

하절기 기화냉각장치 설치에 따른 가스터빈 성능변화

정현조*, 유호선**†, 문승재**

*한국중부발전(주), **†승실대학교 기계공학과, **한양대학교 기계공학부

Performance Change of Gas Turbine with a Evaporation Cooling System in Summer Season

Hyeon-Jo Chung*, HoSeon Yoo**†, Seung-Jae Moon**

*Korea Midland Power Corp., Boryeong 33439, Korea

**† Department of Mechanical Engineering, Soongsil University, Seoul 06978, Korea

** School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 04763, Korea

ABSTRACT : This study analyzed the change of gas turbine performance with air temperature decrease by the evaporation cooling system in summer season. Gas turbine performance was tested on the condition that ambient temperature is 29 ± 1 °C. As a result, Air temperature at the compressor inlet was decreased by 4.12 °C after the installation of evaporation cooling system. Decreased air temperature followed by increased air density affected gas turbine performance, Which increased compressor pressure ratio by 0.27, improved compressor efficiency of 0.29 %p, improved gas turbine enthalpy drop efficiency of 0.31 %p, improved the gas turbine efficiency by 0.44 %p, improved electric power output by 4,489 kW. On the other side, the influence of the humidity increase and flow resistance increase was negligible.

초 록 : 본 연구는 하절기 가스터빈 압축기 입구에 설치된 기화냉각장치로 인하여 저하된 공기온도가 가스터빈 성능에 어떠한 변화를 미치는지에 대하여 해석하였다. 연구 대상은 인천화력본부 가스터빈 3호기이며, 기종은 Siemens SGT6-4000F(V 84.3A)이다. 기화냉각장치 설치 전후를 비교하기 위하여 특설계측기를 설치하였으며, 2015년 8월 3일에서 14일 까지 11시부터 15시 사이에 대기온도 29 ± 1 °C 조건에서 설치 전후 각각 5회씩 총 10회에 걸쳐 정밀성능시험을 시행하고 각각의 평균값을 적용하였다. 시험 결과, 가스터빈 압축기 입구 공기온도 4.12 °C 저하로 공기 밀도가 증가되어 압축기 압력비는 0.27 증가, 압축기 효율은 0.29 %p 상승, 가스터빈 엔탈피강하 효율은 0.31 %p 증가하였고, 가스터빈 효율은 0.44 %p, 출력은 4,489 kW가 증대되는 효과를 얻을 수 있었으며, 습도 및 유동저항 증가에 따른 영향은 미미하였다.

Key words : Gas Turbine(가스터빈), Efficiency(효율), Evaporation Cooling System (기화냉각장치) Compressor (압축기), Electric Power (출력)

- 기호설명

HI_{max} : 가스터빈의 총 입열량(kcal/h)

M_f : 연료의 질량 유량(kg/h)

HHV : 연료의 고위발열량(kcal/kg)

HR_{max} : 열소비율(kcal/kW)

P_{max} : 전기출력(kW)

η_m : 가스터빈 효율 (%)

γ_p : 압축기 압력비

η_i : 엔탈피 강하 효율 (%)

RH : 상대습도(%)

† Corresponding author

E-mail address: hsyoo@ssu.ac.kr

1. 서론

1.1 연구 배경

최근 지구 온난화 가속화를 방지하고자 온난화의 주요 원인이 되는 CO₂ 감축 요구가 거듭 요구되고 있는 상황에서, 2015 파리 기후 협약 이후 국내 발전 산업에도 그 협약에 대한 이행요구가 거세지고 있는 실정이다. 하지만, 우리나라의 경우 CO₂ 감축에 적극 동참하기 위해 국내 전력 생산의 주축을 이루고 있는 석탄화력 발전소의 발전량을 감축시키거나 석탄화력 신규 건설을 쉽게 포기할 수 없는 상황이다. 그나마, 그 대안으로 CO₂ 배출량이 적은 원자력 및 복합화력 발전소의 가동률을 높여 안정적 전력수급을 이어나갈 수밖에 없는 상황이다. 그 중 가스터빈은 하절기 대기온도 상승 시 공기밀도 저하로 출력이 저하되는 특성을 가지고 있다. 본 연구에서는 가스터빈 압축기 입구에 기화냉각장치를 설치하고, 이 장치를 통해 저하된 공기온도가 가스터빈 성능변화에 어떠한 영향을 미치는지 해석하고자 하였다.

