

대기 조건에 따른 공랭식 응축기 성능 저하 개선 연구[§]

차 훈^{*†} · 류광년^{*} · 김정래^{*}

* 현대중공업 중앙기술원 기반기술연구소

Study on Performance Improvement Air Cooled Condenser Considering Ambient Condition

Hun Cha^{*†}, Gwang-Nyeon Ryu^{*} and Jung-Rae Kim^{*}

* Advanced Technology Institute, Corporate Technology Institute, Hyundai Heavy Industries Co., Ltd

(Received January 12, 2015 ; Revised March 10, 2015 ; Accepted August 4, 2015)

Key Words: Air Cooled Condenser(공랭식 응축기), Fan Flow Rate(팬 공급 유량), Wind Speed(풍속), Wind Screen(윈드 스크린)

초록: 공랭식 응축기(ACC, Air Cooled Condenser)는 공기를 냉매로 이용하여 저압 스팀을 응축하는 설비로써 사막이나 내륙 등 물이 부족한 지역에서 주로 사용된다. 공랭식 응축기의 성능은 풍속이나 대기 온도와 같은 외기 조건에 의해 크게 영향을 받으므로 성능 저하 개선을 위해 여러 장치들이 설치된다. 본 연구에서는 풍속에 의한 ACC 성능 변화를 확인하고 윈드 스크린에 의한 성능 개선 효과를 분석하기 위해 CFD 해석을 수행하였다. CFD는 질량 보존, 운동량 보존 등 미분방정식을 차분방정식으로 변환하여 검사 체적에 대해 속도, 온도 등을 계산하는 기법이다. 풍속이 3m/s에서 7m/s로 상승할 때, ACC에 설치된 팬 공급 유량은 약 15.76% 감소하며 ACC 유입 공기 온도는 5.55℃ 증가한다. 윈드 스크린을 적절히 설치한 경우, 풍속이 7m/s 이고 윈드 스크린이 설치되지 않은 경우에 비해 팬 공급 유량이 약 5.18% 증가하며 ACC 유입 공기 온도 상승은 2.08℃ 감소하는 효과가 있다.

Abstract: Air cooled condenser for power plant is used at inland area of desert or mountainous area because condenser coolant like sea water is not necessary. However, the performance of air cooled condenser is influenced by ambient condition such as wind speed and air temperature. Therefore, various devices have been designed to improve the performance of air cooled condenser. In this study, the CFD analysis for air cooled condenser was carried out according to wind speed and wind screen configuration. As wind speed increased from 3m/s to 7m/s, the fan flow rate was reduced about 15.76% and the rise of inlet air temperature was 5.55 degree of Celsius. When the suitable wind screen is equipped, the fan flow rate went up about 5.18% and inlet air temperature dropped by 2.08 degree of Celsius in comparison with original case without wind screen at 7m/s wind speed.

1. 서론

스팀을 이용해 전력을 생산하는 보일러, 복합발전플랜트(CCPP, Combined Cycle Power Plant) 등의 발전설비에는 스팀 터빈을 통과한 저압의 스팀을 물로 응축시키는 응축기(Condenser)가 설치된다. 일반적인 발전설비에는 물을 냉매로 사용하는 수랭식 응축기(Water-cooled Condenser)가 설치되나, 사막 내륙 및 산악 지역과 같이 물이 부족한 지역에서는 공기를 응축기 냉매로 사용하는 공랭식 응축기(Air-cooled Condenser)가 설치되는 경우도 쉽게 찾아볼 수 있다. 공랭식 응축기는 수랭식 응축기에 비해 설치 지역의 제약을

§ 이 논문은 대한기계학회 2014년도 추계학술대회(2014. 11. 11-14., 김대중컨벤션센터) 발표내용을 토대로 한 논문임.

