

계절별 부하 특성을 고려한 CHP 성능 해석

서 영 호, 이 준 희, 김 남 진*, 김 종 윤**, 조 성 갑***, 전 용 한****

(주)성현 아이엔디 기술연구소, *제주대학교, **서정대학, ***유한대학, ****상지영서대학

Performance Analysis of CHP Condensing Season heat load Conditions

Young Ho Seo, Joon Hee Lee, Nam Jin Kim*, Jong Yoon Kim**,
Sung Kap Cho***, Yong Han Jeon****

Research Center, Sung Hyun IND., Seoul 158-856, Korea

*Department of Nuclear and Energy Engineering, Cheju National University, Jeju 690-756, Korea

**Department of Protection and Safety, Seo Jeong College, Yang-Ju 220-713, Korea

***Department of Mechanical Engineering, Yuhan University, Bucheon 185-34, Korea

****Department of Protection and Safety, Sang Gi Young Seo College, Won-Ju 220-713, Korea

(Received February 1, 2010; revision received April 21, 2010)

ABSTRACT: This paper is a actual design case applied to make a bid for CHP plant construction in some country. The purpose of this study is to optimize the system performance for the requirement conditions written in ITB by the client. The system consists of gas turbine, steam turbine, heat recovery steam generator and heat exchangers for district heating. The performance analysis is conducted for various seasons conditions and heat load. As a result, air density and heat load is reduced in accordance with decreasing of the outdoor temperature, therefore the system power is reduced. Considering this, the design parameters to meet the requiriement conditions are optimized.

Key words: GT(가스터빈), ST(스팀터빈), Heat Recovery(열회수), HRSG(배열회수 보일러), CHP(열병합발전), DH(지역난방)

기 호 설 명

GTG : 가스터빈발전기

STG : 스팀터빈발전기

BNR : 버너(연소기)

GC : 성능보증조건

ITB : 입찰안내서

SA : 여름철 평균 보증조건

SM : 여름철 최소 보증조건

HTR : 열교환기

R : 지역난방수 회수

S : 지역난방수 공급

1. 서 론

화석연료 자원고갈 등의 세계적인 에너지 수급문제로 인한 발전 시스템의 효율성 재고에 대한 연구 경향이 세계적인 추세이다.^(1,2) 기존 화력발전으로 전력을 생산하던 시스템에서 열과 전기를 동시에 생산하는 열병합발전 시스템(CHP : Combined Heat and Power System)에 대한 연구 및 설치사례가 증가하고 있다. 따라서 본 연구에서는 가스터빈, 배열회수 보일러(HRSG :

† Corresponding author

Tel.: +82-33-730-0935; fax: +82-33-730-0932

E-mail address: kcv76@hanmail.net

Heat Recovery Steam Generator), 스팀터빈, 탈기기(Deaerator) 및 지역난방 열교환기(DH Heater) 등으로 구성된 복합화력발전 시스템을 제안한다.

국내에서 열병합발전 시스템을 설계하는 경우 외기 조건에 따른 성능 보증조건에 대해 설계하는데 외기 온도 기준 -12°C , 15°C , 32°C 의 경우에서만 시행한다. 본 논문은 해외 프로젝트 수행시 실증 데이터로 Table 1에 제시한바와 같이 각 계절별 바뀌는 외기조건(외기 온도, 습도)에 따라 수송가(열수요처)에 공급해주는 열부하 및 전력부하 조건을 만족하는 설계를 하였다.