1.2 연구 내용

하절기 높은 대기온도 조건에서 가스터빈 출력을 향상시킬 수 있는 방법을 모색하던 중 인천화력본부에서는 가스터빈 출력을 증대하고자 가스터빈 3호기에 기화냉각장치 설치하였다. 본 연구에 사용된 기화냉각장치는 하절기 높은 온도의 공기가 젖은 습식매질을 통과하면서 온도가 저하되는 원리를 이용한 것으로, 가스터빈에 압축기 입구에 노즐을 사용하여 물을 분사하는 기존 방식과는 다른 것이며, 본 장치는 대용량 가스터빈에 적용된 최초의 사례이다.

본 연구에서는 기화냉각장치 설치 후의 가스터빈 출력과 효율 변화는 물론, 가스터빈 성능에 영향을 미치는 압축기의 성능변화를 해석하고자 하였다. 본 연구는 2015년 8월 3일에서 14일까지 11시에서 15시 사이에 대기온도 29±1 °C 조건에서 정밀계측기를 설치하고, 설치 전후 각각 5회씩 총 10회에 걸쳐 성능시험을 시행하였으며, 각각의 값의 평균값을 최종 적용하였다. 온도 저하에 따른 가스터빈 효율, 엔탈피 강하 효율, 압축기 압력비, 압축기 효율 변화, 습도 상승 및 유동저항 증가가 가스터빈에 어떠한 영향을

줄 수 있는 지에 대하여 해석하였다. 가스터빈 압축기 입구온도 4.12 °C 저하로 압축기 입구로 들어오는 공기 밀도가 증가되어 압축기 압력비는 0.27 증가, 압축기 효율은 0.29%p 상승, 가스터빈 엔탈피강하 효율은 0.31%p가 증가하였으며, 가스터빈 효율은 0.44%p, 출력은 4,489 kW가 증대되는 효과를 얻을 수 있었다. 성능 시험 결과, 가스터빈 압축기 입구 공기온도 저하로 출력과 효율이 증가되는 긍정적인 영향이 압축기 유동저항 및 습도 증가로 인해 저하되는 출력과 효율에 비해 훨씬 큰 것을 알 수 있었다. 본 연구 결과, 전력수요가 집중되는 하절기에 기화냉각장치 설치를 통한 가스터빈 출력 향상 방안은 전력수급 안정화에 크게 기여할 수 있을 것으로 판단되었다.

2. 연구대상 플랜트

2.1 가스터빈 및 압축기

본 연구는 인천화력본부 가스터빈 3호기를 대상으로 하였다. 이 설비의 사양¹⁾ 중 전기출력은 160,000 kW이고, 효율은 34.37%이며, Siemens에서 제작한 SGT6-400F(V 84.3A) 기종이다. 가스터빈의 냉각방식은 필름 냉각 방식이고, 가스터빈은 4단, 압축기는 15단으로 이루어졌으며, 압축기의 압력비 17.1 이고, 압축기 효율은 88.04%이다. 연소기는 환상형(annular) 구조로 되어 있으며, 연소온도 즉, 터빈입구온도(turbine inlet temp, TIT)는 1,230°C 이고, 가스터빈 출구 온도는 594°C이다.

Fig. 1은 가스터빈 개략도와 연소용 공기흐름²⁾을 나타낸 그림이다. 공기는 가스터빈 입구 필터를 거쳐 흡입되어 공기덕트를 지나 압축기로 흡입된다. 그리고 연소기에서 공기와 연료가 혼합되어 연소가 이루어지고 가스터빈에서 열팽창 후 연돌을 통해 대기로 배출된다. 등근 점선은 본 연구의 대상인 기화냉각장치의 설치 위치를 표시한 것으로, 본 그림은 기화냉각장치가 설치되지 않은 상태의 개략도이며 설치 후의 모습은 점선부분을 확대하여 Fig. 2에서 자세히 설명하였다.

