)$ 의 평균값 $1/\Delta h$ 를 계산하면 된다.

2.3 냉각탑의 특성곡선법

본 연구에서는 특성 곡선법(Characteristic Curve Method)을 이용하여 냉각탑의 성능평가를 수행하였다.⁽⁷⁾ 냉각탑의 효율은 KaV/L 에 의해 특성화되는데 KaV/L 과 L/G 사이의 관계는 다음 식으로 표현된다.

$$\frac{KaV}{L} = C \left(\frac{L}{G}\right)^s \quad (5)$$

여기서 C 는 상수이고, 지수 s 는 특성곡선의 기울기이다. 냉각탑의 크기는 수요곡선(Demand Curve)과 특성곡선의 교차점에 의해 결정되는데, 이 점이 KaV/L 과 L/G 를 위한 설계값으로 결정된다. CTI Toolkit은 냉각탑 성능 변수에 따라 다양하게 변하는 공기의 건습도 특성을 계산하기 위한 도구이다. Toolkit의 수요곡선 함수는 각각의 접근온도(Approach) 값들에 대한 L/G 의 함수로 KaV/L 를 이용해 수요곡선을 생성한다.

냉각탑을 위한 CTI 인가 시험 코드는 탈설계조건에서의 L/G 값을 평가하기 위해 다음과 같은 관계식을 제공한다.

$$\left(\frac{L}{G}\right)' = \left(\frac{L}{G}\right)^d \left(\frac{Q'}{Q^d}\right) \left(\frac{W'}{W^d}\right)^{1/3} \left(\frac{\rho'}{\rho^d}\right)^{1/3} \left(\frac{v'}{v^d}\right) \quad (6)$$

여기서, $(L/G)'$ 는 탈설계 습구온도조건에서의 건공기 질량유량비에 대한 물의 질량유량비이고 $(L/G)^d$ 는 설계조건에서의 건공기 질량유량비에 대한 물의 질량유량비이다. Q', Q^d 은 탈설계 및 설계 냉각수 유량, W', W^d 는 탈설계와 설계 조건에서의 송풍기 드라이버 출력이다, 또한 ρ', ρ^d 는 탈설계와 설계 공기 밀도이고 v', v^d 는 탈설계와 설계 공기의 비체적이다. 본 모델에서는 냉각수 유량은 일정하고, 냉각탑 출구 공기의 밀도에 따라 비례하여 송풍기 드라이버 출력이 변할 것이라고 가정한다. 이에 따라 식(6)은 다음과 같이 정리된다.

$$\left(\frac{L}{G}\right)' = \left(\frac{L}{G}\right)^d \left(\frac{\rho'}{\rho^d}\right)^{2/3} \left(\frac{v'}{v^d}\right) \quad (7)$$

냉각탑 주위에서의 열과 질량이 평형이고 증발량 및 드리프트 손실량을 무시할 때,

$$LC_{pw}(R) = G(h_2 - h_1) \quad (8)$$

여기서, R 은 레인지를 나타낸다. 또한 h_1 와 h_2 는 각각

냉각탑 입구와 출구에서의 건공기의 엔탈피를 나타낸다. 식(8)을 정리하면, L/G 와 공기의 엔탈피 사이에 아래와 같은 관계를 얻을 수 있다.

$$h_2 = h_1 + \left(\frac{L}{G}\right) C_{pw} R \quad (9)$$

탈설계조건에서의 냉각탑 출구 공기의 특성치를 얻기 위해서는 L/G 값 계산 공식을 열평형공식과 조합한 반복계산이 필요하다. 이런 반복과정은 CTI standard ATC-105⁽⁸⁾에 자세히 기술되어 있다. Toolkit과 위의 관계를 이용하여 연간 운전조건에서의 저온수 온도를 예측할 수 있다.

