

## 냉각공기 예냉각을 통한 가스터빈 설계변수 변화에 의한 복합발전시스템 성능향상 분석

권현민\* · 김동섭\*\*† · 강도원\*\*\* · 손정락\*\*\*

### Analysis of Performance Enhancement of a Combined Cycle Power Plant by the Change of Design Parameters of Gas Turbine Using Coolant Pre-cooling

Hyun Min Kwon\*, Tong Seop Kim\*\*†, Do Won Kang\*\*\*, Jeong Lak Sohn\*\*\*

*Key Words* : Combined Cycle Power Plant(복합발전 플랜트), Coolant Pre-cooling (냉각공기 예냉각), Gas Turbine(가스터빈), Performance Enhancement(성능 향상)

#### ABSTRACT

Turbine blade cooling is one of the major technologies to enhance the performance of gas turbine and combined cycle power plants. In this study, two cases of coolant pre-cooling schemes were applied in combined cycle power plant: decrease of coolant mass flow needed to cool turbine blade and increase of turbine inlet temperature (TIT). Both schemes are benefited by the decrease of coolant temperature through coolant pre-cooling. Under the same degree of pre-cooling, increasing TIT exhibits larger plant power boost and higher plant efficiency than reducing coolant flow. As a result, the former produces the same gas turbine power with a much smaller degree of pre-cooling than the latter. Another advantage of increasing TIT is a higher plant efficiency. Even with an assumption of partial achievement of the theoretically predicted TIT, the method of increasing TIT can provide considerably larger power output.

#### 1. 서 론

보다 높은 성능의 가스터빈 설계를 위해서 많은 연구들이 수행되어지고 있으며, 이를 통해 가스터빈의 주요 설계변수는 개선되어 왔다. 현재 가장 높은 성능의 발전용 가스터빈은 40% 이상의 효율을 나타내고 있으며, 이를 기반으로 한 복합발전 플랜트의 효율은 60% 이상을 달성한 상태이다.<sup>(1,2)</sup> 가스터빈 주요 제작사에서는 더 높은 성능의 가스터빈을 개발하여 2020년에서 2025년 사이에 65%급의 효율을 갖는 복합발전 플랜트를 실현하는 것을 목표로 삼고 있다.<sup>(3,4)</sup> 가스터빈 성능 향상과 관련된 개발 및 연구가 진행되면서 터빈 입구온도인 TIT (Turbine Inlet Temperature)는 지속적으로

로 증가되어 왔다. 즉, 가스터빈의 성능 향상을 위해서는 TIT가 중요한 변수로 작용한다.<sup>(5)</sup> 하지만 터빈 블레이드의 내구성과 관련하여 증가시킬 수 있는 TIT의 한계가 존재한다. 따라서 가스터빈 성능 향상을 위해 높아지는 TIT에서도 터빈 블레이드가 견딜 수 있도록 TBC (Thermal Barrier Coating)<sup>(6)</sup>와 고효율의 냉각기술<sup>(7)</sup>이 연구 및 개발되어 가스터빈의 설계에 적용된다.

일반적으로, 터빈 블레이드는 압축기에서 추기되는 일부의 공기를 이용하여 냉각시킨다. 이러한 냉각공기를 터빈 블레이드 냉각에 사용하기 이전에 미리 예냉각하는 연구 및 가스터빈 설계 사례<sup>(8,9)</sup>가 있었다. 본 연구에서는 이러한 냉각 공기 예냉각 시스템에 초점을 맞췄으며, 이를 가스터빈 및

\* 인하대학교 대학원(Graduate School, Inha University)

\*\* 인하대학교 기계공학과(Dept. of Mechanical Engineering, Inha University)

\*\*\* 한국기계연구원(Korea Institute of Machinery & Materials)

† 교신저자, E-mail : kts@inha.ac.kr

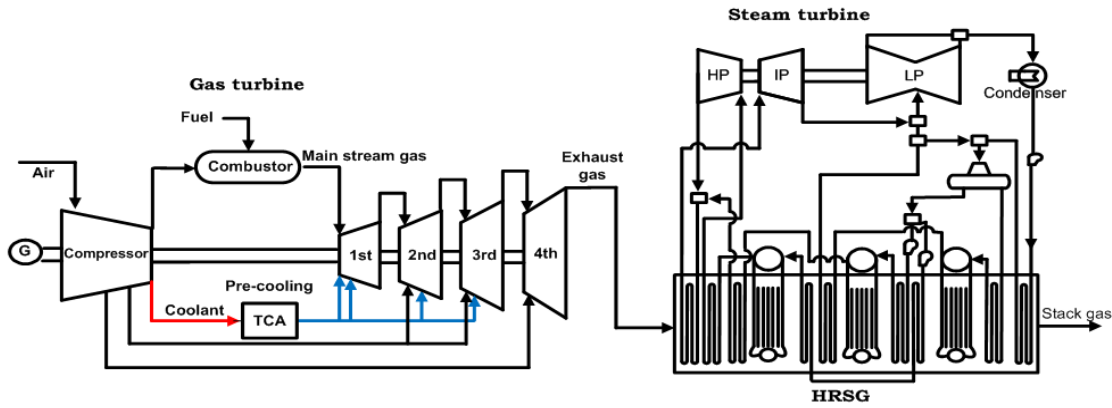


Fig. 1 Configuration of combined cycle power plant adopting coolant pre-cooling system