2.2 기화냉각장치

Fig. 2는 본 연구의 대상인 기화냉각장치가 설치된 압축기 흡입 덕트를 나타낸 그림이다. 본 연구에 적용된 기

하절기 기화냉각장치 설치에 따른 가스터빈 성능변화

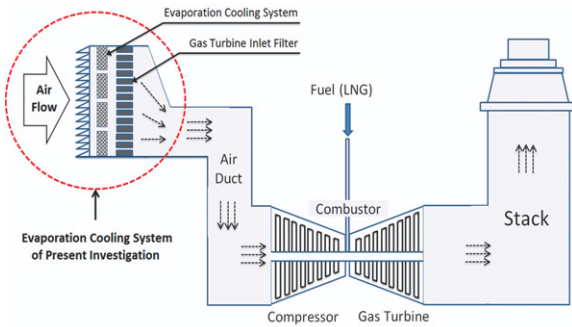


Fig. 1 Gas Turbine & Air Flow Schematic

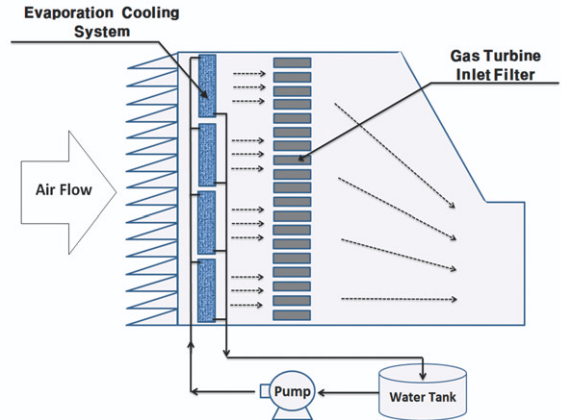


Fig. 2 Evaporation Cooling System Schematic

화냉각 장치는 공기와 물의 직접적인 접촉에 의한 물의 증발과정을 통하여 공기온도를 저하시키는 증발냉각 방식을 채택하였다. 기화냉각장치는 가스터빈 압축기 입구 필터 전단에 천연펄프로 제작된 습식매질을 설치하고, 급수펌프를 이용하여 순수탱크의 물을 습식매질에 고르게 뿌려 압축공기 흡입 시 증발 냉각이 이루어지도록 설계되었다. 증발이 이루어지고 남은 물은 배수라인을 통하여 순수탱크로 재순환된다. 이 장치는 하절기의 높은 대기 공기가 가스터빈 압축기로 들어가는 과정에서 물에 젖은 습식매질을 통과하고 직접적인 접촉이 이루어지면서 증발냉각이 이루어지는 시스템으로, 높은 온도의 대기 공기를 습구 온도까지 저하시킬 수 있다. 기화냉각치의 소재는 천연펄프 재질로 제작되었으며, 벌집 모양으로 이루어졌으며, 폭, 높이 그리고 두께는 각각 $2,080 \times 1,420 \times 150$ mm 이며, 테두리는 알루미늄으로 감싸진 형태이다. 또한, 사용하지 않는 시기에 대비하여 탈부착이 용이하도록 제작되어 있다.

3. 가스터빈 성능시험

3.1 시험 장치

3.1.1 계측기 설치

Table 1은 성능시험 시 정확한 데이터를 취득하기 위해 사용한 계측기 항목이다. 다수의 데이터를 취득하기 위하

Table 1 Measurement Instrument List

Measurement Instrument	Type	Uncertainty	Unit	ea
Data Acquisition System	-	-	-	1
Watt-Hour Meter	-	0.2 %	kW	1
Transmitter	4~20mA	0.1 %	bar	4
Thermocouple	E-type	0.4°C	°C	12
Fuel Gas Flow	Turbine Meter	0.25 %	m ³	1

여 자동데이터 취득 장치(data acquisition system, DAS)를 설치하고, 전력량계, 압력계 그리고 온도계를 설치하여 운전 값을 측정하였다. 상기 계측기에 대하여 설치 전 교정 성적서를 확인하고, 예비시험을 실시하여 시험 불확도³⁾를 확인한 후 시험을 수행하였다. 가스 연료량은 발전소에 설치되어있는 터빈식 체적유량계를 사용하여 소비량을 취득하였으며, 특설 계측기 설치가 불가능 경우에는 발전소에 설치된 계측기의 출력 값을 병행하여 사용하였다.

