

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2010.34.5.465

계획예방정비가 발전소 공기예열기의 성능에 미치는 영향[§]

장진형* · 홍은기* · 황광원* · 윤 린**†

* 한국전력 전력연구원, ** 한밭대학교 기계공학과

Effect of Preventive Maintenance on Performance of Air Heater in a Power Plant

Jin-Hyung Jang*, Eun-Kee Hong*, Kwang-Won Hwang* and Rin Yun**†

* Korea Electric Power Research Institute,

** Dept. of Mechanical Engineering, Hanbat Nat'l Univ.

(Received June 29, 2009 ; Revised February 11, 2010 ; Accepted February 18, 2010)

Key Words: Air-Heater(공기예열기), Preventive Maintenance(계획예방정비), Performance Indexes(성능지표), Gas Side Temperature Efficiency(공기예열기 가스 측 온도효율)

초록: 발전설비 내 공기예열기는 보일러 연소가스로부터 열을 회수하여 유효열의 손실을 감소시킴으로서 보일러의 열효율을 높이기 위해 설치된다. 본 연구에서는 계획예방정비가 공기예열기의 성능에 미치는 영향을 고찰하였다. 공기예열기의 성능지표들은 공기예열기의 계획예방정비 전후의 운전 상태와 성능변화 모두를 고려하여 계산되었고, 공기예열기의 중요한 성능지표로는 가스 측 온도효율, 공기누설률, 열회수율, 열관류율과 열용량비들이다. 계획예방정비 전후의 공기예열기 성능평가로부터 공기예열기의 모든 성능 지표가 계획예방정비 후 향상되었다.

Abstract: Air heater used in power plant helps increase the thermal efficiency of the boiler by recovering the heat from the boiler flue gas and thus preventing the loss of useful heat. This study investigates the effect of preventive maintenance on the performance of the air heater in a power plant. Performance indexes for the air heater are calculated to observe the changes in the performance and operation status of the air heater before and after preventive maintenance. The major performance indexes considered are temperature efficiency of the flue gas side, air leakage rate, heat recovery rate, heat transmission rate, and heat capacity ratio. The performance of the air heater is evaluated before and after preventive maintenance; our results show that all the abovementioned performance indexes are improved after the maintenance.

- 기호설명 -

A : 전열면적(m²)
AH : 공기예열기
AL : 공기누설률
B : 부가 입열 (kJ/kg)
FDF : 압입 송풍기
H_f : 연료의 고위발열량(kJ/kg)
K : 열관류율 (W/m²°C)
L : 보일러 열손실(kJ/kg)
OHA : 계획예방정비 후

OHB : 계획예방정비 전
P : 압력(kPa)
Q : 공기예열기 내 총열교환량(W)
Q_{HR} : 연료 1kg당 회수열량(kJ/kg)
R_{HR} : 열회수율(%)
T : 온도 (°C)
T_{GNL} : 무누설출구가스온도(K)
W : 공기예열기 공기 혹은 습가스량 (kg)
η_{AH} : AH 가스측 온도 효율(%)
η_B : 보일러 효율(%)
Δtm : 대수온도 평균차(-)

§ 이 논문은 대한기계학회 2009년도 충청지부 춘계학술대회 (2009. 5. 15., 대전컨벤션센터) 발표논문임

† Corresponding Author, yunrin@hanbat.ac.kr

하첨자

AI : 공기예열기 공기 출구

- AO : 공기에열기 공기 출구
- GI : 공기에열기 가스 입구
- GO : 공기에열기 가스 출구

1. 서 론

대형발전용 보일러에서는 발전기내 과열기 출구 가스 온도가 높고 또한 재생 사이클을 채용함에 따라 급수의 온도가 높아 절탄기 출구의 가스 온도가 상당히 높으므로 공기에열기를 설치하여 열 회수를 하는 것이 효율적이다. 재생식 공기에열기는 구조적으로 가스측과 피가열원인 공기측을 완전히 분리할 수 없으므로 일정량의 공기가 가스측으로 누설되어 대기 중으로 방출된다. 이러한 누설량은 운전시간 경과에 따른 경년열화 현상인 마모 및 열적 변형으로 더욱 증가되며 이로 인하여 보일러의 에너지 손실과 송풍기 동력 증가의 원인이 된다. 또한 일부 발전소의 경우에 가스측의 비산화가 공기측으로 옮겨져서 1차 공기 송풍기(PAF : Primary air fan)의 마모 및 진동 등의 문제가 야기되어 발전플랜트의 신뢰도에 나쁜 영향을 미치고 있다.⁽¹⁾