Table 1 Design parameters of the virtual gas turbine

Design parameters	Value
Air flow (kg/s)	650
Pressure ratio	22.0
Turbine inlet temperature (°C)	1550
Turbine rotor inlet temperature (°C)	1467
Turbine exhaust temperature (°C)	620
Compressor isentropic efficiency (%)	90.0
Turbine stage efficiency (%)	87.0
Total coolant mass flow relative to compressor inlet air flow (%)	19.1
1st nozzle coolant mass flow relative to compressor inlet air flow (%)	7.8
Gas turbine power (MW)	330
Gas turbine efficiency (%)	41.8
Combined Cycle power (MW)	491
Combined Cycle efficiency (%)	62.1

복합발전 플랜트에 적용하였을 때 시스템 성능이 어떻게 변화하는지를 분석하였다. 특히, 선행 연구<sup>(5)</sup>에서는 예냉각을 통해서 터빈 블레이드를 냉각시키기 위해 요구되어지는 냉각공기의 유량을 감소시키는 방법을 사용하였다. 하지만, 본 연구에서는 예냉각을 통해 냉각공기의 온도가 감소함에 따라 가스터빈의 TIT를 상승시키는 방법을 고려하였고, 이를 적용한 가스터빈 및 복합발전 플랜트의 성능 변화를 이전 연구에서 적용한 예냉각법<sup>(5)</sup>과 비교하였다.

## 2. 시스템 모델링

### 2.1 기존 복합발전 시스템

현재 H급 가스터빈이 가장 높은 성능을 나타내고 있으며, 이와 관련된 설계변수를 참고하여 비슷한 성능을 나타내는 가상의 가스터빈을 모델링하였다. 해석에는 GateCycle<sup>(10)</sup>을 사

Table 2 Combined cycle specification

Design parameters	Value
HRSG HP Pressure (bar)	165
HRSG IP Pressure (bar)	40
HRSG LP Pressure (bar)	5
HP inlet temperature (°C)	600
IP inlet temperature (°C)	600
LP inlet temperature (°C)	295
HP turbine efficiency (%)	92.2
IP turbine efficiency (%)	93.7
LP turbine efficiency (%)	85.9
Total steam turbine power (MW)	161

용하였다. 3 가지(7HA.02, SGT6-8000H, M501J)의 H급 가스터빈 사양<sup>(11-13)</sup>을 참고하여 각 가스터빈의 설계 변수를 계산하였으며, Table 1과 같이 평균적인 H급 성능을 갖는 가상의 가스터빈 성능 사양을 도출하였다. 이 때, TRIT (Turbine Rotor Inlet Temperature)와 TET (Turbine Exhaust Temperature)는 각각 터빈 첫단 로터입구온도와 배기가스 온도를 나타낸다. 복합발전 플랜트의 순 출력과 효율을 계산하기 위해서 다음과 같은 식이 적용되었다.

$$\dot{W}_{CC,net} = \dot{W}_{GT} + \dot{W}_{ST} \quad (1)$$

$$\eta_{CC,net} = \frac{\dot{W}_{CC}}{(\dot{m} \times LHV)_{Fuel}} \quad (2)$$

식 (1)~(2)에서  $\dot{W}$ ,  $\eta$ ,  $\dot{m}_{fuel}$ , LHV (Low Heating Value)는 각각 시스템의 출력, 효율 그리고 연료의 유량과 저위 발열량을 나타낸다. 또한 하첨자 CC는 복합발전 플랜트, GT는 가스터빈, 그리고 ST는 스팀터빈을 의미한다. 하부 사이클의 경우, NETL 보고서<sup>(14)</sup>를 참고하여 Table 2와 같은 설계 조건으로 모델링을 수행하였다. Fig. 1에서는 이렇게 모델링된 가스터빈과 하부 사이클을 결합한 기본적인 복합발전 플랜트의 구성도를 나타내고 있다. 그림에서는 냉각공기 예냉

Table 3 Coolant mass flow relative to compressor inlet air flow

Coolant mass flow relative to compressor inlet air flow	Value
1st nozzle	7.8%
1st rotor	4.5%
2nd nozzle	3.3%
2nd rotor	2.1%
3rd nozzle	0.7%
3rd rotor	0.5%
4th nozzle	0.2%

각기(TCA)가 추가되어 압축기에서 추기되는 냉각공기를 예냉각하는 시스템 또한 포함되어 있는데 이에 대해서는 2.2절에서 설명하도록 한다.