1. Toolkit의 Psychrometrics 탭에서 탈설계 온도에서의 냉각탑 입구 공기 엔탈피를 결정한다.
2. Psychrometrics 탭에 있는 ‘포화상태에서의 엔탈피 (Enthalpy@ saturated conditions)’ 옵션으로 주어진 출구 공기의 엔탈피와 설치고도에서의 밀도와 비체적을 얻는다.
3. Toolkit에서 얻은 건습도 특성값들을 식(7)과 식(9)에 대입하여 $(L/G)'$ 를 계산할 수 있다.
4. Demand Curve 탭에 냉각탑에 대한 설계인자들을 입력하여 Approach를 얻는다.

3. 증기 표면 복수기의 이론적 배경

3.1 증기표면 복수기 성능 기초식

복수기에서 증기가 방출하는 열폐기량 P_{steam} 는 다음의 식(10)과 같이 복수기 입구에서의 증기 질량유량 M_{steam} , 복수기 입구와 출구 각각의 엔탈피 $h_{ST,out}$ 와 h_{cond} 의 함수로 나타낼 수 있다. 한편 열교환을 통해 냉각수가 얻는 열폐기량 P_{CW} 는 식(11)과 같이 냉각수 질량유량 M_{CW} 와 냉각수의 정압비열 C_{pw} , 복수기 튜브 입구와 출구 각각의 온도 T_1 와 T_2 의 함수로 나타난다.

$$P_{steam} = M_{steam}(h_{ST,out} - h_{cond}) \quad (10)$$

$$P_{CW} = M_{CW}C_{pw}(T_2 - T_1) \quad (11)$$

증기와 냉각수간의 열전달을 제외하면 복수기 외부로의 열손실이 없다고 가정했을 때 P_{steam} 과 P_{CW} 는 에너지 보존 법칙에 따라 식(12)와 같이 동일하며, 일정한 부하로 발전소를 운전할 때는 열폐기량이 일정하다고 가정한다.

증기표면 복수기에 의해 방출되는 열폐기량은 총괄 열전달계수 U 와 전열면적 A , 대수평균 온도차(Logarithmic Mean Temperature Difference, LMTD)의 함수로 식(12)과 같이 표현된다.

$$P = UA(LMTD) \quad (12)$$

LMTD는 열교환기의 접촉면 위치에 따라 변하는 냉각수와 증기의 온도차를 대표하는 일종의 평균온도차로서, 복수기 내의 증기 온도가 T_{steam} 으로 시간/위치에 따라 일정하다고 가정하고, 냉각수의 수온은 복수기 관을 통과하면서 T_1 에서 T_2 로 상승한다고 하였을 때 식(13)로 정의된다

$$LMTD = \frac{(T_2 - T_1)}{\ln\left(\frac{T_{steam} - T_1}{T_{steam} - T_2}\right)} \quad (13)$$

총괄 열전달계수 U 는 증기표면 복수기에 대한 HEI Standard⁽⁶⁾에 따라 냉각수의 튜브 내 유속의 함수인 예비 열전달계수 U_{vel} , 입구 수온 보정계수 F_{cwt} , 복수기 관 재질 보정계수 F_{mat} 및 청결도계수 F_{clean} 의 곱으로 표현된다. 따라서 식(12)로부터 열폐기량 P 는 식(14)과 같이 정의된다.

$$P = U_{vel}F_{cwt}F_{mat}F_{clean}A \cdot LMTD \quad (14)$$

F_{clean} 은 국내 원자력발전소 적용사례에 따라 0.85를 적용하며, 각 계수의 값은 HEI Standard에 따라 결정한다. F_{cwt} 와 LMTD를 제외한 모든 계수가 상수로 고정되므로, F_{cwt} 와 LMTD의 곱은 일정한 값이어야 한다. 따라서 탈설계조건에서의 LMTD는 식(15)을 통해 계산한다.

$$LMTD = LMTD_{design} \frac{F_{CWT}^{design}}{F_{CWT}} \quad (15)$$

3.2 포화증기온도

포화증기온도는 식(13)를 정리한 식(16)에 위 식(15)에서 계산한 탈설계조건에서의 LMTD와 식(11)을 정리한 식(17)를 이용해 계산한 T_2 를 대입하여 계산한다.

$$T_{steam} = \frac{T_2 - T_1 e^{\left(\frac{T_1 - T_2}{LMTD}\right)}}{1 - e^{\left(\frac{T_1 - T_2}{LMTD}\right)}} \quad (16)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{P}{M_{CW}C_{pw}} \quad (17)$$

