

발전소용 공랭식 응축기(ACC)의 작동조건 변화에 따른 성능특성에 대한 수치적 연구

박경민^a, 주기홍^b, 박창용^{a*}

A Numerical Study on the Performance Characteristics of a Power Plant Air-Cooled Condenser (ACC) Affected by Changes in Operating Conditions

Kyung-Min Park^a, Kihong Ju^b, Chang Yong Park^{a*}^a Department of Mechanical System Design Engineering, Seoul National University of Science and Technology, 232, Gongneung-ro, Nowon-gu, Seoul 01811, Korea^b Korea Heat Exchanger Industry Co., Ltd., 19, Jayumyeok 3-gil, Gunsan, Jeonbuk-do, 54001, Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received	21	March	2017
Revised	4	April	2017
Accepted	6	April	2017

Keywords:

Air-cooled condenser
Condensation
Cooling capacity
Heat transfer
Thermal resistance

ABSTRACT

A numerical study was conducted to calculate the cooling capacity variation of a power plant ACC (air-cooled condenser) caused by changes in operating conditions. A numerical model was developed using the ϵ -NTU and finite volume method, containing 100 elements for a single low fin tube. The model was validated through a comparison of cooling capacity between the simulated values and manufacturer's data. Even though simple assumptions and previously presented heat transfer correlations were applied to the model, the prediction error was 1.9%. The simulated variables of the operating conditions were air velocity, air temperature, and mass flux. The analysis on the variation of thermal resistance along the tube showed that the water side thermal resistance was higher than the air side thermal resistance at the downstream end of the tube, indicating that the ACC capacity could be increased by applying technology to enhance in-tube flow condensation heat transfer.

1. 서론

전 세계적으로 전력소비는 꾸준히 증가하고 있으며 특히 중국을 포함한 개발도상국의 증가율이 높게 나타나고 있다. 전력생산을 위해 다양한 방법이 활용되고 있지만 일반적으로 물을 작동유체로 하는 Rankine cycle이 가장 널리 사용되며, Rankine cycle의 주 구성요소로는 크게 펌프, 보일러, 터빈, 그리고 응축기가 있다. 이 중 응축기는 터빈에서 배출되는 기체 상태의 작동유체를 액체 상태로 냉각시켜 펌프로 공급하는 역할을 한다. 이러한 기능을 위해 냉

각을 위한 물질이 필요하며, 이러한 물질로 비교적 구하기 쉽고 열 이송 능력이 높은 물이 사용된다. 우리나라는 반도 국가이고 비교적 많은 하천이 존재하여 Rankine cycle을 기본으로 하는 발전설비가 해안이나 강가에 위치한다. 하지만 일부 국가의 내륙 또는 국가 전체가 바다를 접하지 않는 내륙국가의 경우 수자원이 부족한 경우가 많으며 이러한 내륙에도 많은 대도시나 산업시설이 존재한다. 따라서 수자원이 부족한 지역에서도 발전소를 건설해야 하는 필요가 있으며 이때 물을 대신하여 냉각물질로 고려될 수 있는 것이 공기이다.

* Corresponding author. Tel.: +82-2-970-6360

Fax: +82-2-974-8270

E-mail address: cypark@seoultech.ac.kr (Chang Yong Park).

공기를 냉각물질로 사용하는 응축기를 공랭식 응축기(Air-Cooled Condenser, ACC)라 한다. 공기는 열이송 능력이 작아 대부분의 ACC는 규모가 매우 큰 설비이고 시공비가 높으며 공랭식의 특성상 냉각용량이 기후의 영향을 많이 받는다는 단점이 있다. 하지만 ACC는 수자원이 부족한 상황에서 Rankine cycle을 기반으로 한 발전 시스템의 냉각을 구현할 수 있는 가장 실용적이고 현실적인 방법이다. 따라서 ACC를 적용한 많은 발전설비가 존재하며 새로운 ACC의 건설도 계속되고 있다.

기존의 ACC는 원형 관에 동심원 모양의 핀을 설치한 핀-관 열교환기의 형태를 갖고 있었지만, 최근에는 동파예방과 전열면적을 대폭 증가시킨 flat fin tube bundle(single-low fin tube)가 ACC에 적용되고 있다. Fig. 1(a)은 single-low fin tube를 보여주고 있다. ACC는 이러한 관다발을 비스듬하게 배치하고 하부에는 팬이 설치되어 주변의 공기를 아래쪽에서 흡입하여 관과 핀 주변으로 공급하는 구조를 갖고 있다. Fig. 1(b)는 일반적인 ACC의 cell을 보여주고 있다. Cell의 상부에는 증기분배덕트(steam distribution duct)가 설치되고 증기분배덕트에서는 터빈으로부터 유입된 고진도 상태의 포화증기가 다수의 납작한 형태를 갖는 관으로 분배된다. 관 내부의 증기는 관과 핀의 주변으로 직교 유동하는 공기에게 의해 냉각되며, 응축된 물이 관 내부에서 흘러내리게 된다. 완전히 냉각된 물은 하부에 연결된 관으로 모여 펌프로 공급된다. 공랭식의 특성상 하나의 cell로는 큰 냉각효과를 내기 어렵고, 실제 발전 시스템은 매우 큰 냉각용량을 요구하기 때문에 Fig. 1(c)와 같이 다수의 ACC cell이 연결되어 하나의 응축기 유닛(unit)을 구성하게 된다.