냉각공기를 예냉각하는 복합발전 시스템에서 냉각공기의 초기 설계 조건을 합리적으로 설정하는 것 또한 중요하기 때문에 문헌<sup>(8)</sup>을 참고하여 이와 유사하게 각 단의 터빈에 냉각공기를 분배하였다(Table 3).

### 2.2 냉각공기 예냉각을 적용한 복합발전 시스템

본 연구에서는 Fig. 1과 같이 TCA를 통한 예냉각을 압축기 끝단에서 추기되는 냉각공기에만 적용을 하였다. 일반적으로 터빈 블레이드를 냉각시키기 위해 사용되어지는 냉각공기의 절반 이상은 터빈 첫 단에서 사용되어진다. 또한, 압축기에서 추기되는 냉각공기 중에서도 끝단에서 추기되는 냉각공기가 가장 높은 온도를 갖기 때문에 예냉각의 효과가 가장 크다. 즉, 터빈 첫 단에 사용되어지는 냉각공기 조건의 변화는 시스템 성능 변화에 큰 영향을 미치게 된다.

냉각공기의 예냉각이 복합발전 플랜트의 성능에 어떠한 영향을 미치는지 분석해보기 위해서 예냉각을 통해 감소하는 냉각공기의 온도 범위( $\Delta T_c$ )를 0~100°C로 설정하였다. 여기서 T는 온도를 의미하며, 하첨자 c는 냉각공기를 의미한다. 예냉각을 통해서 냉각공기의 온도가 감소하게 되면, 냉각공기의 기존 설계점 조건과 달라지므로, 이러한 변화를 고려하기 위해서 아래의 식을 참고<sup>(15,16)</sup>하였다.

$$\phi = \frac{T_g - T_b}{T_g - T_c} \quad (3)$$

$$\frac{\dot{m}_c c_{p,c}}{\dot{m}_g c_{p,g}} = C \frac{\phi}{1-\phi} \quad (4)$$

식 (3)에서 하첨자 g, b는 각각 가스 및 터빈 블레이드를 의미한다. 이 때, 터빈 블레이드의 온도는 문헌<sup>(15)</sup>을 참고하여 계산을 수행하였다.  $\phi$ 는 터빈으로 유입되는 가스, 냉각공기 그리고 블레이드의 온도와 관련된 무차원수이다. 첫 단의

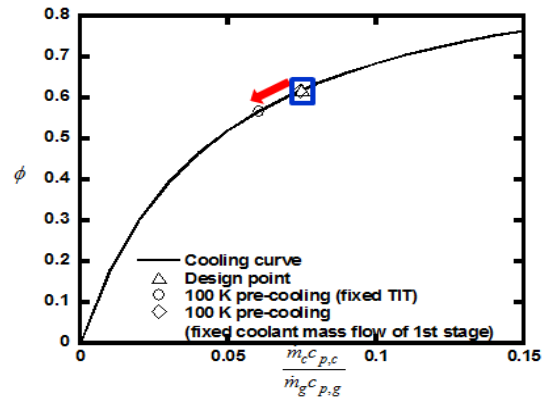


Fig. 2 Cooling curve of virtual gas turbine (based on H-class)

경우  $T_g$ 는 TIT이다. 식 (4)에서  $\dot{m}_c$ ,  $\dot{m}_g$ 는 냉각공기와 가스의 유량, 그리고  $c_p$ 는 정압비열을 의미한다. 특히 대문자 C는 상수로서, 초기 설계점 조건에서 계산이 가능하다. 설계점에서 고온가스 및 냉각공기의 상태(유량, 비열)와 모든 온도들이 주어지므로 식 (4)로부터 C가 구해진다. 식 (3), (4)를 터빈의 각 단 노즐에 적용하였는데, 첫 단 노즐의 경우 이식이 표현하는 냉각곡선은 Fig. 2와 같다. 본 해석에서는 구체적인 공기역학 계산을 하지 않기 때문에 로터입구에서의 유동의 특성(상대온도 등)을 알 수 없으므로 로터에 대한 냉각곡선의 적용이 불가하다. 따라서 합리적인 가정을 통해서 해석을 진행하였다. 즉, 로터에서 가스터빈 운전조건 변화에 따른 고온가스의 운전파라미터, 특히 냉각에 영향을 주는 온도의 변화가 노즐에서의 변화와 유사하다고 가정할 수 있다. 이러한 해석조건에 해당하는 기존 연구의 모델링<sup>(15)</sup>을 사용하여 첫 단 로터로 유입되는 냉각공기의 유량 변화는 식 (5)와 같이 첫 단 노즐의 냉각공기 유량 변화와 비율이 같다고 가정하였다. 이 식에서 d는 설계점, RT와 NZ는 각각 로터와 노즐을 나타낸다.