3.1.2 측정 위치

Fig. 3은 가스터빈 성능 해석을 위해 설치한 계측기의 위치를 나타낸 것이다. 계측기는 전력량계, 연료량계, 압력계, 온도계 그리고 습도계로 구성되어 있다. 전력량계는 발전기 단자함에 연결하여 설치하고, 터빈 유량계 설치 위치는 연소기 전단의 가스배관이다. 가스터빈 압축기 입구

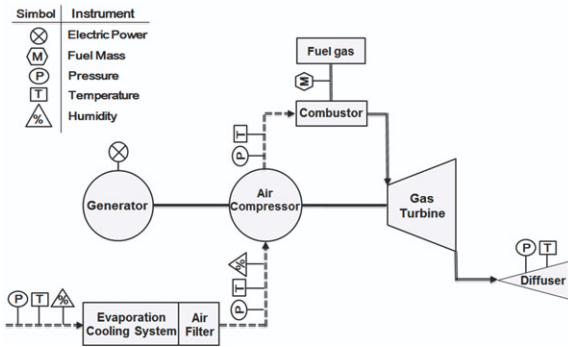


Fig. 3 Measurement Points for Performance Test

공기 온도를 측정하기 위하여 기화냉각장치 전단에 온도계를 9개 설치하였는데, 이는 ASME PTC 22^[4]에서 권고한 기준에 입각하여 공기 흡입구 100 ft² 당 온도계 1개를 설치하여 총 9개의 온도계를 설치하였다^[5]. 또한, 가스냉각장치 전단의 압력과 습도를 측정하기 위하여 압력계와 습도계를 설치하였고, 가스냉각장치를 지난 후단에도 압력계, 온도계 그리고 습도계를 설치하였다. 그리고 압축기 출구 및 가스터빈 출구에 압력계와 온도계를 각각 설치하여 데이터를 취득하였다.

4. 가스터빈 성능 해석

4.1 성능시험 데이터 분석

기화냉각장치를 설치함으로써 변화된 가스터빈 압축기

Table 2 Calculation Data before & after Installation of the System

Items	Unit	Before	After
Electric Power	kW	159,599	164,088
Gas Turbine Efficiency	%	33.14	33.58
Gas Turbine Enthalpy Drop Efficiency	%	89.46	89.77
Compressor Pressure Ratio	-	16.39	16.66
Compressor Efficiency	%	88.14	88.43

입구 조건으로 온도는 설치 전 29.45℃에서 25.33℃로 4.12℃ 저하되었고, 유동저항은 44.15 mmH₂O에서 58.38 mmH₂O로 14.23 mmH₂O 증가하였으며, 습도는 75.37%에서 96.07%로 20.70%p 증가하였다. 이렇게 변화된 입구조건으로 압축기 출구 압력은 16.69 kgf/cm²에서 16.93 kgf/cm²로 0.24 kgf/cm² 증가하였고, 압축기 출구 온도는 435.50℃에서 428.48℃로 7.02℃ 저하되었으며, 가스터빈 출구 온도도 578.55℃에서 573.02℃로 5.53℃ 저하되었다. 또한, 가스터빈 출력은 159,599 kW에서 164,088 kW로 4,489 kW 증가하였고, 연료 사용량도 458 kg/h 증가 하였다.