ACC의 성능은 다양한 설계변수와 운전조건의 영향을 받는다. 따라서 single-low fin tube가 적용된 ACC 성능향상을 위한 많은

연구가 진행되어 왔다. Zhang et al.^[3]은 팬 주변의 유동과 ACC cell의 구조적인 특성으로 인해 fin-tube bundle의 공기측 표면에 발생하는 불균일 공기 유동현상을 수치적으로 분석하였고, 이러한 열교환기 전면 불균일 공기분포에 의해 ACC cell의 용량이 약 2.3% 변화할 수 있다고 예측하였다. He et al.^[4]은 기후적 요소인 외부에서 작용하는 바람이 ACC 용량에 큰 영향을 미치고 있음을 수치적 연구를 통해 보여주었다. 바람의 풍속, 방향, ACC의 형상 특성에 의해 용량은 크게 달라지며 최대 약 50% 정도의 용량 변화가 있음을 계산하였다. 이러한 바람의 영향을 최소화하기 위해서 ACC 주변에는 방풍커튼이 설치되며, 방풍커튼은 ACC의 안정적인 운전에 기여한다고 보고되었다^[5]. Yang et al.^[6]은 지정된 single-low fin tube 형상에 대해 공기측 열전달 및 압력강하 특성을 측정하고 그 결과를 그들의 수치해석 결과와 비교하여 모델을 검증한 후, 추가적인 시뮬레이션을 실시하여 유속, 핀 간격, 핀 높이가 공기 측의 열전달 및 압력강하 성능에 미치는 영향을 분석하였다. Moore et al.^[7]은 기존과 다른 형상을 갖는 모듈형 ACC의 적용을 통해 기존의 single-low fin tube를 갖는 ACC와 비교한 해석적 연구와 경제성 평가를 수행하였다. 그 결과 ACC 형상이 냉각성과 시스템의 운전비용에 영향을 미칠 수 있음을 보여주었다.

기존의 연구결과를 살펴보면 주변 공기유동 분포 및 공기측 형상에 따른 ACC의 용량 및 압력강하 성능 특성에 대한 연구가 주를 이루고 있다. 하지만 관내부의 열전달 현상을 고려하는 ACC의 모델에 대한 개발이 부족하며, 그 결과 물 측 유동조건 변화에 따르는 ACC 성능특성과 열저항의 변화에 대한 기존의 연구가 많지 않음을 확인하였다. 따라서 본 연구에서는 정해진 형상을 갖는 ACC에 대해 공기 측과 관 내측의 열전달 현상을 고려한 수치모델을 개발하였고, 시뮬레이션을 수행한 후 그 결과를 기존의 공개된 데이터와 비교하여 검증을 실시하였다. 검증된 모델을 이용하여 주변 공기온도, 공기유속, 증기유량의 변화에 따른 ACC 용량을 예측하고 각 운전조건이 ACC 성능에 미치는 영향을 고찰하였다.

2. 해석 모델 개발

ACC는 Fig. 1(c)에서 보여주는 것과 같이 복잡한 구조를 갖고 있는 대형 플랜트이다. 제조사가 제시한 개략적인 설계 데이터를 살펴보면 전체 응축기 unit을 구성하기 위해 single-low fin tube가 10,000개 이상 사용되고, 각 관의 길이는 10 m 이상이다^[8]. 따라서 실제 ACC 시스템에서는 관 내측에 흐르는 증기의 질량유량이 균일하지 않고 기존의 연구^[3,4]에서 언급된 것과 같이 열교환기 전면의 공기의 분포 또한 일정하지 않다. 또한 실제 ACC 관 내측에는 물 뿐만 아니라 불응축 가스도 포함되어 있다. 이러한 대형

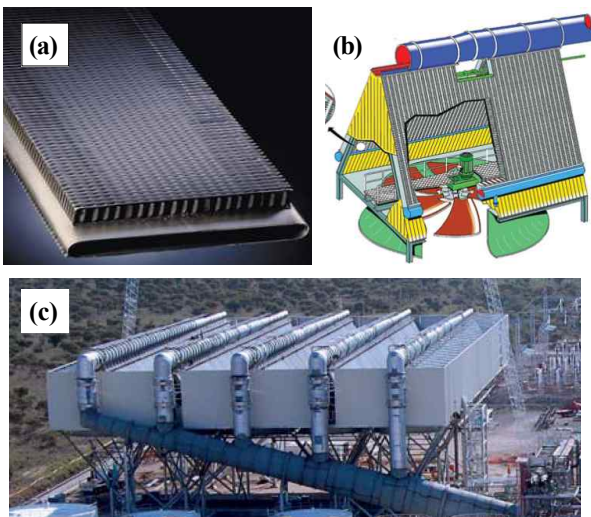


Fig. 1 (a) Single-low fin tube^[1], (b) ACC cell^[1], (c) Power plant condenser unit with ACC cells^[2]

플랜트를 실제와 유사하게 모델링하는 것은 매우 어려운 작업이며 모델의 개발을 위해서는 많은 가정이 필요하다.

본 연구에서는 모든 관에 동일한 양의 증기가 흐르며 열교환기 전면의 공기분포가 일정하다고 가정하였다. 따라서 응축기 전체의 냉각용량은 하나의 single-low fin tube에 대해 모델링과 시뮬레이션을 실시하고 그 냉각용량을 전체 관의 개수로 곱하여 계산되었다. 이는 지나치게 단순화된 가정이라 생각할 수 있으나 분명한 타당성을 갖는다. 먼저 ACC 제조사는 정교한 증기분배덕트의 설계를 통해 모든 관에 되도록 동일한 유량이 흐르도록 하고 있으며 각 관에 흐르는 증기유량이 크지 않아 균일한 유량분배에 유리한 조건을 갖고 있다. 또한 기존 연구^[3]에서 언급한 것과 같이 적절한 방풍커튼을 사용하여 외부 바람의 영향을 억제하는 경우 공기의 불균일에 의한 용량의 차이가 2.3% 정도로 크지 않다는 연구결과도 존재한다. 관 내부에 존재하는 불응축 가스의 열전달에 대한 영향은 무시하였다. 실제 ACC의 작동과정에서 운전 중 발생하는 불응축 가스는 연속적으로 제거되고 있으며, 일정 수준 이하의 불응축 가스량이 유지되기 때문에 불응축 가스가 열전달에 미치는 영향은 거의 없을 것으로 판단된다.