† Corresponding Author, ch0928@hhi.co.kr

적게 받고, 설비가 상대적으로 단순하여 설치비용이 절감되는 등의 이점을 가지고 있으나 대기 조건이 응축기 성능에 영향을 미치는 것으로 알려져 있다. 응축기 성능이 대기 조건에 의해 변화하면 발전량 등 플랜트 성능에도 영향을 미치게 된다.

Van Rooyen과 Kroger⁽¹⁾는 팬 성능을 액추에이터-디스크 모델을 이용해 모사하여 공랭식 응축기 해석을 수행하였으며, 팬 성능 감소가 ACC 성능 감소에 주된 요인이라는 것을 확인하였다. Hotchkiss 등⁽²⁾은 액추에이터-디스크 모델을 이용한 축류식 팬의 성능에 직교류(cross flow)가 미치는 영향을 연구하였으며, Duvenhage와 Kroger⁽³⁾는 팬 성능과 고온 공기 재순환에 바람이 미치는 영향을 분석하여 직교류 풍향은 상류 응축기 셀의 공기 유입량을 감소시키며 종방향 풍향은 고온 공기 재순환을 활성화시키는 것을 확인하였다. Yang 등⁽⁴⁾은 빠른 풍속에서 상류측 응축기 셀 유입 공기 온도가 상승하며, 풍향에 따라 팬 성능에 미치는 영향이 달라짐을 확인하였다.

본 연구에서는 공랭식 응축기에 대해 CFD 해석을 수행하여 풍속 증가에 따른 응축기의 팬 공기 유입량 감소 문제를 확인하였으며 이를 해결하기 위해 응축기에 윈드 스크린(Wind screen)을 설치하여 풍속 증가에 따른 팬 공기 유입량 감소를 개선하고 고온 배출 공기 재순환을 감소시켜 공랭식 응축기에 유입되는 공기 온도 증가를 억제하고자 하였다.

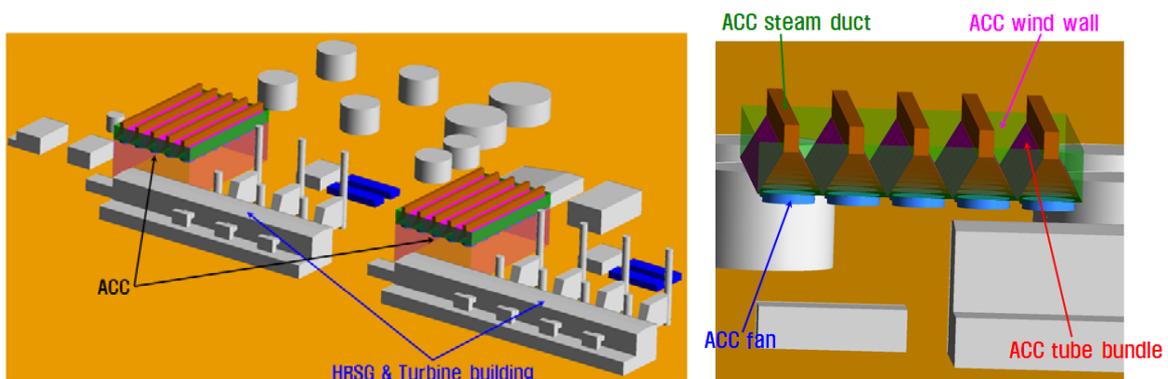
2. 해석 모델 및 경계 조건

2.1 해석 모델

풍속에 따른 공랭식 응축기 근처의 유동을 정확하게 모사하기 위해 Fig. 1(a)와 같이 발전플랜트에 설치된 주요 설비들을 대부분 해석 모델에 반영하였다. 해석 대상 공랭식 응축기는 Fig. 1(b)에서와 같이 팬, 스팀 덕트, 열교환기 튜브 번들 등으로 구성되며 총 2기가 설치된다. 해석 결과의 정확성 및 신뢰성을 높이기 위해 응축기의 세부 형상을 상세하게 모델링하였다.