$$\frac{\dot{m}_{c,new,RT}}{\dot{m}_{c,d,RT}} = \frac{\dot{m}_{c,new,NZ}}{\dot{m}_{c,d,NZ}} \quad (5)$$

Fig. 1에서 보듯이 둘째, 셋째 단 노즐의 냉각 공기는 압축기 중간 단에서 추기된 별도의 공기를 사용하며 예냉각이 되지 않는다. 따라서 실제 노즐 냉각공기 유량을 기준으로 한 식 (5)의 적용은 합리적이지 않다. 이를 해결하기 위해 먼저 노즐에 예냉각이 적용된다고 가정한 별도의 계산을 한 뒤(이 계산은 사이클 계산에 영향을 미치지 않고 순수하게 로터 냉각공기 결정에만 사용됨) 첫 단에서와 같이 식 (5)를 적용하여 예냉각이 적용된 로터의 냉각공기유량을 결정하였다.

Table 4에 참고한 H급 가스터빈의 냉각계수를 계산하여 수치로 나타내었고, 이와 비슷한 수치의 냉각계수를 Table 1의 사양을 갖는 가상의 가스터빈에 적용하였다. 본 연구에서

Table 4 Cooling parameters of H-class and virtual gas turbines

	7HA.02	SGT6-8000H	M501J	Virtual GT
Cooling constant C	0.049	0.046	0.043	0.046

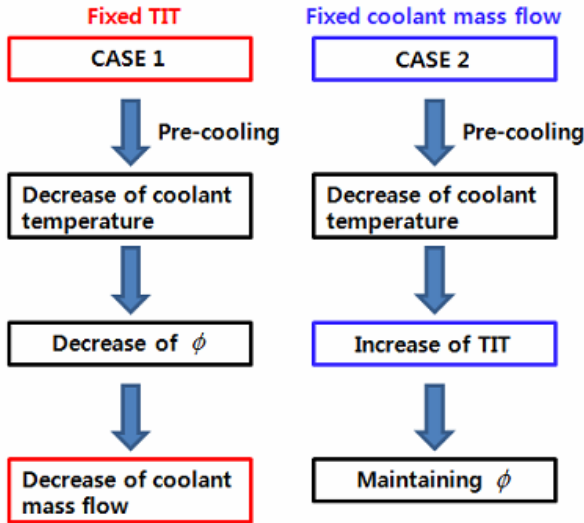


Fig. 3 Comparison of the pre-cooling processes of each case

는 Fig. 3에 비교하여 설명한 바와 같이 두 가지 예냉각법을 고려해보았다. 먼저 기존 연구에서 적용한 예냉각법<sup>(5)</sup>인 CASE 1을 살펴보면 첫 단의 경우, TIT를 나타내는  $T_g$ 에 변화를 주지 않는 것을 기반으로 한다. 이 때, 예냉각을 통해 냉각공기의 온도가 감소하게 되면,  $\phi$  또한 감소하게 된다. Fig. 2를 통해서도 알 수 있듯이,  $\phi$ 의 감소는 황축의 유량비를 감소시키는 원인이 된다. 결과적으로 유량비의 감소로 인해 터빈 블레이드를 냉각하기 위해 요구되어지는 냉각공기의 유량이 감소하게 된다.

반면에 본 연구에서 제안하는 CASE 2는 냉각공기의 유량에 변화를 주지 않는 것에 기반을 둔다. 예냉각 과정으로 냉각공기의 온도 조건이 바뀌면서 비열이 다소 변하지만, 그 영향은 크지 않다. 따라서 Fig. 2에서 나타내고 있는 황축의 유량비에 거의 변화가 일어나지 않아  $\phi$ 는 기존 설계점 조건과 큰 차이가 없다. 즉, 예냉각으로 인해 냉각공기의 온도가 감소하였을 때, 냉각공기의 유량을 변화시키지 않으면 식 (3)에 따라 TIT를 증가시킬 수 있다. 추가되는 냉각유량과 TCA의 크기 등에 의존하기는 하지만 TCA 추가에 의하여 냉각공기 라인의 압력차가 충분하지 않으면 보조압축기(boost compressor)가 필요할 수도 있다. 다만, 예비계산결과 소모 동력이 출력증가에 비하여 월등히 작다고 판단하여 본 연구에서는 고려하지 않았다.