Fig. 1에서 알 수 있듯이 배열회수 보일러는 가스 터빈사이클과 증기터빈사이클로 연결되어 있으며 각각의 기능이 다른 열교환기로 구성되었다. 본 연구는 유럽 A국가 B도시에 건설할 열병합발전 시스템 Project 수행시 적용한 열부하, 전열비 등을 고려하였다. 설계기준은 성능보증조건으로 열부하 116 MW, 전력생산 112 MW이며, 설계 제약 사항으로 각 계절별 열부하 및 전열비를 고려하였다. 가스터빈은 G社의 모델이며 배열회수 보일러 및 스팀터빈발전기에 대한 설계의 제한 조건은 ITB에 명기되어 있는 조건을 반영하였다. 조건에 맞는 최적화된 열병합발전 시스템 시스템을 구성하기 위한 열평형을 작성하기 위해 Thermoflow社의 Thermoflex⁽³⁾을 사용하였으며, 증기 물성치는 IAPWS-IF67을 적용하였다. 각 계절별 특성을 파악하기 위해 성능보증조건하에서 각

기기를 Off-Design으로 설정하였고 주기기(가스터빈발전기, 배열회수보일러, 스팀터빈발전기)의 경우 각 Vendor Data를 적용하였다.

2. 시스템 구성 및 개요

2.1 시스템 설계조건

열병합발전 시스템의 설계조건은 위의 Table 1에 나타내었듯이 계절별 대기조건, 열부하 및 지역 난방수의 조건을 다르게 적용하였다. 국내 지역난방수의 공급 및 회수 온도 조건은 120°C , 65°C 인 반면 본 설비에 적용된 조건으로 공급은 $80\sim 130^{\circ}\text{C}$, 회수는 $40\sim 70^{\circ}\text{C}$ 이다. 각 계절별 시스템 설계시 공통사항은 다음과 같다.

- 1) HRSG : Single Pressure Type,
Pinch Point Temp. 6.4°C
- 2) Frequency : 50 Hz
- 3) Fuel Lower Heat Value : 49,151 kJ/kg
- 4) 지역난방 열교환기에서의 난방수의 입·출구 온도차는 30°C 를 초과하지 않을 것.
- 5) Generator Power Factor : 0.85
- 6) 필요시, 열부하를 만족하기 위해 덕트버너를 적용한다.

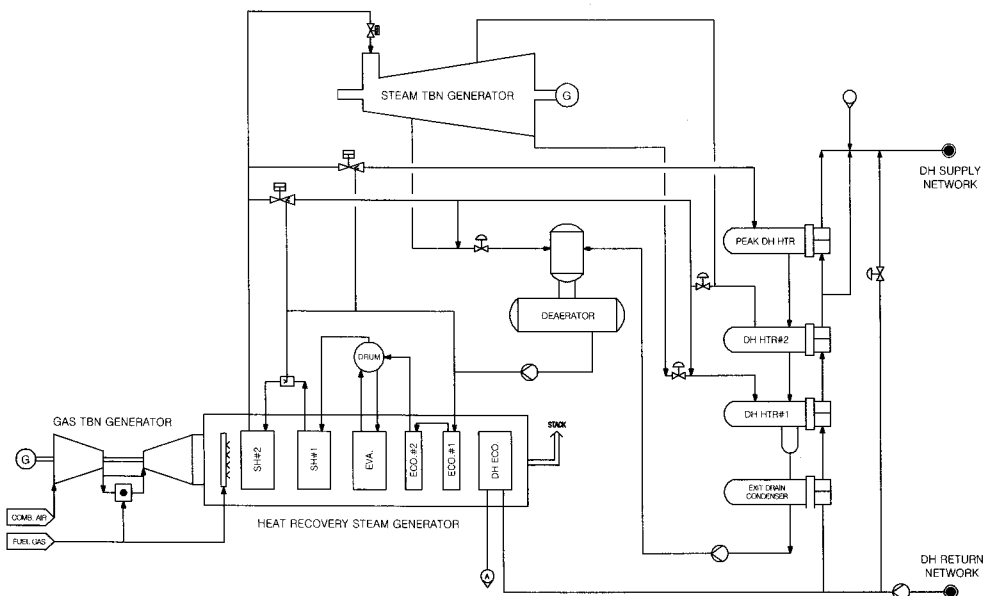


Fig. 1 Schematic diagram of CHP system.