상용 모델링 프로그램인 GAMBIT(Geometry And Mesh Building Intelligent Toolkit)을 이용해 해석 대상을 모델링하였고, Fig. 2와 같이 약 680만개의 격자를 생성하였다. 형상이 복잡한 응축기 및 발전설비 근처 영역은 격자 크기를 최소 0.1m 수준으로 작성한 사면체(Tetrahedral) 격자를 사용하였으며 수렴성 개선 및 정확도 향상과 격자 개수 저감을 위해 사면체 격자를 다면체(Polyhedral) 격자로 변환하였다. 응축기 1기의 격자 개수는 사면체 격자 기준으로 약 200만개 정도이며 이는 Yang 등⁽⁴⁾의 연구에 제시된 격자 개수와 비슷한 수준이다. 그 외 영역은 육면체(Hexahedral) 격자를 작성하여 적용하였다.

해석 프로그램으로는 CFD 상용 소프트웨어인 ANSYS FLUENT ver. 14.5를 사용하였으며, 응축기에서 배출되는 고온 공기의 밀도차에 의한 재순환을 고려하기 위해 부력항을 고려하였다. 난류 모델은 회전 유동 모사에 강점을 가지고 있어 팬이 포함된 유동 해석에 적합하고 수렴 안정성이 우수한 것으로 알려진 Realizable k- ϵ 모델을 사용하였으며,⁽⁵⁾ 차분항(Discretization scheme)은 정확도 향상을 위해 2차 상류도식(2nd order upwind)를 적용하였다.



(a) Entire power plant

(b) Air cooled condenser

Fig. 1 CFD model for air cooled condenser analysis

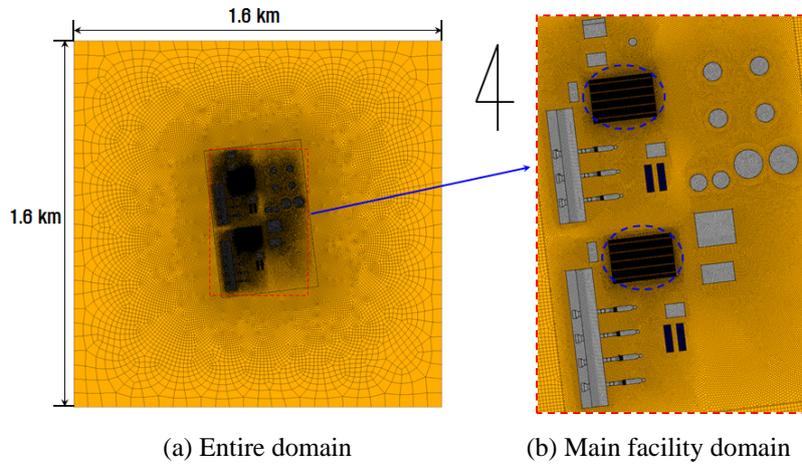


Fig. 2 Analysis domain and grid

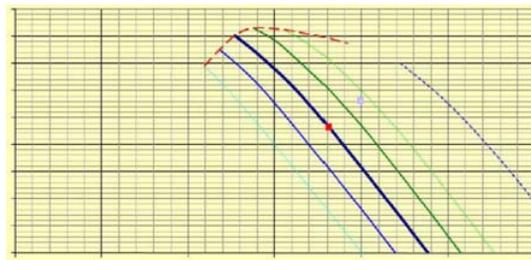


Fig. 3 Fan performance curve

2.2 경계 조건

공랭식 응축기 주변 유동에 따른 팬 운전점 변화를 고려하기 위해 Fig. 3 형태의 팬 성능 커브를 입력하여 해석 모델에 적용하였다. 공랭식 응축기의 열교환기 튜브 번들은 단면이 미세 삼각 덕트의 형태로 되어 있으며 튜브의 실제 형상을 모사할 경우 격자 개수가 크게 늘어나기 때문에 실제 튜브 번들 형상을 고려하여 해석을 수행하는 것은 어렵다. 따라서 열교환기 튜브 번들을 다공성 물질(Porous media)로 가정하고 압력 손실 계수(25.86)을 입력하여 해석을 수행하였다.