관내측의 압력강하는 고려하지 않았다. 이는 관 내부 증기의 질량유속이 매우 낮기 때문이다. ACC의 관 내 질량유속의 수백 배에 달하는 냉동기용 열교환기에서도 냉매 측 압력강하 고려가 열교환기 용량 예측에 최대 3% 정도의 영향^[9]을 준다는 기존의 연구에 비추어보면, 본 가정도 ACC 용량예측에 타당하다고 판단된다.

본 연구에서는 하나의 single-low fin tube를 100개의 검사체적으로 나누어 모델링하였다. 각 검사체적에는 ϵ -NTU 방법^[10]을 적용하였으며 두 유동은 섞이지 않는 직교유동으로 고려되었다. 이러한 경우 ϵ 은 수증기가 응축하는 경우와 액체 상태로 열전달하는 경우에 대해 각각 다르며, ϵ 에 관한 식 및 ϵ -NTU을 수행하는 방법에 대한 자세한 내용은 Incropera et al.^[10]에 제시되어 있다.

전체 열저항을 구하기 위해서는 수증기 측과 공기 측의 열전달계수 예측이 필요하다. 본 연구에서는 수증기 측 열전달 계수의 예측을 위해 Shah^[11]가 제안한 상관식을 활용하였으며 식 (1), (2)로 표현된다. Shah^[11]의 상관식은 형태가 비교적 간단하면서도 막응축 현상의 예측에 정확한 값을 제공해 준다고 알려져 있다. ACC의 관 내부에서는 낮은 질량유속 조건으로 중력의 영향이 비교적 큰 막응축 현상이 발생하고 있어 본 상관식의 적용이 적절한 것으로 판단되었다. 응축이 종료된 후 과냉각 상태 물에 대한 관내 열전달 계수의 계산에는 난류조건인 경우 Dittus-Boelter 상관식^[10], 층류조건인 경우 일정 벽온도 조건을 활용하여 계산하였다. 식 (1)에서 x 는 건도, P 는 압력, P_{cr} 은 작동유체의 임계압력이다. 식 (2)에서 k 는 열전도도, D 는 관경, G 는 질량유속, μ 는 점성, Pr 은 Prandtl 수이다. 하첨자 1은 액체에 대한 상태량을 의미한다.

$$\frac{h}{h_{lo}} = (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{(P/P_{cr})^{0.38}} \quad (1)$$

$$h_{lo} = 0.023(k_l/D)(GD/\mu_l)^{0.8}Pr_l^{0.4} \quad (2)$$

공기 측 열전달 계수는 Teertstra^[12]가 제시한 방법을 적용하여 계산하였으며 Moore et al.^[7]은 Teertstra^[12]의 계산방법이 ACC 공기측 열전달 계수의 계산에 유용하다고 보고하였다. 공기측 열전달 계수 계산을 위한 상관식은 식 (3)~(6)에 제시되어 있다. 식 (3)에서 Nu 는 Nusselt 수, γ_{fin} 은 핀의 중횡비이다. 식 (4), (5)에서 x 는 핀의 길이, D_h 는 공기 측 수력직경, Re 는 Reynolds 수, h 는 공기 측 열전달계수이다. 하첨자 developed와 developing은 각각 핀 표면에서 완전발달한 공기유동과 발달 중인 공기유동을 의미한다.

$$Nu_{developed} = 7.741(1 - 2.610\gamma_{fin} + 4.970\gamma_{fin}^2 - 5.119\gamma_{fin}^3 + 2.702\gamma_{fin}^4 - 0.548\gamma_{fin}^5) \quad (3)$$

$$Nu_{developing} = \left(\frac{0.664}{Pr^{1/6} \sqrt{L^*}} \right) (1 + 7.3 \sqrt{Pr L^*}) \quad (4)$$

$$L^* = x / (D_h Pr Re) \quad (5)$$

$$h = (k/D_h) (Nu_{developed}^{(3/2)} + Nu_{developing}^{(3/2)})^{(2/3)} \quad (6)$$

3. 해석 결과

3.1 모델의 검증

먼저 모델의 검증을 위해 실제 ACC 시스템에 적용되는 single-low fin tube의 형상과 입구조건을 활용하여 시뮬레이션을 실시하였으며 이를 제조사가 제안한 ACC 용량^[8]과 비교하였다. 공기 측 핀의 중횡비는 0.12, 관 내측 수력직경은 30 mm이며, 공기 측 입구속도와 온도는 각각 2.4 m/s와 36°C, 물 측 건도와 질량유속은 각각 0.9와 3.31 kg/m²s이다. 주어진 조건에서 관 한 개당 냉각용량은 24.19 kW이며, 본 연구에서 개발한 모델을 활용하여 시뮬레이션을 수행한 결과 냉각용량이 24.65 kW로 예측되었다. 예측 결과와 제조사의 성능 데이터 사이의 오차는 +1.9%였으며, 이를 통해 타당한 가정이 적용된 단순화된 모델로 비교적 정확한 용량의 예측이 가능함을 확인할 수 있었다.