위 두 식(16)과 식(17)를 정리하면,

$$T_{steam} = T_1 + (T_2 - T_1) \left(1 - \frac{1}{e^X}\right)^{-1} \quad (18)$$

여기서, $X = \frac{UA}{M_{CW}C_{pw}}$

식(11)을 이용하여 X 를 식(19)와 같이 얻을 수 있다.

$$X = \frac{UA}{M_{CW}C_{pw}} = \frac{T_2 - T_1}{LMTD} \quad (19)$$

복수기 내의 압력은 식(16)에서 구한 T_{steam} 을 포화증기온도로 하는 압력으로 포화증기표에서 찾을 수 있으며, 복수기 압력에 따른 발전소 출력을 터빈 제작자가 제공하는 압력-출력 곡선을 통해 예측할 수 있다.

4. 모델 증명과 계산 예

4.1 냉각탑

발전소 냉각탑은 설계습구온도에 따라 설계되나, 건설지역의 연중 기후변화에 따라 발전소 출력이 변화한다. 제 2장과 제 3장의 모델을 발전소 및 냉각탑에 적용하여, 발전소의 월평균 출력 및 연중 출력변동을 예측한다. 예시로 드는 냉각탑은 미국의 애리조나주 팔로버디 원자력 발전소⁽¹³⁾ 부지에서 운전중인 기계식 강제통풍 냉각탑으로서, 습구온도가 설계온도인 79°F일 때에 증기표면 복수기에 90.3°F의 저온수를 공급하여 복수기 압력을 2.6 inch HgA로 유지하도록 Table 1과 같이 설계되었다. 냉각탑 설계온도는 미국 내에 건설되는 원자력 발전소의 포괄부지에 대한 EPRI URD⁽¹¹⁾요건인 77°F WB에서 95°F DB이나, 팔로버디 원자력 발전소는 79°F WB를 설계온도로 사용하므로 상대습도를 고려해 재계산하면 97.5°F DB가 설계 건구온도이다. 설계된 냉각탑이 운전되는 탈설계조건으로 Table 2의 월평균 건/습

Table 1 Cooling tower design value

Item	Value	Remarks
Installation altitude	0 Feet	Lot
	above sea level	characteristics
Wet temp.	79.0°F	Design value
Cold water temp.	90.3°F	Design value
Hot water temp.	104.4°F	Design value
L/G	1.814	CTI Demand
KaV/L	1.762	Curve
C	2.837	Cooling tower
S	-0.8	publisher
Range	14.1°F	Design value

Table 2 Off-design conditions

Month	Average max.dry bulb temp.(°F)	Average wet bulb temp.(°F)	Density (lbm/ft ³)	Specific volume (ft ³ /lbm)
1	66.0	43.7	0.0751	13.274
2	70.7	45.3	0.0748	13.386
3	74.0	48.1	0.0743	13.482
4	82.1	50.6	0.0732	13.675
5	92.5	56.4	0.0718	13.955
6	101.4	60.9	0.0706	14.196
7	104.3	68.9	0.0700	14.380
8	101.8	69.2	0.0703	14.334
9	97.2	64.2	0.0710	14.160
10	85.1	55.4	0.0727	13.792
11	71.5	47.9	0.0746	13.429
12	65.6	42.2	0.0755	13.252

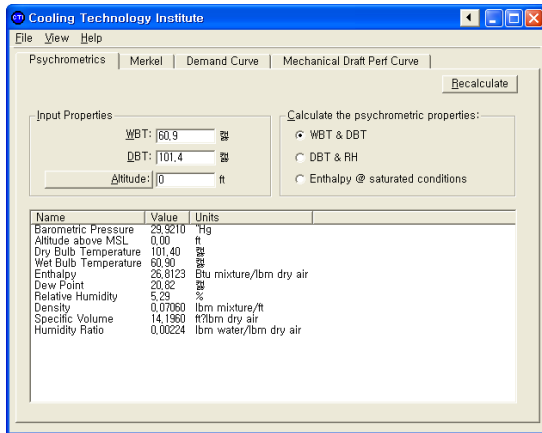


Fig. 3 Air properties calculation using CTI Toolkit.