또한 열교환기에서 발생하는 열 전달량은 공기에 대한 열 생성량(heat source)로 가정하여 적용하였다. 실제 열교환기에서는 공기 온도 등 여러 인자에 의해 열교환 성능이 달라지며 이에 따라 열 전달량도 변화하지만, 본 연구에서는 외기 온도에 의한 영향은 고려하지 않고 풍속에 의한 영향만을 고려하기 위해 유입 공기 온도에 관계 없이 열 전달량이 일정하다고 가정하여 해석을 수행하였다.

해석 풍향은 Fig. 4(a)의 공랭식 응축기가 설치된 사이트가 위치한 지역의 풍배도(wind rose)를 바탕으로 가장 빈번하게 발생하는 풍향(탁월풍, Prevailing wind direction)인 북북동풍(NNE)과 남풍(S)를 선정하였으며, 공랭식 응축기 설계 기준 풍속인 3m/s와 응축기 성능 저하가 보고된 7m/s에 대해 해석을 수행하였다. 기준 풍속의 측정 위치인 Z_{ref} 는 공랭식 응축기 상단 1m 지점이며 본 연구에서는 약 45m 높이에 해당되므로, 실제 공랭식 응축기 하부로 유입되는 풍속은 기준 풍속보다 낮다. 따라서 식 (1)의 형태로 높이에 따른 풍속 분포를 정리하여 이를 UDF(User Defined Function)를 이용해 해석 모델에 적용하였다.

$$V(Z) = V_{ref} \left(\frac{Z}{Z_{ref}} \right)^{0.2} \tag{1}$$

Table 1 Normalized fan flow rate and air inflow temperature rise according to wind speed

Wind Direction	Wind Speed [m/s]	Wind Screen	Normalized Fan Flow Rate [%]	Air Inflow Temperature Rise [°C]
NNE	3	X	100	0
	7	X	84.31	+5.55
S	3	X	100	0
	7	X	88.48	+4.27