발전설비의 계획예방정비(OH)의 기간은 각 발전설비마다 다르지만 통상적으로 5~6년을 주기로 A급 계획예방정비가 이뤄진다. 계획예방정비 기간 중간에 정상정비에 속하는 C급과 B급 계획예방정비가 단계적으로 실시된다. 그러나 C급 계획예방정비는 성능변화에 미치는 요소들이 거의 없는 수준이며 B급 계획예방정비는 일부 중요 설비들을 정비하는 단계이고, A급 OH는 전체 설비들을 정비 및 교체하는 규모가 가장 큰 계획예방정비이다. 본 연구에서는 500 MW급 석탄전소 보일러 공기에열기의 성능과 계획예방정비 전·후의 성능변화 정도를 알아보하고자 하였다. 또한 성능에 미치는 변수들을 도출하여 성능변화의 원인을 규명하고 성능저하 원인 및 개선대책을 제시하고자 한다.

2. 시험방법

2.1 측정방법 및 계측기 설치도

시험방법은 공기에열기 성능시험 코드인 ASME PTC 4.3⁽²⁾에 의거하여 100% 부하조건에서 공기에

열기 주요 성능지표에 대한 측정점에서 자료를 취득한다. 실험 자료를 얻기 위해 성능시험용 계측기 K-Type 열전대 온도계, 압력전송기를 열성능 계산에 필요한 개소에 설치하였다.⁽³⁾

시험자료 수집을 위해 Fig. 1과 같이 계측기를 설치하고 데이터 취득장치 KEPRI-DAS(Data Acquisition System)를 구축하였다. 공기에열기 전후의 압입송풍기에서 유입된 공기의 양, 온도와 압력을 각각 측정한다. 공기에열기 출구의 과열 공기는 보일러 입구로 들어가고, 보일러 출구에서 대기로 배출되는 고온의 가스는 공기에열기로 유입되면서 각각 가스의 흐름, 온도와 압력을 측정하고 대기에서 들어온 공기와 열전달을 함으로써 열회수 작업을 마치고 대기로 빠져나가게 된다. 따라서 여열이 회수된 양만큼 보일러 손실은 감소한다.

2.2 공기에열기 성능계산

① 가스측 온도효율

가스측 온도효율은 식 (1)과 같이 공기에열기를 통과하는 가스 온도강하와 온도차의 비로 정의된다. 이 때 가스 온도가하는 무누설 온도로 보정되었다.

$$\eta_{AH} = \frac{T_{GI} - T_{GNL}}{T_{GI} - T_{AI}} \times 100 [\%] \tag{1}$$

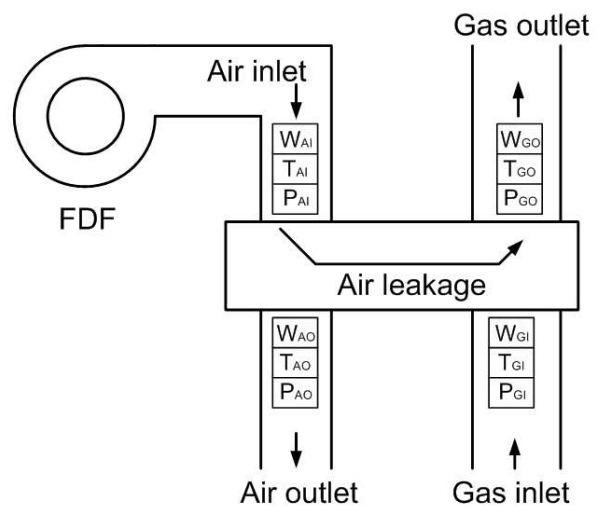


Fig. 1 Locations of measuring instruments at air heater

② 공기누설률

공기에열기 공기누설률은 식 (2)와 같이 공기에열기를 통과하는 가스유량 즉 입구 가스유량 대 누설공기유량의 비로 정의된다.

$$AL = \frac{W_{CO} - W_{CI}}{W_{CI}} \times 100 [\%] \quad (2)$$

③ 열용량비(X-ratio)