4.2 가스터빈 효율 계산

가스터빈으로 인입되는 총 입열량^[4] HI_{meas} 은 식(1)로 표현할 수 있다.

$$HI_{meas} = M_f \times HHV \quad (1)$$

여기서, HI_{meas} (heat input measured)는 총 입열량, M_f (fuel mass)는 연료의 질량 유량, HHV (higher heating value)는 연료의 고위발열량을 의미한다. 그리고 열소비율^[4] HR_{meas} 은 전기출력에 대한 총 입열량의 비로 계산할 수 있으며 식(2)으로 표현할 수 있다.

$$HR_{meas} = \frac{HI_{meas}}{P_{meas}} \quad (2)$$

HR_{meas} (heat rate measured)는 열소비율, P_{meas} (power

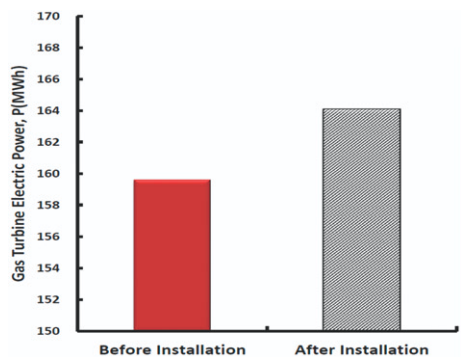


Fig. 4 Gas Turbine Electric Power Change

하절기 기화냉각장치 설치에 따른 가스터빈 성능변화

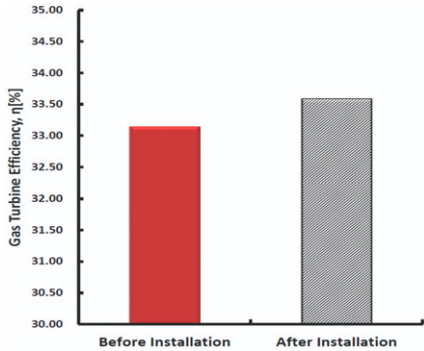


Fig. 5 Gas Turbine Efficiency Change

measured)는 전기출력을 의미하고, HI_{meas} 는 총 입열량으로 식(1)에서 계산될 수 있다. 열소비율 HR_{meas} 의 표시 단위는 단위로 표현된다. 이렇게 구한 열소비율을 역으로 나타내면 가스터빈의 효율^[4] η_{th} (thermal efficiency)이 표현되는데 식(3)으로 나타낼 수 있다.

$$\eta_{th} = \frac{1}{HR_{meas}} \quad (3)$$

4.3 성능시험 결과 분석

Table 2는 가스터빈 성능지표가 되는 주요항목들에 대한 변화를 나타낸 것이다. 출력 변화를 보면, 설치 전 159,599 kW에서 164,088 kW로 4,489 kW 증가하였고, 이 출력 증가분을 비율로 나타내면 2.8% 상승되었음을 알 수 있었다. 가스터빈의 효율은 기화냉각장치 설치 전 33.14%에서 설치 후 33.58%로 0.44%p 증가하였고, 엔탈피 강하 효율도 설치 전 89.46%에서 설치 후 89.77%로 0.31%p 상승되었음을 알 수 있었다. 기화냉각장치를 설치함으로써 입구공기 온도가 4.12°C 저하되어, 압축기 압력비는 설치 전 16.39에서 설치 후 16.66으로 0.27 상승되었음을 알 수 있었으며, 압축기 효율 또한, 설치 전 88.14%에서 설치 후 88.43%로 0.29%p 만큼 상승되었음을 알 수 있었다.

Fig. 4는 기화냉각장치 설치로 인해 가스터빈 출력이 설치 전 159,599 kW에서 164,088 kW로 4,489 kW 증가되었음을 보여주는 그래프이다. 가스터빈 압축기 입구온

도가 29.45°C에서 25.33°C로 4.12°C 저하됨에 따라 공기 밀도는 기화냉각장치 설치 전 1.1144 kg/m³에서 설치 후 1.1270 kg/m³로 증가되어 0.0126 kg/m³ 만큼 밀도가 증가되었다. 밀도가 증가했다는 것은 압축기로 인입되는 동일체적당 공기량이 그만큼 증가되었음을 알 수 있는 것이고, 가스터빈으로 인입되는 공기량이 증가된 만큼 연료량 또한, 장치 설치 전 31,738 kg/h에서 설치 후 32,196 kg/h로 458 kg/h 만큼 연료 소비량이 증가되었음을 알 수 있었다. 낮아진 공기온도로 인해 가스터빈 출구 온도가 저하되면 가스터빈입구 온도 1,230°C를 유지하기 위해 연료량은 증가^[8]된다. 압축기 입구온도 저하로 인한 출력 증대 효과는 상당히 있음을 본 연구를 통해 알 수 있었다.