2.2 시스템 구성

가스터빈발전기는 압축된 공기와 연료와의 연소 반응에 의해 발생하는 열에너지를 이용하여 전력을 생산한 후 고온·고압의 증기를 생산하기 위하여 배열회수보일러의 열원으로 공급된다. 연소기, 과열기, 증발기, 절탄기, 지역난방 절탄기 연돌로 구성된 배열회수보일러는 터빈발전기를 통해 공급받은 열원인 배기가스와 보일러 급수(Feed Water)와의 열교환을 통해 고온·고압의 증기를 생산한다. 배열회수보일러에서 생산된 고온·고압의 증기는 2개의 추기(Extraction)와 1개의 배기(Exhaust)로 이루어진 스팀터빈발전기에 유입되어 전력생산 및 지역난방 열교환기의 열원으로 공급된다. 첫 번째 추기는 보일러 급수가 배열회수보일러에 공급되기 전에 용존산소를 제거하는 탈기기의 열원으로 쓰이며, 두 번째 추기 및 배기는 수용가에서 회수된 난방수를 공급조건까지 승온하여 각 계절별 요구되는 열부하를 생산하는 열원으로 사용된다. 열부하를 공급해주는 역할을 하는 지역난방열교환 시스템은 침두부하용 지역난방열교환기 1개, 지역난방열교환기 2개로 총 3가지의 열교환기로 구성되어 있다. 지역난방 열교환기의 용량제한을 두기 위해 난방수의 입·출구 온도차를 30℃를 초과할 수 없게 설계제약조건을 두었기 때문에 상대적으로 열부하가 큰 성능보증조건 및 겨울철 모드에서는 침두부하용 지역난방 열교환기를 적용하였으며, 이 지역난방열교환 시스템의 열원은 배열회수보일러에서 생산된 고온·고압의 증기 및 스팀터빈발전기에서의 추기와 배기를 사용하였다. 수용가에서 열량을 잃은 지역난방수는 지역난방열교환기 #1, #2, 침두부하 지역난방열교환기를 통해 고온의 열원과 열교환하여 수용가에서 필요로 하는 적정

온도와 압력으로 승온, 증압된 후 공급된다.

3. 해석 및 결과

본 논문 Table 1의 시스템 설계조건을 만족하는 CHP 시스템에 대한 최적설계 변수를 찾기 위하여 상용프로그램인 Thermoflex ver.19⁹⁾를 사용하여 시스템 모델링을 수행하였다. 열병합발전 시스템을 모델링하기 위해서 설계 요구사항인 효율, 전열비, 열부하 등을 산출하기 위하여 아래의 수식이 적용된다.

1) 효율(Net Plant Efficiency)

$$\eta_{CHP} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{net}}{\dot{m}_{fuel} \times LHV} \quad (1)$$

여기서 \dot{W} [MW]은 출력을 \dot{Q} [MW]은 열부하를 나타낸다. 본 시스템은 열병합발전으로 열과 전기를 동시에 생산하기 때문에 투입된 열량에 대한 발전 출력과 수요처에 공급된 열량의 비율로 표현된다.

2) 전열비(Power to Heat Ratio)

$$PHR = \frac{\dot{W}_{gross}}{\dot{Q}_{net}} \quad (2)$$

일반적인 CHP 시스템에서는 발전출력에 대한 공급열량의 비율을 열전비로 표현하지만, 본 연구에서는 발주처의 요구사항에 따라 그 역수인 공급열량에 대한 발전출력의 비인 전열비로 표현한다.