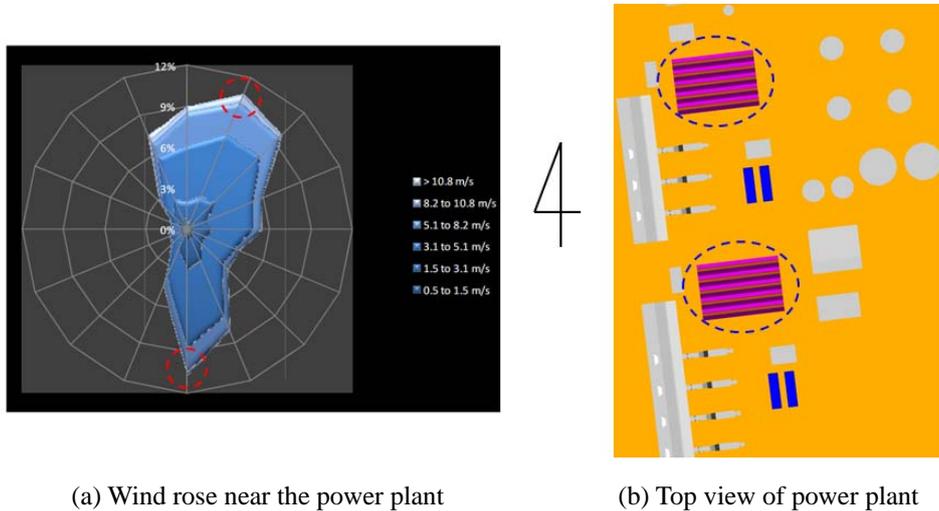


Fig. 4 Wind direction for analysis

3. 해석 결과

3.1 풍속에 의한 영향

풍속에 따른 팬 공기 유입량 감소 및 유입 공기 온도 증가를 확인하기 위해 풍향 NNE, S 및 풍속 3, 7m/s인 경우에 대해 해석을 수행하여 Table 1에 정리하고 NNE 풍향일 때 풍속 별 속도 벡터, 정압 및 유입 공기 온도 분포를 Fig. 5-Fig. 7에 나타내었다. 풍속이 상승할 때, 팬 입구 영역인 공랭식 응축기 하부의 동압이 증가하면서 대기의 정압이 감소하여 팬의 압력 손실이 증가하는 효과가 나타난다. 이에 따라 팬 공기 유입량이 감소하게 되는데 풍속 증가에 따라 정압이 감소하는 양상을 Fig. 6에서 확인할 수 있으며 응축기에서 배출된 고온의 공기가 재유입되어 응축기 공급 공기 온도가 상승하는 것을 Fig. 7을 통해 알 수 있다.

풍속이 3m/s에서 7m/s로 증가할 때 팬 공기 유입량은 최대 15.76% 감소하며, 유입 공기 온도는 최대 5.55°C 증가한다. 특히 풍향이 NNE인 경우에 풍속 증가에 따른 영향이 두드러지는데 이는 풍향이 S인 우 플랜트에 설치된 다른 설비들이 장애물로써 기능하여 풍속 증가에 따른 응축기 하부의 정압 감소를 완화시키는 역할을 하는 것으로 판단된다.