열용량비는 식 (3)과 같이 공기에열기를 통과하는 공기의 열용량 대 가스의 열용량의 비로 정의된다. 열용량비는 공기에열기의 열성능 측정이 아닌 운전상태의 측정을 위한 것이다.

$$\text{열용량비} = \frac{AH \text{ 출구 습공기량} \times \text{습공기비열}}{AH \text{ 입구 습가스량} \times \text{습가스비열}} \quad (3)$$

④ 열회수율

보일러에 공급된 연료 1kg의 열량 중 몇 %의 열이 공기에열기에서 회수되었는가를 나타내는 지표로서 열회수율은 식 (4)와 같다.

$$R_{HR} = (Q_{HR} / H_f) \times 100 [\%] \quad (4)$$

⑤ 열관류율

대류 열전달 계수와 전도 열전달 계수의 합성 계수로서 열교환된 열량 Q는 식 (5)와 같다. 식 (5)의 열량 Q는 식 (4)의 Q_{HR}에 시간당 보일러 투입 연료량의 곱으로 계산한다.

$$K = \frac{Q}{A \times \Delta tm} \quad [W/m^2 \text{ } ^\circ C] \quad (5)$$

⑥ 보일러 효율

보일러에 연료가 가지고 들어가는 열량 중 증기발생에 유효하게 사용되지 못한 열량 즉, 열량의 손실을 식 (6)과 같이 정의한다.⁽⁴⁾

$$\eta_B = 1 - \frac{L}{H_f + B} \times 100 [\%] \quad (6)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 계획예방정비에 따른 예열기 성능지표변화

Fig 2는 공기에열기 가스측 온도효율 변화 상태를 보여준다. 설계치 69.15% 대비 A급 계획예방정비 후 가스측 온도효율은 1.31% 저하되었다. 저하된 원인으로는 연료특성과 더불어 설비

의 경년열화가 주된 원인인 것으로 판단된다. 정비 전 66.34% 대비 가스측 온도효율은 1.5% 향상되었다. 향상된 원인으로는 과잉공기량이 적어 가스량이 적고 이에 따른 건배가스손실이 감소하였고, 공기에열기 열소자 교체 및 각각의 밀봉장치 간격을 적절히 조절하고 정비 상태가 매우 효과적으로 이루어져 공기에열기 온도효율이 높은 결과로 분석되었다. Table 1은 열용량비와 열회수율의 변화를 나타낸다. 낮은 열용량비는 공기에열기를 통과하는 가스의 유량이 과다하거나 공기가 공기에열기를 우회하는 것을 나타내므로 설계값 근처의 열용량비로 공기에열기가 작동하도록 조정되어야 하며 A급 OHA를 통해 설계값에 근접함을 볼 수 있다. 식 (5)를 통해 계산한 열회수율은 OHB 대비 A급 OHA의 경우 2.1%, B급 OHA는 1.15% 증가한 결과를 나타냈다.

Fig 3은 공기에열기 열관류율 변화를 보여준다. 설계치 대비 각각 B급 OHA는 2.5 W/m²°C, OHB는 2.45 W/m²°C 감소하였고 A급 OHA 후 열관류율은 설계치 25.7 W/m²°C보다 0.35 W/m²°C 상승하였다. OHB 이후 열관류율 상승 원인으로는 열전달 소자인 열소자 전면 교체에 따른 열전달 능력이 향상되었기 때문이다. 열관류율 저하 원인은 공기에열기 열전달 소자가 사용 시간이 경과하면서 경년열화 및 부식으로 인해 가스가 가지고 나가는 여열을 많이 회수하지 못하고 대기로 방출했기 때문이다. 이러한 원인은 B급 OHA 계획예방 정비시에 열소자를 교체하지 않고 제매만을 실시하는 정비만 시행하여 나타나는 현상으로 판단된다.