구 온도를 적용하였다.⁽¹²⁾ 각각의 건/습구온도를 Fig. 3 와 같이 CTI Toolkit을 이용하여 구한 건공기의 밀도와 비체적을 Table 2에 함께 정리하였으며 이를 식(7)에 대입, 탈설계조건에서의 (L/G)'를 계산하여 Table 3에 정리하였다. 다음으로 탈설계 조건에서의 기후조건과 앞서 계산한 (L/G)' 및 Table 1의 값을 CTI Toolkit의 Demand Curve 탭에 Fig. 4와 같이 입력하여 어프로치를 계산하고, 어프로치를 습구온도에 더하여 냉각탑 출구의 저온수 온도를 계산할 수 있다. 각 조건에서의 (L/G)'값과 저온수 온도 계산 결과를 Table 3 및 Fig. 5에 보였다. 이러한 방법은 냉각탑 제작사로부터 성능 곡선을 제공받을 수 없는 경우, 기존의 반복계산법에 비해 보다 단순하고 간단한 과정을 거쳐 저온수 온도를 계산할 수 있도록 한다. Fig. 5의 결과를 냉각탑 제

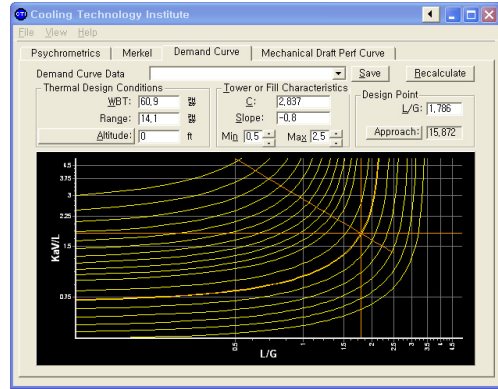


Fig. 4 Approach temperature calculation using CTI Toolkit.

Table 3 (L/G)' and cold water temperature at off-design conditions

Month	(L/G)'	Average WB temperature (°F)	Approach (°F)	Cold water temperature (°F)
1	1.741	43.7	23.69	67.4
2	1.750	45.3	22.99	68.3
3	1.755	48.1	21.63	69.7
4	1.762	50.6	20.47	71.1
5	1.775	56.4	17.82	74.2
6	1.786	60.9	15.87	76.8
7	1.799	68.9	12.56	81.5
8	1.798	69.2	12.43	81.6
9	1.788	64.2	14.44	78.6
10	1.769	55.4	18.23	73.6
11	1.753	47.9	21.71	69.6
12	1.743	42.2	24.50	66.7

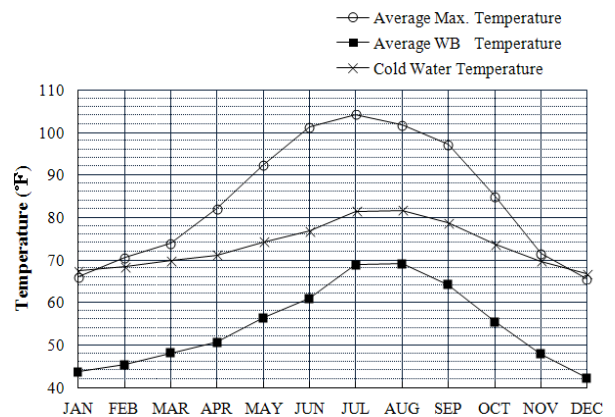


Fig. 5 Average air temperature and predicted cold water temperature with month.

작사⁽¹³⁾의 성능곡선과 Fig. 7에 비교하여, 예측한 저온수 온도와 제작사가 제공한 값이 거의 일치함을 확인하였다.