Fig. 2는 검증을 위해 수행한 시뮬레이션의 구체적인 결과를 보여준다. Fig. 2(a)는 하나의 single-low fin tube를 100개의 검사체적으로 나누었을 때 한 개의 검사체적이 갖는 냉각용량의 변화를 보여준다. 시뮬레이션에서 공기의 분포가 균일하다고 가정하였기 때문에 공기 측의 성능은 거의 일정하다고 할 수 있다. 또한 관 내측 포화상태 물의 온도는 내부 압력강하가 고려되지 않아 응축이

일어나는 과정에서는 일정한 온도를 갖는다. 따라서 상변화가 발생하는 경우 공기와 물의 온도차와 공기 측 열전달 성능이 일정하므로 각 검사체적의 냉각용량 변화는 관내 측의 응축 열전달 변화에 전적으로 좌우된다고 할 수 있다. 관 내측의 질량유속이 $3.31 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 으로 매우 작기 때문에 관 내부는 중력의 영향이 비교적 크게 작용하는 막 응축(film condensation)의 특성을 갖는다고 할 수 있다. 막 응축 현상이 갖는 특징 중 하나는 벽면에 존재하는 액체상태의 막(film)의 두께가 열전달 계수에 매우 큰 영향을 미친다는 점이다. 관 내부에서 포화상태의 증기로부터 벽면으로 열이 전달되는 과정에서 벽면에 존재하는 액체 막은 열저항으로 작용하기 때문에 막의 두께가 증가함에 따라 열전달 계수가 감소하게 된다.

막의 두께가 증가한다는 것은 포화상태에서 액체의 양이 증가한다는 것이고 이는 건도(vapor quality) 값이 작아지는 것을 의미한다. Fig. 2(a)에서 고 건도 상태의 포화상태 물이 입력되어 흘러가면서 조금씩 단위 검사체적 당 냉각용량이 감소하는 이유는 바로 응축된 액막 두께의 증가에 따른 관 내측 열전달 계수의 감소에 그 원인이 있다.

관 내측의 건도변화는 Fig. 2(b)에 제시되어 있다. 특히 건도가 0.2 이하인 조건에서는 냉각용량이 급격하게 감소하게 되는데 이는 포화액체의 비체적이 포화기체의 비체적보다 훨씬 작아 건도가 0.2보다 작아지면 액체의 양이 급격하게 증가하기 때문이다.

Fig. 2(a)에서 한 가지 주목할 점은 건도가 0 근처인 지점에서 단위 검사체적 당 냉각용량이 감소하다 다시 증가하는 경향을 보여 준다. 실제 관내 측의 열전달 계수는 응축이 진행됨에 따라 저 건도 영역에서 열전달 계수가 급격히 감소하다가 과냉각 상태가 되면 연속적으로 일정한 값으로 수렴하는 경향을 보인다. Fig. 2(a)의 불연속적인 용량의 변화는 해당 검사체적에서 포화 상태로 유입되어 과냉각 상태의 출구를 갖는 검사체적 근처에서 나타난다. 이러한 검사체적에서는 이상유동과 단상유동이 공존하기 때문에 관내 측 열전달 계수를 계산하기 위한 상관식의 예측결과나 상태량의 계산이 부정확해질 가능성이 존재한다. 하지만 이러한 영역은 매우 좁기 때문에 전체 냉각용량 예측에 미치는 영향은 매우 작을 것으로 판단된다.

Fig. 2(c)는 관 내측 물의 흐름에 따른 공기 측과 물 측의 열저항이 전체 열저항에서 차지하는 비율의 변화를 보여주고 있다. 공랭식 응축기의 경우 공기 측의 열저항이 관내 측 열저항보다 크기 때문에 공기 측의 열저항을 감소시키기 위해 핀을 설치하는 것이 일반적이다. 관이 갖는 전도 열저항의 비율은 공기 측이나 관 내측 열저항보다 훨씬 작은 것이 보통이며 본 연구에서 관의 전도 열저항이 전체 열저항에서 차지하는 비율은 0.25%에서 0.97% 사이였다. Fig. 2(c)가 보여주는 것과 같이 물 입구 측에서는 일반적인 공랭식 열교환기의 특징과 유사하게 공기 측의 열저항이 물 측 열저항에 비해 약 3.0배 정도의 값을 갖는다. 하지만 관 내측에서 응축이 진행됨에 따라 물 측 열저항이 점점 증가하여 전체 열저항에서 차지하는 비중이 커진다. 전체 길이의 67% 지점인 건도가 0.168 조건에서는 공기 측과 물 측의 열저항이 거의 같아지며, 이후에는 오히려 물 측 열저항이 커지는 결과를 보여준다. 물 측 출구에서 열저항 비를 보면 물 측 열저항이 공기 측 열저항의 약 6.5배 값을 갖는다. 이러한 열저항 비율의 변화의 특성은 공기 측 열저항이 관내 측 열저항보다 항상 높은 일반적인 공랭식 열교환기와 다르다. 이러한 열저항 비율 특성은 발전소용 ACC의 낮은 물 질량유속에 기인한다고 할 수 있다. 일반적인 공랭식 열교환기의 냉매 측 질량유속은 수십에서 수백 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 값을 갖지만 발전소용 ACC는