본 연구에서는 이러한 두 가지 예냉각법을 각각 가스터빈 및 복합발전 플랜트에 적용하였을 때 발생하는 시스템 성능 변화에 대해서 분석하였다.

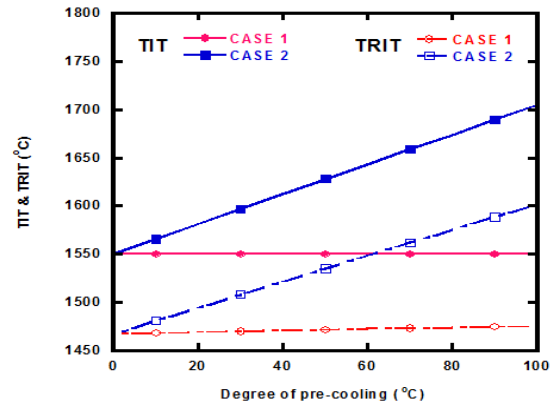


Fig. 4 Variations in TIT and TRIT with degree of pre-cooling

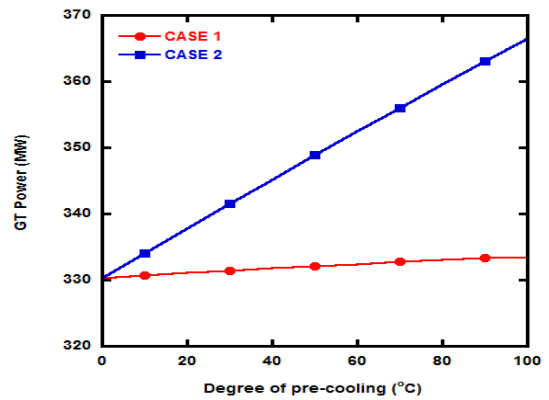


Fig. 5 Variation in gas turbine power with degree of pre-cooling

### 3. 결과 및 논의

#### 3.1 예냉각 적용 시 터빈입구온도 변화분석

먼저 터빈입구온도 변화를 분석하였다. Fig. 4에 예냉각의 온도 범위에 따른 TIT와 TRIT 변화를 나타내었다. 예냉각을 통해 냉각공기의 유량을 감소시키는 CASE 1의 경우, 냉각공기의 온도가 감소하여도 일정한 TIT를 유지한다. 반면에 CASE 2의 경우, 냉각공기의 유량을 유지시키고 TIT를 변화하는 방식이기 때문에, 예냉각을 통해 냉각공기의 온도가 감소할수록 TIT는 증가하는 것을 알 수 있었다. 예를 들어, CASE 2를 통해 냉각공기를 100°C 예냉각하였을 때, TIT는 1705°C로 10.2% 상승하였다.

TRIT에 대한 변화를 분석해보면, CASE 1의 경우에는 예냉각을 통해 냉각공기의 온도가 감소할수록 TRIT가 조금씩 증가하는 것을 알 수 있다. 하지만 그 증가율은 크지 않기 때문에, 거의 변화가 없는 수준이다. 반면 CASE 2의 경우에는 TIT의 변화 경향과 마찬가지로 냉각공기의 온도가 감소할수록 TRIT 또한 크게 증가한다. 특히, 냉각공기를 100°C 예냉각하였을 때에는 TRIT가 1602°C로 9.2% 상승한다.