4.2 증기표면 복수기

복수기의 열부하가 일정하고, 설계유량의 냉각수가 공급될 때에 Table 2의 탈설계 조건에서의 증기표면 복수기의 성능을 추정하였다. 복수기 내의 포화증기온도는 식(15)과 식(16)을 이용하여 계산되었으며, 계산 예제에 사용한 복수기의 설계 특성을 Table 4에 나타내었다. 또한 복수기 압력 변화에 따른 터빈발전기의 전기 출력 변동을 Fig. 8에 보인다. 발전기 출력 변화율은 복수기 배압이 1.5 in.HgA일 때의 출력을 기준으로 한다.

저온수 온도 상승으로 배압이 증가함에 따라, 발전기 출력이 저하함을 알 수 있다.

식(13)에서,

$$LMTD_{Design} = \frac{104.4 - 90.3}{\ln \frac{(110.05 - 90.3)}{(110.05 - 104.4)}} = 11.27 \quad (20)$$

여기서, 110.05°F는 복수기 압력 2.6 in.HgA에서의 증기 온도이다. 식(15)과 식(18)을 이용하여 탈설계조건에서의 LMTD와 복수기 내의 포화증기온도를 ① 및 ②의 방법으로 계산하여 그 결과를 Table 5에 보였다.

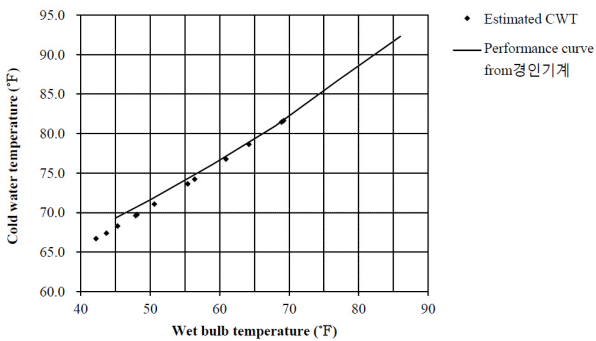


Fig. 6 Comparison between the predicted cold water temperature and the performance curve from KIMCO CT.⁽⁹⁾

Table 4 Condenser design values

Item	Value	Remarks
LMTDDesign	11.27°F	Eqn. (14)
FCWTDDesign	1.076	HEI Standard at 90.3°F
R	14.1°F	-

포화증기온도에 해당하는 복수기 압력과 Fig. 7의 그래프를 이용하여 계산한 출력 변동 및 복수기 압력을 Fig. 8에 보였다.

① LMTD 계산 : 식(15)에서,

$$LMTD_{JAN} = 11.27 \times \frac{1.076}{0.981} = 12.36 \quad (21)$$

여기서, 0.981은 1월의 저온수 온도 67.4°F에서의 입구수온 보정계수(FCWT)⁽⁶⁾이다.

② T_{steam} 계산 : 식(18)에서,

$$T_{steam,JAN} = 67.4 + \frac{14.1}{1 - \frac{1}{e^{\frac{14.1}{12.36}}}} = 88.12^\circ\text{F} \quad (22)$$

Table 5 Predicted LMTD and saturated vapor temperature in condenser with cold water temperature

Month	Cold water temperature (°F)	LMTD' (°F)	T _{steam} (°F)
1	67.4	12.36	88.12
2	68.3	12.24	88.90
3	69.7	12.14	90.26
4	71.1	12.12	91.57
5	74.2	11.88	94.51
6	76.8	11.75	96.95
7	81.5	11.56	101.47
8	81.6	11.55	101.63
9	78.6	11.67	98.74
10	73.6	11.91	93.95
11	69.6	12.15	90.15
12	66.7	12.37	87.43

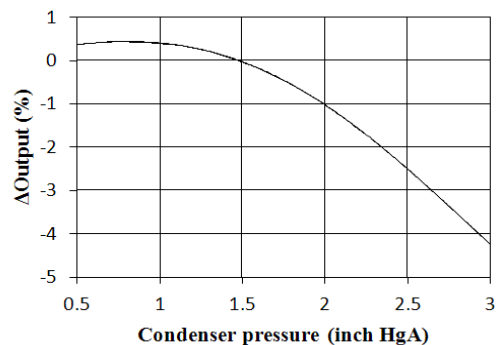


Fig. 7 Relation between condenser pressure and turbine output.