Table 1 System design condition for various season

Description	GC	WC	TC	SA	SM
Ambient Condition					
1) Temp[℃]	1.77	1.77	11.7	20.13	20.13
2) Relative Humidity[%]	85.6	85.6	76.5	73.99	73.99
Heat Load[MW]	116	116	94	90	70
Net Plant Efficiency[%]	over85				
Power to Heat Ratio[%]	over85				
DH Water Temperature[℃]					
1) Supply	130	118	95	80	80
2) Return	70	62	50	40	40

3) 열부하(Heat Load)

$$\dot{Q} = \dot{m}_{DH\ Water} \times (h_S - h_R) \quad (3)$$

여기서 \dot{m} [t/h]은 질량유량을 나타내며 h [kJ/kg]는 엔탈피를 나타낸다. 열수요처에 공급해주는 열부하(Heat Load)는 공급증기량과 각 계절별 요구하는 온도에 해당하는 공급 증기와 회수 응축수의 엔탈피 차이의 곱으로 표현된다.

3.1 계절별 출력비교

Fig. 2에 나타내었듯이 성능보증조건에서 여름철 최소보증조건으로 갈수록 겨울철 대비 가스터빈발전기, 스팀터빈발전기 및 순동력 유효전력이 각각 35.4%, 27.5% 및 34.8% 작게 나타난다.

겨울철은 여름철에 비해 대기온도가 낮으므로 공기의 밀도의 증가로 인한 공기의 유입량이 많아진다. 따

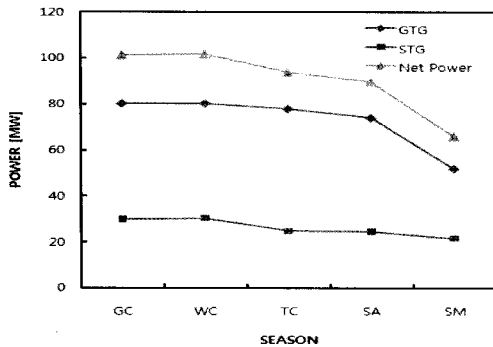


Fig. 2 Comparison of power for various season.

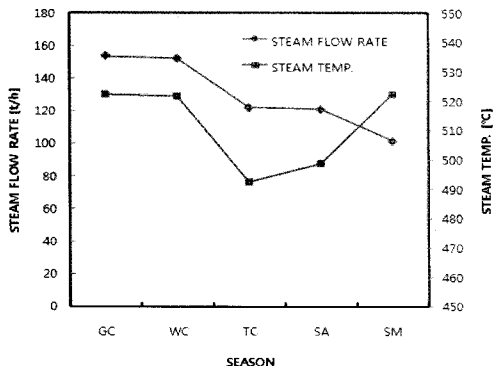


Fig. 3 Steam flow rate and temperature for various season.

라서 가스터빈발전기의 출력은 외기온도가 낮을수록 높게 나타난다. 스팀터빈발전기 및 순동력의 경우도 계절별 가스터빈발전기의 영향을 받기 때문에 동일한 경향이 나타났다. 외기온도가 올라 갈수록 열부하가 낮아지게 나타났고 그 결과를 Table 1에 명시하였다.

본 시스템은 지역 난방용이기 때문에 열병합발전소에 공급해주는 지역 난방수는 겨울철의 경우 난방 및 급탕 여름철의 경우는 냉방용으로 주로 이용되는데 겨울철 대비 39.6%를 차지한다. 국내의 P시의 경우 겨울철 대비 여름철의 부하 비율이 약 32%에 미치지 못했다.

여름철 부하난방 및 급탕부하와 냉방부하의 비율은 각각 22%, 78%로 조사되었다. 이러한 이유로 여름철의 경우 겨울철에 비해 상대적으로 열부하가 작게 나타났고, 필요한 열부하를 생산하기 위한 가스터빈발전기의 출력도 감소함을 알 수 있다. Fig. 3에 나타내었듯이 배열회수 보일러에서 생산되는 증기의 온도는 외기온도 증가에 따라 외기온도가 증가함에 따라 성능보증조건과 춘·추절기 보증조건 구간에서는 57% 감소하고 춘·추절기 보증조건에서 여름철 최소 보증조건 구간에서는 6.1% 증가하는 경향을 나타내고 있다. 가스터빈발전기의 경우 외기온도가 증가함에 따라 배기가스의 온도가 증가하므로 배열회수 보일러에도 동일한 경향이 나와야 한다. 따라서 성능보증조건 및 겨울철 보증조건인 경우 수용가에서 요구하는 열부하를 만족하기 위해 덕트버너를 적용하여 배열 회수 보일러로 유입되는 배기가스의 열량이 증가하므로 스팀 온도가 증가한다. 외기, 온도가 감소하므로 스팀의 생산량도 성능보증조건 대비 33.9% 감소함을 알 수 있다.