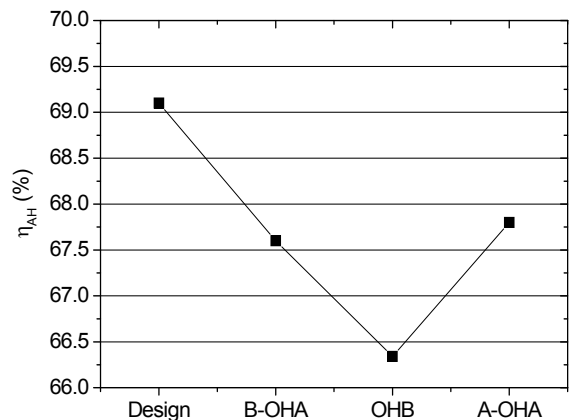


Fig. 2 Gas side temperature efficiency of air heater

Table 1 X-ratio and heat recovery rate of air heater

	Unit	Design	B-OHA	OHB	A-OHA
X-ratio	-	0.77	0.74	0.79	0.788
Heat recovery rate	%	10.55	10.47	9.32	11.42

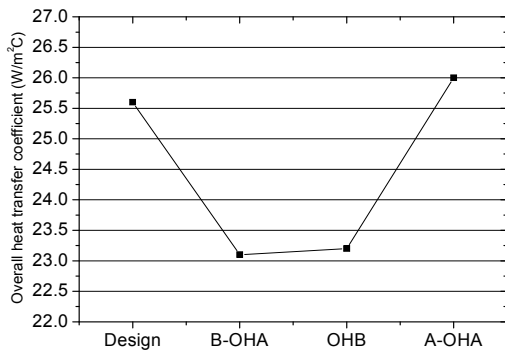


Fig. 3 Overall heat transfer coefficient of air heater

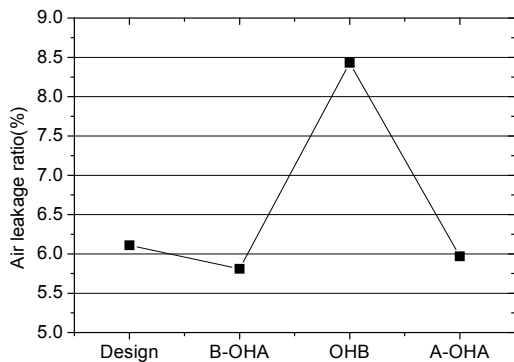


Fig. 4 Air leakage ratio of air heater

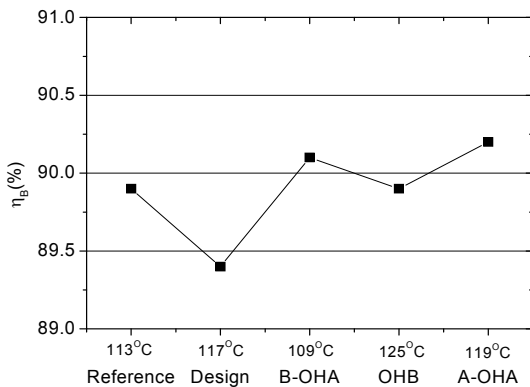


Fig. 5 The effects of gas-outlet temperature on the boiler efficiency

Fig. 4는 공기에열기의 누설률을 나타낸다. 공기누설률 증가 원인은 열소자가 가스 배출 성분 중 황성분과 반응하여 공기에열기 냉단부부분에 부식이 발생하였고 공기 및 가스의 누출을 막기 위한 각각 밀봉장치의 마모와 회전축과 하우징의 간극도 설계치 이상으로 간격이 벌어져 있는 것으로 공기누설의 주된 원인이 된다. A급 OHA 이후 공기누설률은 5.97%로 계획예방정비 전 8.43% 대비 2.46% 감소되었고, 설계치 6.11% 대비로도 0.14% 낮은 수준을 나타내고 있어 정비의 효과가 매우 크다는 걸 확인할 수 있었다. 이는 공기에열기 열소자교체로 인해 열교환이 원활하게 이뤄지고 있으며 공기에열기 밀봉간극 변화에 따른 공기누설량 감소가 주원인이다. 각각의 밀봉장치 간격을 적절히 조정하고 정비 상태가 매우 효과적이었다는 것으로 분석된다.