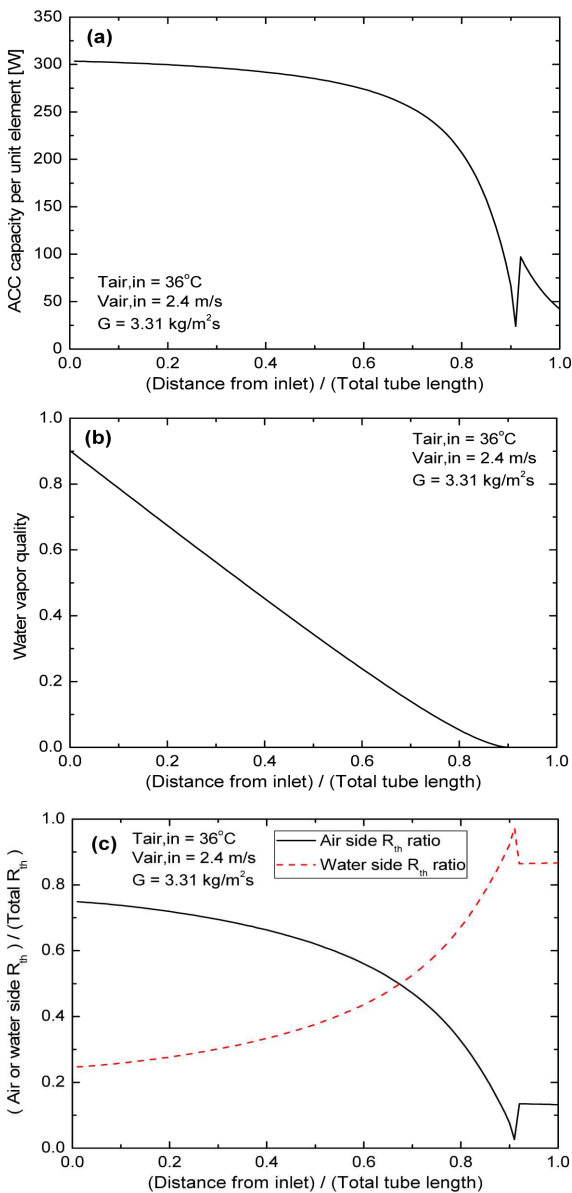


Fig. 2 Simulation results for model verification: (a) the change of ACC capacity per unit element, (b) the change of vapor quality, (c) the change of thermal resistance ratio

수 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 의 값을 갖고 있다. 따라서 관 내측 물의 열저항이 공기 측 열저항보다 높은 운전조건이 발생하는 것이다. 따라서 이러한 관내 측 열저항을 감소시키기 위해 응축 열전달을 향상시키는 표면을 적용하는 경우 ACC 성능을 크게 향상시킬 수 있을 것으로 기대 된다.

3.2 공기 유속의 영향

Fig. 3은 공기의 유속변화에 따른 한 개의 single-low fin tube 가 갖는 냉각용량의 변화와 내부 물 측 건도변화를 보여주고 있다. Fig. 3(a)는 유속이 2.4 m/s까지 공기 유속의 증가에 따라 냉각용량이 거의 선형적으로 증가하는 경향을 보이다가 그 이후에는 증가율이 감소함을 보여주고 있다. 이후 유속이 3.2 m/s 이상이 되면 공기 유속의 증가에도 불구하고 냉각용량의 변화가 거의 없음을 확인할 수 있다. 이러한 예측의 원인은 크게 두 가지로 판단된다.

먼저 관 내측의 액체 유동의 존재에 의한 공기와 물의 온도차이 감소이다. Fig. 3(b)를 보면 공기 유속의 증가에 따라 열전달율이 커지게 되며 그 결과 응축이 완료되는 지점 즉 건도가 0이 되는 관의 길이가 짧아지게 된다. 그렇게 되면 그 이후 관에서는

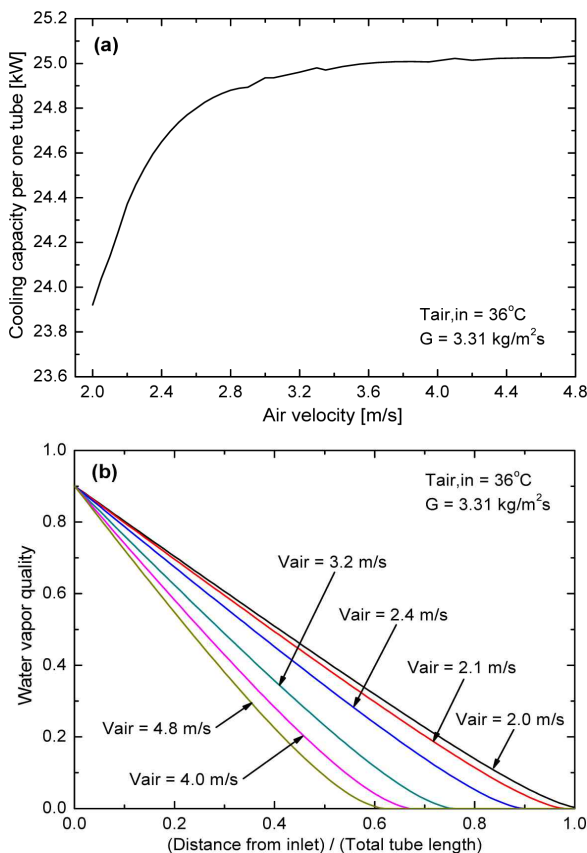


Fig. 3 The effect of air velocity on: (a) the change of ACC capacity per unit tube, (b) the change of vapor quality

액체상태의 물이 관 내측으로 흐르게 되고 냉각의 효과에 의해 온도가 점점 낮아져 공기와 온도차이가 작아지게 된다. 이러한 액체유동 상태의 관의 길이가 길어질수록 물과 공기의 효과적인 열전달이 어려워지며 그 결과 Fig. 3(a)와 같이 공기 유속의 증가에도 불구하고 냉각용량이 거의 증가하지 않는 영역이 생기게 되는 것이다.