Fig. 4는 지역난방 열교환기의 계절별 열교환량 변

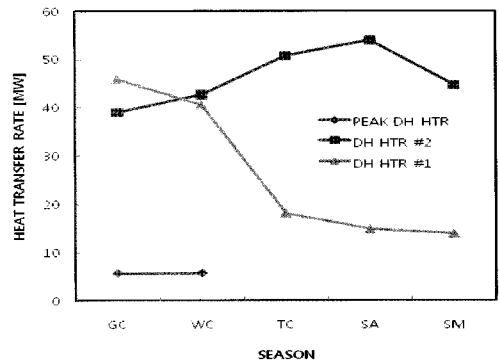


Fig. 4 Heat transfer rate of DH HTR for various season.

화를 나타내고 있다. 성능보증조건 및 겨울철보증조건
의 경우 시스템에서 요구하는 열부하 116 MW와
지역난방 열교환기의 온도차 제한 조건을 만족하기
위해 최대부하 지역난방 열교환기를 적용하였다.

외기온도가 증가함에 따라 지역난방 열교환기 #2
의 열교환량이 증가했다. 지역난방 열교환기 #1의
경우는 반비례하는 경향이 나타났는데 외기온도가
증가함에 따라 난방수의 회수온도가 낮아지기 때문
에 각 계절별 요구되는 열부하 및 설계조건을 만족
하기 위해서는 지역난방 열교환기 #1에서는 작게
#2에서는 크게 열교환 해야 한다. 여름철 최소 보증
조건인 경우는 지역난방 열교환기 #2의 열교환량이
감소한 이유는 여름철 평균보증조건과 대기 및 난
방수의 조건이 동일한 상태에서 열부하를 70 MW
생산하기 위해서 열교환량이 감소되었기 때문이다.
Fig. 5에서의 "Live Steam"은 성능보증조건 및 겨
울철 보증조건에 열부하용으로 사용되는 Peak 지
역난방 열교환기의 열원으로 배열회수보일러에서
생산한 증기를 스팀터빈에 유입되기 전에 일부를 분
기하여 감압후 공급해주는 열원을 의미하며, "Extra-
ction", "Exhaust"는 스팀터빈에서 지역난방 열교환
기 #2과 #1에 공급되는 열부하용 열원을 의미한다.
추기 및 배기의 압력값의 변화는 Fig. 4에서의 지
역 난방 열교환기의 열교환량과 상관관계가 있으며,
열교환량을 증대시키기 위해서는 추기 및 배기 압
력이 낮아짐을 알 수 있다.

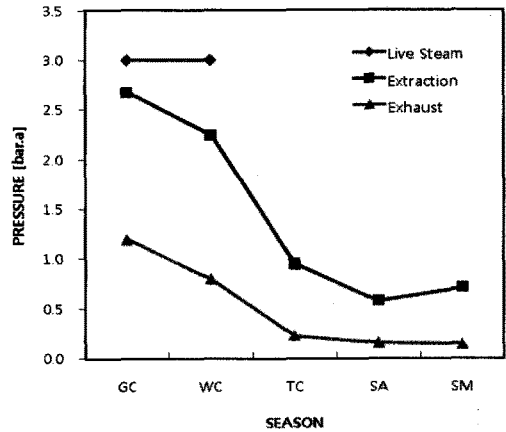


Fig. 5 Pressure of DH heat source for various season.