이와 같은 TIT와 TRIT의 변화는 배기가스 온도인 TET의

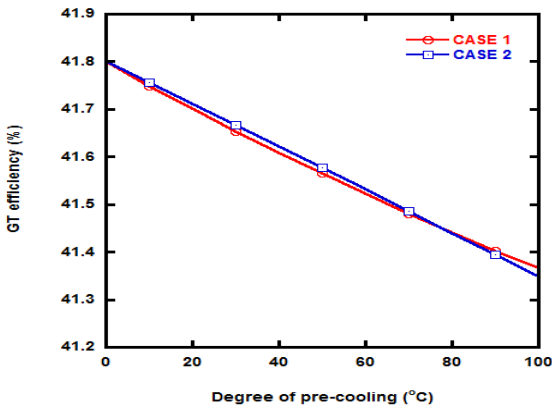


Fig. 6 Variation in gas turbine efficiency with degree of pre-cooling

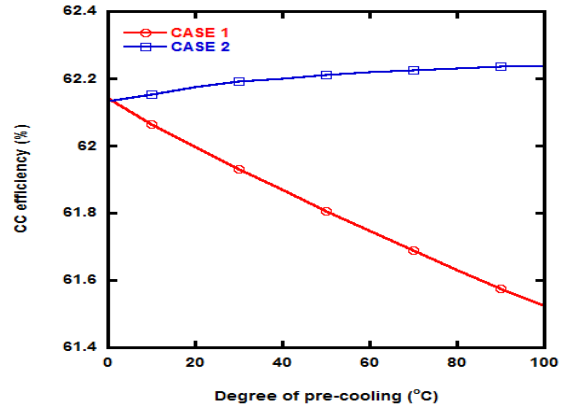


Fig. 8 Variation in combined cycle efficiency with degree of pre-cooling

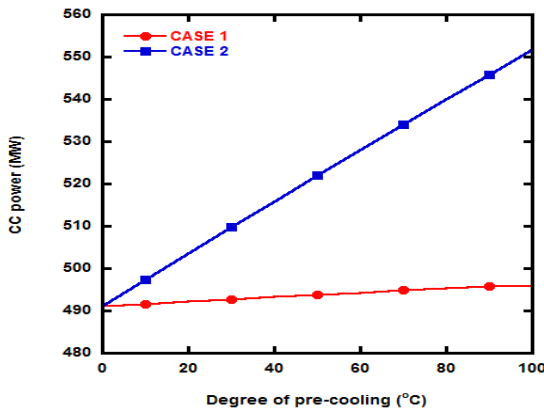


Fig. 7 Variation in combined cycle power with degree of pre-cooling

변화에 영향을 미치게 된다. 복합발전 플랜트의 경우, TET의 변화는 하부 사이클 출력 생산에 큰 영향을 미치게 되므로, 예냉각을 통한 TIT, TRIT의 변화가 복합발전 플랜트 성능에도 큰 변화를 가져온다.

### 3.2 예냉각 시스템을 적용한 가스터빈 성능 분석

예냉각을 통한 냉각공기의 온도 감소 범위에 따른 가스터빈의 출력 변화는 Fig. 5에 나타내었다. 두 가지 예냉각 시스템 모두 냉각공기의 온도가 감소할수록 가스터빈의 출력이 상승하였다. 다만, 냉각공기를 감소시키는 CASE 1에 비해서, TIT를 증가시키는 CASE 2가 더 큰 출력 상승의 결과를 나타내었다. 특히, 냉각공기를 100 °C 예냉각하였을 때, CASE 1은 1.0 %, CASE 2는 11.0 % 가스터빈 출력이 상승하였다.

Fig. 6은 예냉각이 가스터빈에 적용되었을 때 나타나는 효율 변화를 분석한 그래프이다. 예냉각을 통해서 냉각공기의 온도가 감소할수록 두 가지 방법 모두에서 가스터빈의 효율이 감소하는 경향을 나타내고 있다. 예냉각을 통해 냉각공기의 온도가 100 °C 감소하였을 때, CASE 1은 0.41% 포인트,

CASE 2는 0.43% 포인트의 효율감소를 보였다. 효율이 감소하는 이유는 동일한 출력을 내기 위해 이전보다 많은 연료가 사용되었다는 것을 말한다. 즉, 냉각공기에서 예냉각이 발생하는 것은 전체적인 시스템 측면에서 에너지를 외부로 방출하는 것을 의미하고, 그로 인한 연료 유량의 증가 효과가 예냉각을 통해 얻을 수 있는 출력 상승 효과보다 더 커서 결과적으로 효율이 감소한다.

### 3.3 예냉각을 적용한 복합발전 플랜트 성능분석

Fig. 7의 냉각공기 예냉각에 따른 복합발전플랜트 출력 변화는 가스터빈 출력 변화와 동일한 경향을 보인다. 냉각공기를 100 °C 예냉각하였을 때, CASE 1에서는 1.0 %, CASE 2에서는 12.4%의 출력상승이 가능하다.

반면에 예냉각 시스템이 적용된 복합발전 플랜트의 효율 변화를 Fig. 8을 통해 분석해보면, 변화 경향이 가스터빈 효율 변화를 나타내는 Fig. 6과는 다소 다르다. CASE 1의 예냉각법을 적용하였을 경우에는, 가스터빈에만 적용하였을 때와 비슷하게 효율이 감소하는 경향을 나타냈다. 하지만 CASE 2의 경우, 예냉각을 통해 냉각공기의 온도가 감소할수록 복합발전 플랜트의 효율이 증가하였다. 냉각공기를 100 °C 예냉각하였을 때에는 복합발전 효율이 0.1% 포인트 증가하는 것을 알 수 있었다. 이는 CASE 2가 TIT를 증가시키는 예냉각법이기 때문에 TET 또한 증가하게 되고, 하부 사이클의 출력이 상승하게 된다. 따라서 냉각공기의 예냉각 과정을 통하여 TIT를 증가시키게 되면, 복합발전 플랜트의 출력 및 효율을 모두 상승시킬 수 있다.