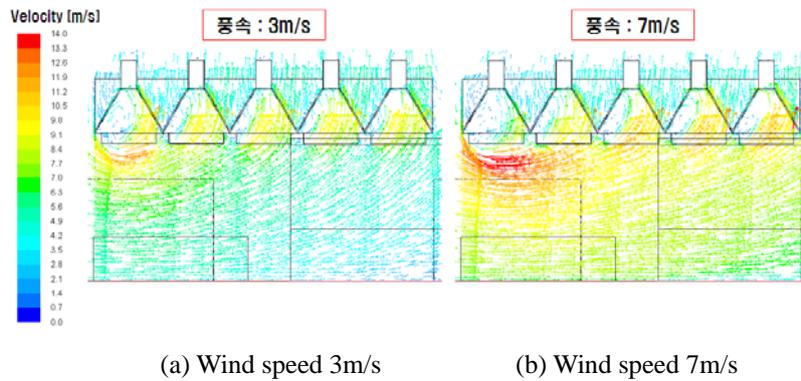


Fig. 5 Velocity vector according to wind speed

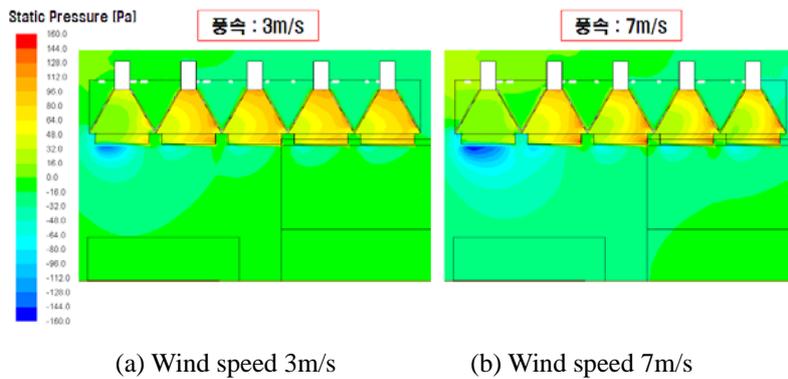


Fig. 6 Static gauge pressure contour according to wind speed

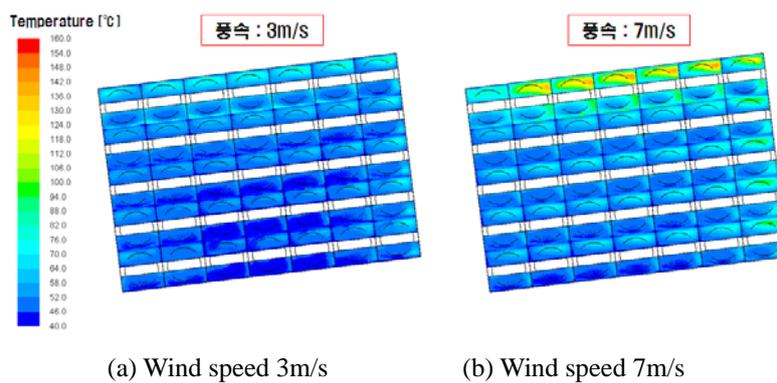


Fig. 7 Inflow temperature contour according to wind speed

3.2 윈드 스크린에 의한 영향

풍속 증가에 따른 응축기 성능 저하 개선을 위해 공랭식 응축기에 윈드 스크린을 설치하는 방안에 대해 Table 2와 같이 해석 케이스를 구성하였다. 윈드 스크린의 위치는 Fig. 8에 나타낸 바와 같이 응축기 측면과 내부이며 높이는 응축기 하부 전체 높이에 대한 비율로 정의하였다.

Table 2 Analysis cases for wind screen configuration

Analysis Case	Wind Screen Height	Wind Screen location					
		1	2	3	4	5	6
Case 1	H/4	X	O	O	X	X	X
Case 2	H/2	X	O	O	X	X	X
Case 3	H/2	O	X	X	O	O	O

Table 3 Normalized fan flow rate and air inflow temperature rise according to wind screen configuration

Wind Direction	Wind Speed [m/s]	Wind Screen	Normalized Fan Flow Rate [%]	Air Inflow Temperature Rise [°C]
NNE	3	X	100	0
	7	X	84.31	+5.55
	7	Case 1	84.21	+5.57
	7	Case 2	86.37	+4.85
	7	Case 3	89.49	+3.47