다른 원인으로 생각할 수 있는 것은 공기 측 열전달 계수 변화의 경향이다. 일반적으로 공기 유속이 증가할수록 공기 측 열전달 계수는 증가하지만 그 증가율은 조금씩 감소하는 경향을 보이게 된다. Fig. 4는 이러한 일반적인 경향을 보여주고 있다. 열전달 계수가 커지면 열저항 값은 감소한다. Fig. 4에서 보여주는 것과 같이 공기 유속의 증가에 따라 공기 측 열전달 계수 증가율이 감소하기 때문에 공기 측 열저항 감소율도 공기 유속의 증가에 따라 감소하고 있다. Fig. 4에서 유속 3.2 m/s 이상에서 공기측 열저항의 감소가 일어나고 있음에도, Fig. 3(a)의 동일 유속 조건에서 냉각용량은 거의 정체되고 있다. 따라서, 공기 유속이 3.2 m/s 이상인 조건에서 용량의 정체현상은 공기 측 열저항 변화에 원인이 있기보다, 과냉각 상태 물 유동 구간의 증가에 의한 물과 공기의 온도차 감소의 영향이 더 큰 것으로 판단된다. Fig. 3(b)에서 공기 유동속도 2.0 m/s의 조건에서는 출구의 건도가 0 이상임을 예측하였다. ACC의 주요기능이 과냉각 된 액체상태의 물을 펌프에 공급하여 주는 것이므로 공기 유동속도가 2.0 m/s 이하인 작동조건에서 ACC는 제 기능을 발휘할 수 없게 된다. 즉 본 연구대상인 ACC에서 공기 측 유동속도가 최소 2.0 m/s 이상을 유지해야 한다는 것을 보여준다.

3.3 공기 온도의 영향

Fig. 5는 ACC에 유입되는 공기 입구온도의 변화에 따른 한 개의 single-low fin tube가 갖는 냉각용량의 변화와 물 측 건도변화

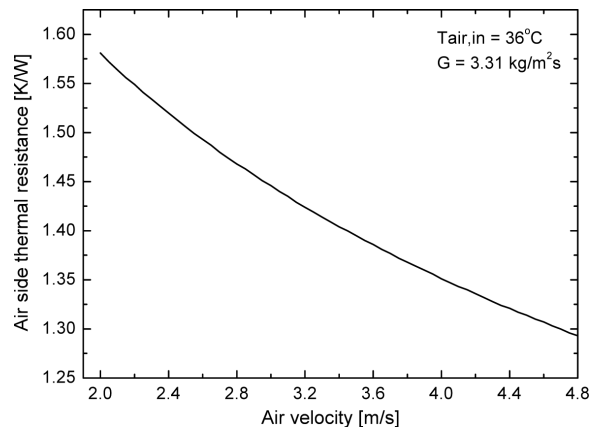


Fig. 4 The effect of air velocity on the change of air side thermal resistance

를 보여주고 있다. Fig. 5(a)는 공기온도가 증가할수록 냉각용량이 점점 감소하는 것을 보여주고 있다. 이는 공기의 온도 상승에 따라 응축온도와 온도차이가 감소하여 ACC의 용량이 감소하기 때문이다. 즉 유입되는 공기의 온도가 낮을수록 열전달율이 증가하기 때문에 물이 ACC로 유입 된 직후 응축이 빠르게 진행되어 완료된다. 이는 Fig. 5(b)에 잘 나타나 있다. Fig. 5(b)는 공기의 유입온도가

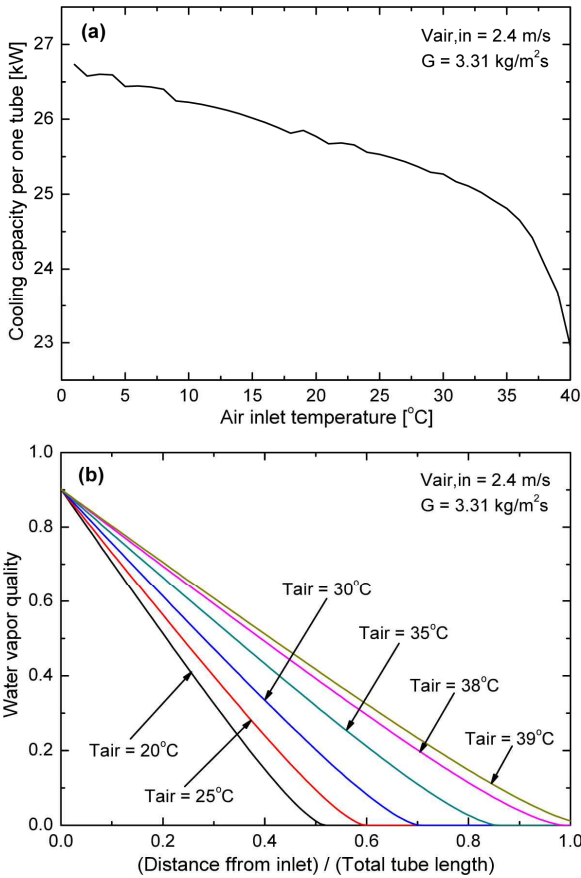


Fig. 5 The effect of air temperature on: (a) the change of ACC capacity per unit tube, (b) the change of vapor quality

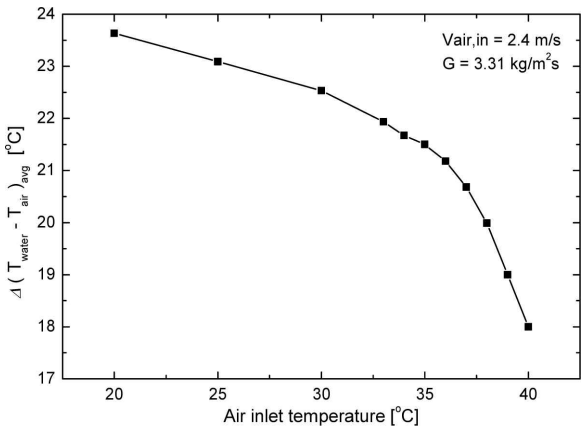


Fig. 6 The effect of air temperature on the average temperature difference between water and air

39°C 이상인 경우 ACC 출구가 완전히 응축되지 않는 조건이라는 것을 보여주며 이러한 고온의 공기조건에서 ACC가 응축기로 작동하기 위해서는 유입되는 공기의 양을 증가시키거나 물 측 질량유량을 감소시켜야 한다.