### 3.4 성능 비교분석

앞선 결과 분석에 따르면 동일한 예냉각 조건에서 TIT를 높일 수 있는 CASE 2가 그렇지 않은 CASE 1에 비하여 월

Table 5 Comparison of various cases

Parameters	Ref.	CASE		
		1	2a	2b
TIT (°C)	1550	1550	1564	1598
Degree of pre-cooling (°C)	0	100	9	100
Total coolant mass flow relative to compressor inlet air flow (%)	19.1	17.5	19.2	19.6
1st nozzle coolant mass flow relative to compressor inlet air flow (%)	7.8	6.6	7.8	7.8
GT power (MW)	330	334	334	339
GT efficiency (%)	41.8	41.4	41.7	41.3
CC power (MW)	491	496	497	507
CC efficiency (%)	62.1	61.5	62.1	61.6

등히 큰 출력을 보인다. 따라서 CASE 2에서는 훨씬 더 작은 예냉각으로도 CASE 1과 동일한 출력 상승이 가능하다. CASE 1에서 예냉각 100°C 로 얻을 수 있는 성능과 이와 동일한 가스터빈 출력을 얻을 수 있는 CASE 2(CASE 2a)의 성능을 Table 5에서 비교하였다. 성능향상 정도를 비교하기 위해서 기준성능을 같이 보였다.

냉각공기의 온도를 9°C 감소시키면 CASE 1을 통해 냉각공기의 온도를 100°C 감소시켰을 때와 같은 가스터빈 출력 향상을 보인다. CASE 2a의 예냉각 정도가 훨씬 적기 때문에 CASE 1보다 가스터빈 효율감소 폭이 작다. 복합발전 전체로 보면 CASE 2a가 CASE 1에 비해 1 MW 더 높은 출력을 보였다. 이는 가스터빈의 출력 상승은 같지만 CASE 2a의 TET가 더 높아서 하부 사이클의 출력이 조금 더 크기 때문이다. 결과적으로 CASE 2a에서는 CASE 1과 다르게 기준플랜트와 비교하여 복합발전 효율이 감소하지 않았다.

이렇듯 TIT를 증가시키는 CASE 2는 예냉각을 통해서 냉각공기의 온도를 조금만 감소시켜도 CASE 1을 통해 냉각공기의 온도를 크게 감소시키는 방법과 거의 같은 시스템 성능 향상을 보인다. 즉, 냉각공기 예냉각을 통해서 냉각공기 유량을 줄이기보다는 TIT를 높이는 것이 시스템 성능 면에서 더 유리하다는 결론에 이른다.

한편 CASE 2가 CASE 1에 비하여 월등히 높은 성능향상을 가져오려면 TIT 상승이 필수적인데 이러한 예상은 냉각곡선을 사용하여 예측한 냉각성능이 실제에서 잘 구현된다는 전제조건 하에서 가능한 것이다. 특히 CASE 2에서 100°C의 예냉각을 통한 150°C에 이르는 TIT의 상승은 다소 낙관적인 예상이다. 더욱 구체적인 해석(열전달 및 재료수명 해석 등)을 수행한다면 이렇듯 높은 온도 상승을 구현하기에는 다소 큰 위험요소가 잠재할 수도 있다. 따라서 마지막 해석으

로서 100°C 예냉각을 하는 CASE 2에서 이론적으로 예상된 TIT 상승정도에 일종의 안전계수 개념을 도입하여 1/3 정도만 상승 가능하다고 임의로 가정한 경우인 CASE 2b의 결과를 Table 5에 추가하였다. 이때 TIT는 Fig. 4에서 예상한 1705°C 보다 월등히 낮은 1598°C이다. 그러나 이 온도마저도 CASE 1의 1550°C 보다는 충분히 높고 이로 인해서 여전히 CASE 1보다 큰 복합발전 출력을 얻는 것이 가능하다. 복합발전 효율은 CASE 1과 유사하다.

## 4. 결 어

본 연구에서는 H급 가스터빈 복합발전 플랜트에서 터빈 블레이드 냉각공기를 예냉각하고 이를 이용하여 냉각공기의 유량을 줄이거나(CAES 1) 터빈입구온도를 높이는(CASE 2) 두 가지 성능개선 방안에 대해서 비교 분석하여 다음 결과를 도출하였다.

동일한 예냉각 정도에서 CASE 2가 CASE 1에 비해 더 높은 출력과 효율을 보이며 예냉각 정도가 커질수록 그 차이는 커진다. 100°C 예냉각에서 CASE 1은 1%의 복합발전 출력 상승을 보이는데 반하여 CASE 2는 무려 12.4%의 상승을 보인다. 한편, CASE 2로는 냉각공기를 9°C 예냉각시켜도 CASE 1을 통해 냉각공기를 100°C 예냉각시킨 것과 동일한 가스터빈 출력 향상을 보였다. CASE 2에서 이론적으로 예측되는 TIT 상승정도의 1/3만 가정한 경우에도 CASE 1에 비하여 더 큰 출력상승이 가능함을 확인하였다.