3.2 가스출구온도 변화로 인한 보일러 효율변화

가스출구온도가 높을수록 보일러 효율은 감소되고 가스출구온도가 낮을수록 보일러 효율은 향상된다. 가스가 가지고 나가는 여열을 공기에열기에서 얼마만큼 회수하는가가 보일러의 효율에 영향을 미치기 때문이다. 가스출구 온도를 대기 온도까지 떨어뜨려서 배출하면 보일러 효율측면에서는 최상이나 공기에열기 저온부식 문제 때문에 최대한으로 가스의 온도를 회수하여 대기로 배출하여야 된다. Fig. 5는 가스출구 온도변화에 따른 보일러 효율변화를 나타낸다. Fig. 5의 기준값(113°C)은 인수성능실험 계측자료를 바탕으로 계산된 값을 의미한다. 설계치와 비교하여 가스출구온도가 낮으면 보일러 효율은 증가하지만 계획예방정비의 범위에 따라서 조금의 차이를 보이고 있다. 실제 보일러의 효율은 배기가스손실, 수분손실, 미연탄 손실 등 여러 가지 손실요인에 의존하기 때문에 OH를 통한 공기에열기의 성능향상만을 실험인자로 평가하기는 어려우나, 자체 보일러 성능평가 프로그램^(3,5)을 활용하여 공기에열기만 고려했을 때 가스출구온도 1°C 증가 시 보일러 효율은 0.02% 감소하며 3°C 증가 시 약 0.06% 감소추세를 나타냈다.

4. 결 론

본 연구수행을 통하여 공기에열기의 계획예방

정비 전과 계획예방정비 후의 성능비교에 중요한 영향을 미치는 성능 인자들에 대한 특성을 비교 분석하고 평가하였다. 공기예열기 가스측 온도효율은 67.84%로 정비 전 66.37% 대비 1.5% 향상되었다. 한편 설계치 69.15% 대비 1.31% 저하되었지만 이는 그 동안의 운전시간 경과에 따른 경년열화를 감안한 성능저하로 분석되었다. 향상된 원인을 분석해 보면 과잉공기량이 적어 가스량이 적고 이에 따른 건배가스손실이 감소하였고, 공기예열기 열소자 교체 및 각각의 밀봉장치 간격을 적절히 조절하고 정비 상태가 매우 효과적으로 이루어져 공기예열기 온도효율이 높은 결과로 분석되었다. 설계치 가스입구온도 그리고 가스출구온도는 각각 347℃, 117℃ 인데 B급 OHA 경우 설계치 대비 가스출구온도가 8℃ 정도 낮음에도 효율향상이 되지 않은 원인으로서는 가스입구온도가 설계치 대비 14℃가 낮아 공기예열기 가스측 온도효율이 설계치 보다는 다소 저하된 것을 알 수 있다. 계획예방정비 전의 경우 가스입구온도가 설계치 보다 낮게 유지되는 반면 가스출구온도가 높아 대기로 나가는 가스온도 상승이 효율저하의 원인이 되었다. A급 계획예방정비 후의 경우 가스입구온도는 설계치 보다 낮은 수준으로 양호한 상태이며 공기예열기 가스측 온도효율 저하에 영향을 미치는 가스출구온도 역시 119℃로 설계치 수준으로 정비 상태가 양호하며 열교환이 잘 이뤄진다는 것을 수치로 나타내고 있다. 열관

류율은 설계치 대비 0.35 w/m²℃ 상승하였다. 열관류율 상승 원인으로서는 열전달 소자인 열소자 전면 교체에 따른 열전달 능력이 향상되었기 때문이다. 공기누설률에 있어서도 5.97%로 설계치 6.11%, B급 계획예방정비 후 5.81% 대비 각각 2.32%, 2.62% 감소되었다. 공기누설률 감소 원인은 공기예열기 열소자교체로 인해 열교환 능력이 향상되었으며 공기예열기 밀봉간극 변화에 따른 누설량 감소가 주원인으로 판단된다. 각각의 밀봉장치 간격을 적절히 조정하고 정비 상태가 매우 효과적이었다는 것으로 분석되었다.

참고문헌

- (1) KEPRI R&D center, 1983, Air-heater, Korea Electric Power Research Institute.
- (2) ASME PTC Performance Test Code 4.3 "Air Heater," 1993, ASME, New York.
- (3) KEPRI Power Generation Laboratory, 1996, Guidebook for Analyzing Thermal Powerplant, Korea Electric Power Research Institute.
- (4) ASME PTC Performance Test Code 4 "Boiler," 1998, ASME, New York.
- (5) KEPRI Power Generation Laboratory, 2007, Guidebook for Analyzing Thermal And Combined Cycle Power Plant, Korea Electric Power Research Institute.