Fig. 5는 기화냉각장치 설치로 인해 가스터빈 효율이 설치 전 33.14%에서 설치 후 33.58%로 0.44%p 증가되었음을 나타내는 그래프이다. 가스터빈 효율을 구하기 위한 가스터빈의 총 입열량은 420,116 Mcal/h이다. 이때 사용된 연료 유량은 32,196 kg/h이고 방열량은 13,048 kcal/kg이다. 구해진 총 입열량과 측정된 출력 164,088 kW로 구한 열소비율은 2,560.31 kcal/kWh이다. 기화냉각장치 설치 후 증가된 가스터빈 효율은 33.58%이다. 또한, 가스터빈 열팽창 정도를 나타내는 엔탈피 강하 효율은 기화냉각장치 설치 전 보다 상승된 가스터빈 입구 압력으로 인하여 상승되었는데, 기화냉각장치 설치 전 89.46%에서 설치 후 89.77%로 0.31%p 상승되었음을 알 수 있었다.

Fig. 6은 기화냉각장치 설치로 인해 압축기 효율이 설치 전 88.14%에서 설치 후 88.43%로 0.29%p 만큼 증가되었음을 보여주는 그래프이다. 기화냉각장치 설치 후 압축기 입구온도가 4.12°C 저하되고 공기 밀도가 증가됨에 따라 압축기로 인입되는 공기 질량 유량이 증가되어 압축기는 더 많은 공기를 압축할 수 있게 되었다. 압력변화를 살펴보면 설치 전 압축기 입구압력은 1.0184 kgf/cm², 출구압력은 16.69 kgf/cm²이었고, 설치 후 입구압력은 1.0160 kgf/cm², 출구압력은 16.93 kgf/cm²이었다. 설치 전후 압축기 출구 압력 변화를 보면 0.24 kgf/cm² 만큼 상승되었음을 알 수 있었다. 압축기 압력비를 계산해 보면 압력비는 16.39에서 16.66로 0.27 상승됨을 알 수 있고, 압축기 효율을 계산하면, 설치 전 88.14%에서 설치 후 88.43%로 0.29%p 만큼 증가되었음을 알 수 있었다.

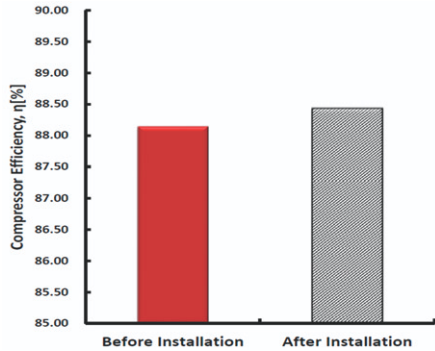


Fig. 6 Compressor Efficiency Change

4.4 습도 변화의 영향

기화냉각장치 설치 전후로 변화된 습도는, 기화냉각기 설치 전 75.37%에서 설치 후 96.07%로 20.70%p 증가되었다. 그 결과, 공기 중 습분량은 0.01961 kg/kg · Dryair 에서 0.01987 kg/kg · Dryair 으로 0.00026 kg/kg · DryAir 만큼 증가하였음을 알 수 있었다. 하지만, 습도 변화가 가스터빈 출력과 효율에 미치는 직접적인 영향을 수치적으로 계산하는데 한계가 있어, 제작사에서 제공하는 보정곡선¹¹⁾을 이용하여 변화되는 출력과 효율을 추정할 수 있었다. 습도로 인하여 변화되는 가스터빈 효율은 0.05% 감소하는 것을 알 수 있었고, 가스터빈 출력은 163 kW 감소하는 것을 알 수 있었다.