한 가지 주목할 점은 공기 측 온도가 35°C 이상인 조건에서 냉각용량이 급격하게 감소하고 있다는 점이다. 이는 Fig. 6의 관내 측 물과 유입 공기의 평균 온도차에 의해 설명이 가능하다. 이 온도차는 모델에 사용된 100개의 검사체적에서 내부의 물 온도와 공기유입 온도의 차이를 구하여 평균을 구한 결과이다. Fig. 6은 물과 공기의 평균 온도차가 공기 측 온도 35°C 이상 영역에서 급격하게 감소하고 있으며, 이는 Fig. 5(a)의 경향과 일치한다는 것을 확인할 수 있다. 따라서 ACC에 유입되는 공기의 온도변화는 물과 공기의 온도차를 변화시키며 이 온도차가 냉각용량 변화에 가장 큰 영향을 미치는 요인임을 알 수 있다.

3.4 물 질량유속의 영향

Fig. 7는 ACC에 유입되는 물의 질량유속 변화에 따른 한 개의 single-low fin tube가 갖는 냉각용량의 변화와 물 측 건도변화를

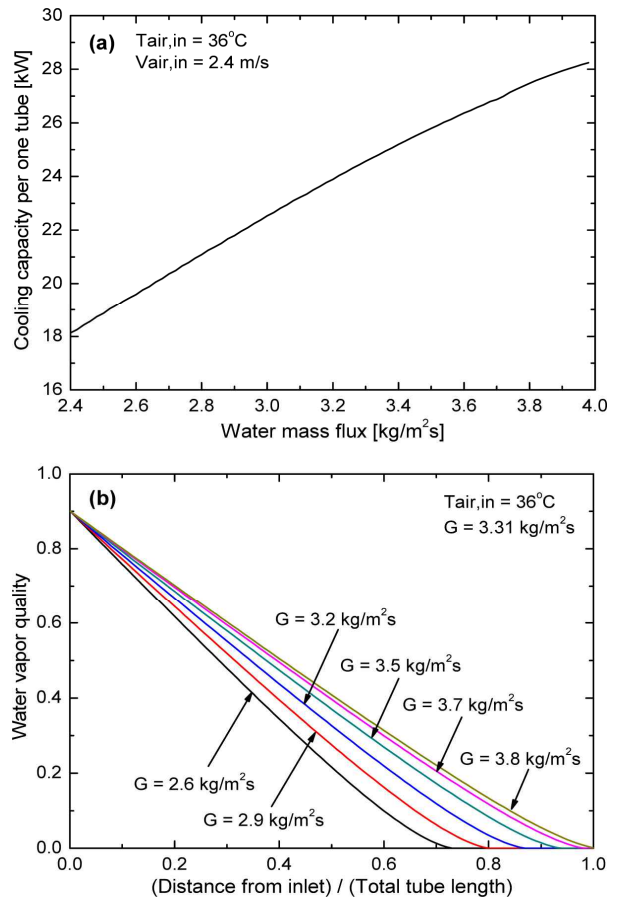


Fig. 7 The effect of water mass flux on: (a) the change of ACC capacity per unit tube, (b) the change of vapor quality

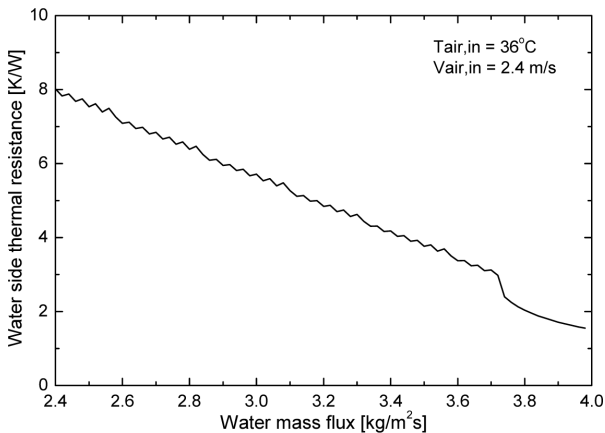


Fig. 8 The effect of water mass flux on the water side thermal resistance

보여준다. Fig. 7(a)에서 질량유속의 증가에 따라 냉각용량도 꾸준히 상승하고 있다. 이는 질량유속의 증가가 관 내측 열전달 계수를 증가시키기 때문이다. 관 내측 응축열전달 계수를 예측하는 상관식을 보면 응축열전달이 질량유속에 비례하여 증가하는 식이 대부분이며 본 연구에서 사용된 Shah^[11] 상관식에서도 응축열전달 계수가 질량유속의 0.8승에 비례하여 증가한다고 제시하였다. 이러한 관 내측 열전달 계수의 증가는 물 측 열저항의 감소를 의미하며 Fig. 8은 질량유속의 증가에 따라 관 내측 열저항이 점차 감소하고 있음을 보여준다.

한 가지 흥미로운 점은 질량유량이 3.72 kg/m²s에서 3.74 kg/m²s로 변하면서 물 측 열저항이 갑자기 감소한다는 점이다. 이는 Fig. 7(b)의 관 내측 건도 변화의 영향으로 설명이 가능하다. 물 측 열저항이 갑자기 감소하는 구간은 출구의 건도가 0 이상으로 변하는 질량유량의 영역과 거의 일치함을 확인할 수 있다. 관 내측이 모두 2상 유동인 경우 액체만 흐르는 단상유동 구간이 존재하지 않아 내부의 열전달 계수가 크고, 그 결과 물 측 열저항이 갑자기 감소하는 경향을 보이는 것이다. 물론 질량 유량이 3.7 kg/m²s 이상인 질량유속 조건에서는 ACC가 완전한 액체 상태의 물을 펌프로 공급하지 못하기 때문에 운전조건으로는 부적합하여 그보다 낮은 질량유속 조건으로 운전해야 한다.