이와 같은 타당성 연구를 바탕으로 가스터빈 제작사를 포함한 개발 관계자들이 구체적인 냉각터빈 해석을 통해서 실현가능한 가스터빈 및 복합발전 성능개선 정도를 확인하여 설계에 이용할 수 있을 것이다.

## 후 기

본 논문은 2016년도 한국기계연구원의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다(과제명 : 복합발전 효율 향상을 위한 Cycle Innovation).

## References

- (1) Fischer, W. J. and Nag, P., 2011, "H-Class High Performance Siemens Gas Turbine (SGT-8000H series)," Power Gen International 2011, Las Vegas, Nevada, USA.
- (2) Hada, S., Takata, K., Iwasaki, Y., Yuri, M., and Masada, J., 2015, "High-efficiency Gas Turbine Development Applying 1600°C Class "J" Technology," Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol. 52.

- No. 2, pp. 2~9.
- (3) Ibrahim, T. K., Rahman, M. M., and Abdalla, A. N., 2011, "Gas Turbine Configuration for Improving the Performance of Combined Cycle Power Plant," *Procedia Engineering*, Vol. 15, pp. 4216~4223.
  - (4) Gülen, S. C., 2015, "Etude on Gas Turbine Combined Cycle Power Plant - Next 20 Years," *ASME Turbo Expo 2015*, GT2015-42077.
  - (5) Kwon, I. H., Kang, D. W., Kang, S. W., and Kim, T. S., 2012, "Influence of Precooling Cooling Air on the Performance of a Gas Turbine Combined Cycle," *Trans. of the Korean Society of Mechanical Engineers B*, Vol. 36, No. 2, pp. 171~179.
  - (6) Clarke, D. R., Ochsner, M., and padture, N. P., 2012, "Thermal-barrier Coatings for More Efficient Gas-turbine Engines," *MRS Bulletin*, Vol 37, No 10, pp. 891~898.
  - (7) Mazaheri, K., Zeinalpour, M. and Bokaei, H. R., 2016, "Turbine Cooling Passages Optimization using Reduced Conjugate Heat Transfer Methodology," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 103, pp. 1228~1236.
  - (8) Kwon, I. H., Kang, D. W., and Kim, T. S., 2013, "Using Coolant Modulation and Pre-cooling to Avoid Turbine Blade Overheating in a Gas Turbine Combined Cycle Power Plant Fired with Low Calorific Value Gas," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 60, pp. 285~294.
  - (9) Atsushi, T., Masayuki, M., Atsushi, Y., Yukimasa N and Masanori, Y., 2003, "Description of the Latest Combined Cycle Power Plant with G type Gas Turbine Technology in the Philippines," *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, Vol. 40, No. 4.
  - (10) GE Energy Software, 2013, Gate Cycle Version 6.1.2.
  - (11) Specifications of 7HA.02, 2016, Products Part of Heavy-duty Gas Turbine of GE (<https://powergen.gepower.com/products/heavy-duty-gas-turbines/7ha-gas-turbine.html>)
  - (12) Specifications of SGT6-8000H, 2016, Heavy-duty Gas Turbine Part of Siemens (<http://www.energy.siemens.com/hq/en/fossil-power-generation/gas-turbines/sgt6-8000h.htm#content=Technical%20data>)
  - (13) Specifications of M501J, 2016, Products Part of Gas Turbines of MHPS ([https://www.mhps.com/en/products/thermal\\_power\\_plant/gas\\_turbin/lineup/m501j.html](https://www.mhps.com/en/products/thermal_power_plant/gas_turbin/lineup/m501j.html))
  - (14) Fout, T., Zoelle, A., Keairns, D., Turner, M., Woods, M., Kuehn, N., Shah, V., Chou, V., and Pinkerton, L., 2015, "Cost and Performance Baseline for Fossil Energy Plants Volume 1a: Bituminous Coal (PC) and Natural Gas to Electricity Revision 3," *National Energy Technology Laboratory Report*, DOE/NETL-2015/1723.
  - (15) Yi, J. H., Choi, J. H., and Kim, T. S., 2016, "Comparative Evaluation of Viable Options for Combining a Gas Turbine and a Solid Oxide Fuel Cell for High Performance," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 100, pp. 840~848.
  - (16) Kim, T. S. and Ro, S. T., 1995, "Comparative Evaluation of the Effect of Turbine Configuration on the Performance of Heavy-duty Gas Turbines," *ASME paper 95-GT-334*.