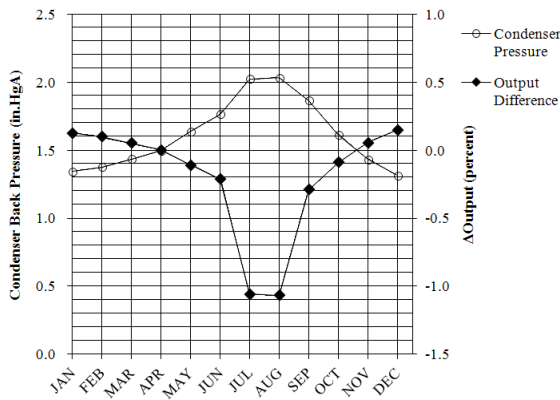


Fig. 8 Back pressure and output changes over the year.

Fig. 8와 같이 복수기 압력은 각 월별로 저온수 온도의 변화에 따라 1년에 걸쳐 약 1.3 in.HgA에서 2.03 in.HgA까지 변화하며, 이 때 평균 발전소 출력은 -1.2% ~ +0.15%로 변동한다.

5. 결론

본 논문에서는 원자력발전소의 연간 냉각탑 성능을 예측하였다. 기계식 강제통풍 냉각탑과 증기표면 복수기의 최적설계를 위해서는 주어진 연간 습구온도 조건이 발전기 출력에 미치는 영향을 평가하여야 한다. 보다 간단한 평가방법을 위해 본 논문에서는 가정을 통해 계산에 필요한 변수의 종류를 줄이고 계산을 단순화하였으며, 탈설계 조건에서의 터빈발전기 출력을 예측할 수 있는 계산식을 정리하였다. 아울러, 계산식에 필요한 공기의 물성치를 CTI Toolkit을 이용하여 간단하게 얻어내었다.

원자력발전소 및 냉각탑 모델을 사용하여 연간 운전조건에서의 저온수 온도를 예측하였고, 그 결과가 냉각탑 제작사로부터 제공받은 냉각탑의 성능곡선과 거의 일치함을 확인하였다. 또한 연간 운전조건에서 증기표면 복수기의 성능 및 터빈발전기의 연간 전기 출력 변동을 예측하였다. 이는 기존의 반복계산 방식에 비해 보다 간소화된 방법이다. 연중 평균 출력 변동을 예측함으로써, 원자력발전소 경제성 평가에 필요한 신뢰할 수 있는 자료를 보다 손쉽게 확보할 수 있

는 일련의 절차를 마련하였으며, 이를 통해 경제성 평가에 소모되는 기간 및 비용을 절감할 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

이 논문은 2012년 한국전력기술의 기술개발과제 연구비 지원에 의한 것임.

Reference

1. Clean Water Act Section 316(b), Cooling Water Intake Structures, Unites States Environmental Protection Agency.
2. Design of Cooling System using Mechanical Draft Cooling Tower(I), R&D Report, KEPKO E&C.
3. Circulating Water System, Power Plant Engineering, Chapter 12, Black and Beach.
4. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.
5. CTI Toolkit(c), Version 3.00.11.00, Cooling Technology Inse, Houston, TX, 2003.
6. Handbook of Air-Conditioning and Refrigeration, 2001, SAREK, Vol. 3, Chap. 9.
7. Techincal Lectures on Cooling Tower, 2002, SAREK.
8. Cooling Technology Institute, ATC-105 Acceptance Test Code.
9. Standard for Steam Surface Condensers, Ninth Edition, Heat Exchange Institute, Inc., Cleveland, OH, 1995.
10. Palo Verde Nuclear Generating Station Units 1, 2, and 3, 2007, Updated Final Safety Analysis Report, Revision 14A.
11. Advanced Light Water Reactor Utility Requirement Document Volume II. ALWR Evolutionary Plant, Rev. 10, Electric Power Research Institute.
12. 1981~2010 monthly climate summary, Phoenix Deer valley arprt, Arizona, U.S.A., <http://www.wrcc.dri.edu/CLIMATEDATA.html>.
13. Technical Report on Cooling Tower, KIMCO.