4.5 유동저항 변화의 영향

가스터빈 압축기 입구 필터 앞단에 기화냉각장치를 설치함으로써 유동저항이 증가 되는데, 이 유동저항은 가스터빈 입구 공기의 흐름을 방해하여 압축기의 공기 압축일을 방해하는 요소이다.¹⁷⁾ 이러한 유동저항이 가스터빈 출력과 효율에 어떠한 영향을 미치는가에 대하여 연구하고자 하였다. 하지만, 유동저항 변화의 영향 또한, 습도의 영향과 마찬가지로 가스터빈 출력과 효율에 미치는 직접적인 영향을 수치적으로 나타내는데 한계가 있어, 제작사에서 제공하는 보정곡선¹¹⁾을 이용하여 유동저항으로 인하여 변화되는 출력과 효율을 추정할 수 있었다. 본 연구를 통해 측정된 유동저항은 기화냉각장치 설치 전 44.15 mmH₂O 에서 설치 후 58.38 mmH₂O 로 14.23 mmH₂O 증가하였다. 유동저항으로 인하여 변화되는 가스터빈 효율은 0.017%

감소하는 것을 알 수 있었고, 가스터빈 출력은 298 kW 감소하는 것을 알 수 있었다

5. 결론

본 연구는 기화냉각장치 설치로 저하된 가스터빈 압축기 입구 공기온도가 가스터빈 성능에 어떠한 영향을 미치는지에 대한 것이다. 설치 전후를 비교하기 위하여 2015년 8월 3일에서 14일까지 11시에서 15시 사이에서 대기온도 29 ± 1℃ 조건하에 성능시험을 수행하였고, 장치 설치 전후 각각 5회씩 총 10회에 걸쳐 취득한 데이터는 그 평균값을 적용하였다. 그리고 상대습도 상승 및 유동저항 증가가 가스터빈 효율과 출력에 미치는 영향에 대해서는 제작사에서 제공한 보정곡선을 이용하여 추정하였다. 이러한 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 기화냉각장치 설치로 가스터빈 압축기 입구온도가 4.12℃ 저하됨에 따라 공기 밀도는 증가되었고, 그 결과로 압축기 압력비가 0.27 증가, 압축기 효율은 0.29%p 상승, 가스터빈 엔탈피강하 효율 또한, 0.31%p가 상승하여 가스 터빈 효율은 0.44%p, 출력은 4,489 kW 가 증가되는 효과를 얻을 수 있었다.
2. 기화냉각장치 설치 이후 상대습도로 인해 저하된 효율과 출력은 각각 0.05% 와 163 kW 이고, 유동저항으로 인해 저하된 효율과 출력은 각각 0.017% 와 298 kW로 추정할 수 있었으며, 그 저하 폭은 압축기 입구 공기온도 저하로 인해 출력과 효율이 증가되는 긍정적인 효과보다 매우 작은 것을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국에너지기술연구원 “복합발전 플랜트 안전 운영을 위한 취약노드 기술 개발” 과제의 연구비지원(과제번호 20141010101850)에 의해 수행되었습니다.

참 고 문 헌

1. 홍은기의 2명, 2009, 인천복합 인수성능시험 결과 보고서, 한국전력연구원, pp 4~6.

하절기 기화냉각장치 설치에 따른 가스터빈 성능변화

2. 조형래, 2012, 발전플랜트 성능시험 및 진단, 한전 KPS(주), pp 381.
3. ASME PTC 46, 1996, Performance Test Codes Overall Plant, pp 3~4.
4. ASME PTC 22, 2005, Performance Test Codes on Gas Turbines, pp 32~38.
5. 홍은기외 7명, 2006, 화력 및 복합발전소 성능시험지침서, 한국전력연구원, pp 9~15.
6. 홍은기외 7명, 2006, 화력 및 복합발전소 성능시험지침서, 한국전력연구원, pp 182~183.
7. 노승탁, 2014, 최신공업열역학, 문운당, pp 273~290. 