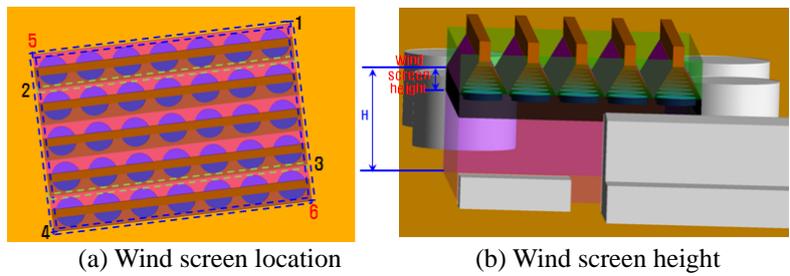


Fig. 8 Wind screen location and height

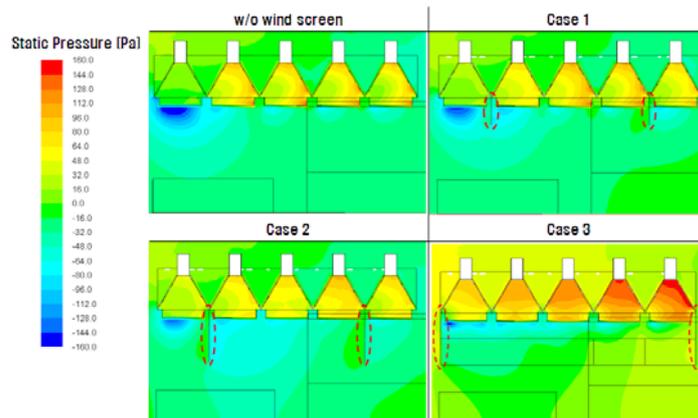


Fig. 9 Static gauge pressure contour according to wind screen configuration

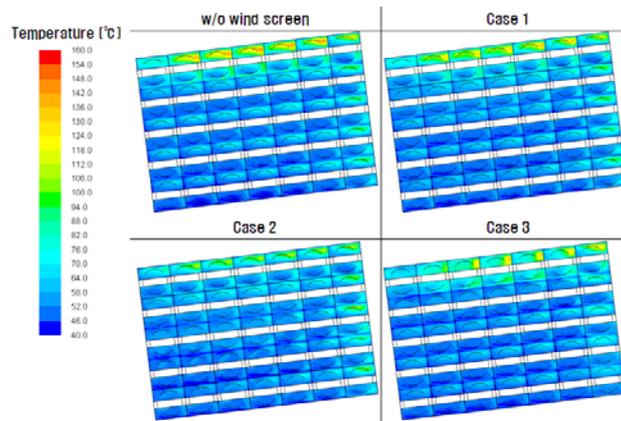


Fig. 10 Inflow temperature contour according to wind screen configuration

풍속 증가의 영향이 크게 나타나는 NNE 풍향에 대해 해석을 수행하여 그 결과를 Table 3에 정리하고 정압 및 유입 공기 온도 분포를 Fig. 9-Fig. 10에 나타냈다. 공랭식 응축기 내부에 윈드 스크린을 설치한 Case 1과 Case 2는 응축기 성능 개선에 별다른 효과가 없는 것으로 나타났으며, 응축기 측면에 윈드 스크린을 설치한 Case 3의 경우 윈드 스크린이 없는 경우에 비해 팬 공기 유입량이 약 5.18% 상승하고 유입 공기 온도가 약 2.08℃ 감소하여 효과가 가장 우수함을 확인하였다.

4. 결 론

공랭식 응축기는 내륙, 사막 등 물을 구하기 어려운 곳에서 주로 사용되며 공기를 냉매로 사용하므로 풍속 등 대기 조건에 의해 영향을 받는다. 본 연구에서는 풍속 증가에 따른 공랭식 응축기 성능 저하 개선 방안 마련을 위해 CFD 해석을 수행하였으며 그 결과는 다음과 같다.

풍속이 3m/s에서 7m/s로 증가할 때, 팬 공기 유입량이 최대 15.76% 감소하고 유입 공기 온도가 5.55℃ 상승하는 것으로 나타났으며 NNE 풍향에서 풍속에 따른 영향이 두드러졌다.

풍속 증가에 따른 성능 저하를 개선하기 위해 윈드 스크린을 응축기 내부 및 측면에 설치했을 때 윈드 스크린 Case 3를 적용했을 경우, 윈드 스크린이 없는 경우에 비해 팬 공기 유입량이 약 5.18% 상승하고 유입 공기 온도가 약 2.08℃ 감소하는 것으로 나타났다.

이를 통해 윈드 스크린을 적절하게 설치할 경우, 풍속 증가에 따른 공랭식 응축기 성능 저하를 개선할 수 있음을 확인하였다.

참고문헌 (References)

- (1) Van Rooyen, J.A. and Kroger, D.G., 2008, "Performance Trends of an Air-Cooled Steam Condenser Under Windy Conditions," *J. Eng. For Gas Turbines Power*, Vol. 53, 023006.
- (2) Hotchkiss, P.J., Meyer, C.J. and von Backstrom, T.W., 2006, "Numerical Investigation into the Effect of Cross-Flow on the Performance of Axial Flow Fans in Forced Draught Air-Cooled Heat Exchangers," *Appl. Thermal Eng.*, Vol. 26, pp. 200~208.
- (3) Duvenhage, K. and Kroger, D.G., 1996, "The Influence of Wind on the Performance of Forced Draught Air-Cooled Heat Exchangers," *J. Wind Eng. Ind. Aero.*, Vol. 62, pp. 259~277.
- (4) Yang, L.J., Du, X.Z. and Yang, Y.P., 2012, "Wind Effect on the Thermo-Flow Performances and Its Decay Characteristics for Air-Cooled Condensers in a Power Plant," *Int. J. of Thermal Sciences*, Vol. 53, pp. 175~187.
- (5) Shih, T.H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z. and Zhu, J., 1995, "A New k-Epsilon Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows: Model Development and Validation," *Computers Fluids*, Vol. 24, pp. 227~238.