질량유속의 증가에 따른 냉각 용량의 증가의 원인은 중 하나는 응축이 발생하는 영역이 질량유속의 증가에 따라 길어진다는 점이다. Fig. 7(b)에서 보여주는 것과 같이 질량유속의 증가는 건도가 0이 되는 지점을 좀 더 출구 쪽으로 이동되도록 한다. 관 내부에서 응축 현상이 지속되면 관 내부의 온도가 일정하다. 이 조건에서 공기의 유입온도가 일정한 경우 온도가 지속적으로 감소하는 관 내 액체 상태의 유동조건에 비해 열교환기의 좀 더 넓은 영역에서 물과 공기의 온도차가 유지되는 효과를 얻을 수 있다. 따라서 이러한 평균 온도차의 증가는 냉각용량을 향상시키게 된다.

4. 결론

본 연구에서는 발전소용 공랭식 응축기(ACC)에 대해 ϵ -NTU 기법을 사용하여 모델을 개발하고 시뮬레이션을 실시하였다. 주요한 운전조건 변수인 공기의 유속, 공기의 온도 그리고 물의 질량유속 변화에 따른 성능특성을 고찰하였다.

모델에는 증기분배덕트에서 포화상태 증기의 균일한 분배, 공기의 균일한 분포, 그리고 관내 측 불응축 가스 없음과 같은 가정이 적용되었고 이러한 가정은 실제 설계의 목적이나 기존의 연구결과에 기반을 두었다. 그 결과 본 연구에서 예측한 ACC의 용량은 제조사가 제시한 데이터와 비교하여 1.9%의 차이를 보였다.

공기 측과 물 측의 열저항을 비교한 결과 ACC의 넓은 영역에서 물 측의 열저항이 공기측의 열저항 보다 큰 것으로 예측되었다. 이는 ACC 내부의 물 측 질량유속이 낮은 작동조건에 기인한 것이다. 따라서 ACC의 관 내측에 열전달을 향상시킬 수 있는 기술을 적용하는 경우 성능의 향상이 가능할 것으로 판단된다.

공기의 유속 증가에 따라 냉각용량이 증가함을 보였으나 2.4 m/s 이상에서는 그 증가율이 감소하고 3.2 m/s 이후에는 유속의 증가에 따른 냉각용량의 증가가 미미함을 확인하였다. 공기의 온도 증가에 따라 냉각용량은 감소하였고 특히 35°C 이상의 온도에서는 용량의 급격한 감소가 예측되었다. 이는 물과 공기의 평균 온도차가 공기온도 35°C 이상에서 갑자기 감소하기 때문으로 분석되었다.

물 측 질량유속의 증가에 따라 냉각용량은 꾸준히 증가하는 경향을 보였으며 이는 물 측 열저항 계수가 질량유속의 증가에 따라 지속적으로 감소하기 때문으로 판단된다.

ACC는 완전히 응축된 물을 펌프로 공급하는 기능을 갖기 때문에 출구의 건도가 0 이하로 유지되어야 한다. 따라서 본 연구의 기준 운전조건에서 허용 가능한 운전변수의 영역은 각각 공기속도 2.02 m/s 이상, 공기온도 38.6°C 이하, 물의 질량유속 3.79 kg/m²s 이하로 예측되었다.

후기

본 연구는 서울과학기술대학교 교내학술연구비 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

References

- [1] Wurtz, W., 2008, viewed 24 Feb. 2017, Air-cooled Condensers Eliminate Plant Water Use, Power magazine, <<http://www.powermag.com/air-cooled-condensers-eliminate-plant-water-use/>>.

- [2] GEA, 2012, Air Cooled Condensers (ACC) Version No. 04/01-2012, GEA Heat Exchangers GmbH, Germany.
- [3] Zhang, W. X., Yang, L. J., Du, X. Z., Yang, Y. P., 2011, Thermo-flow Characteristics and Air Flow Field Leading of the Air-Cooled Condenser Cell in a Power Plant, *Science China Technological Science*, 54 2475-2482.
- [4] He, W. F., Dai, Y. P., Li, M. Q., Ma. Q. Z., 2012, Influence Mechanism on Flow and Heat Transfer Characteristics for Air-Cooled Steam Condenser Cells, *Heat Mass Transfer*, 48 1663-1674.
- [5] Cha, H., Ryu, G. N., Kim, J. R., 2014, Study on Performance Improvement Air Cooled Condenser Considering Ambient Condition, *Proceedings of the KSME Conference*, 220-225.
- [6] Yang, L., Tan, H., Du, X., Yang, Y., 2012, Thermal-Flow Characteristics of the New Wave-Finned Flat Tube Bundles in Air-Cooled Condensers, *Int. J. Thermal Science*, 53 166-174.
- [7] Moore, J., Grimes, R., Walsh, E., O'Donovan, A., 2014, Modelling the Thermodynamic Performance of a Concentrated Solar Power Plant with a Novel Modular Air-Cooled Condenser, *Energy*, 69 378-391.
- [8] GEA, 2015, viewed 4 Jun. 2015, Aircooled Condenser Calculator, <<http://www.gea.com/en/products/gea-cooling-systems.jsp>>.
- [9] Lee, H.-Y., Jeong, J. H., 2017, Effect of Heat Transfer Capacity in Refrigerant Pressure Loss on Evaporator and Condenser, *Proceedings of the 9th Korean Congress of Refrigeration*, 31-34.
- [10] Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., Lavine, A. S. 2013, *Principles of Heat and Mass Transfer Seventh Edition*, Wiley, New York.
- [11] Shah, M. M., 1989, A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation inside Pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 22 547-556.
- [12] Teertstra, P., Yovanovich, M. M., Culham, J. R., 2000, Analytical Forced Convection of Plate Fin Heat Sinks, *J. Electron Manuf.*, 10 253-261.