지역난방 열교환기에서 승온되는 난방수의 수온
을 상승시키기 위해서는 스팀터빈에서 추기 및 배
기시 압력을 낮게 함으로써 추기 및 배기시 유량이
증가하여 열교환량을 증대시킬 수 있다.

3.2 시스템 모델링 결과

Table 2는 각 계절별 요구 조건에 대한 시스템 해석
결과이다. 본 논문의 경우 실제 발전 시스템 설계시
적용한 데이터로서 각 계절별 수용가에서 요구하는

Table 2 System performance

Description		GC		WC		TC		SA		SM	
		R	S	R	S	R	S	R	S	R	S
DH Water Temp[°C]		70	130	62	118	49	95	40	80	40	80
Heat Load [MW]	Required	116.0		116.0		94.0		90.0		70.0	
	Calculation	116.015		116.0		94.003		90.032		77.531	
	Difference	0.015		0.0		0.003		0.032		7.531	
LHV[kJ/kg]		49151.0									
Fuel Flow [t/h]	GAS TBN	16.34		16.34		16.01		15.44		12.3	
	Duct BNR	1.865		1.782		0		0		0	
Power[MW]	Net	101.349		101.74		93.823		89.783		66.076	
	Gross	110.430		110.820		102.902		98.863		73.673	
Gas TBN Load[%]		100		100		100		100		70	
CHP Efficiency[%]		87.45		88.0		85.93		85.30		85.51	
Power to Heat Ratio[%]		95.19		95.53		109.47		109.81		95.02	
Exhaust Gas Temp[°C]		81.25		74.75		92.2		106.2		88.49	

열부하를 생산한 조건하에서 발주처의 입찰 안내서 만족하는 열병합발전 시스템 효율 85% 이상 및 전열비 95% 이상을 만족하였다. CHP Efficiency의 경우는 최대 3%, 전열비는 14.81%를 초과하지 않는 범위 내에서 발주처의 설계조건을 만족하였다.

4. 결 론

가스터빈발전기, 배열회수보일러, 스팀터빈발전기 및 지역난방 열교환기로 구성된 열병합발전시스템의 계절별 성능을 해석하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 외기온도가 증가함에 따라 공기밀도는 낮아지므로 가스터빈발전기에 유입되는 공기의 유량이 감소하고, 난방, 급탕, 냉방부하로 구성된 수용가에서 요구하는 열부하는 외기온도에 따라 부하량이 결정되어지는데 동절기의 경우, 난방 및 급탕부하, 하절기의 경우는 급탕 및 냉방부하가 주를 이룬다. 하절기의 냉방부하는 동절기부하에 비해 상대적으로 매우 작기 때문에 외기온도가 증가할수록 수용가의 열부하도 감소한다. 그리하여 수용가에서 요구하는 각 계절별 열부하를 만족하기 위해 가스터빈발전기, 스팀터빈발전기 및 Net Power는 외기온도가 증가함에 따라 각각 35.4%, 27.5% 및 34.8% 감소하였다.

(2) 가스터빈발전기의 배기가스 온도는 외기온도 증가에 따라 증가하여 배열회수보일러에서 생산된 증기의 온도도 증가함을 알 수 있다. 성능보증조건

및 겨울철 보증조건인 경우는 수용가의 열부하를 만족하기 위해 덕트머너를 적용하여 배열회수보일러로 유입되는 배기가스의 온도는 높게 나타났다.

(3) 겨울철에서 여름철로 갈수록 수용가에서 회수되는 난방수의 온도가 감소함에 따라 지역난방 열교환기의 설계제한 조건을 만족하기 위해 스팀터빈발전기의 배기와 열교환하는 지역난방 열교환기 #1은 작게, 추기와 열교환하는 지역난방 열교환기 #2는 크게 열교환해야 한다.

(4) 지역난방 열교환기의 열원으로 공급되는 스팀터빈발전기의 추기 및 배기의 압력조건은 지역난방 열교환기의 열교환량을 결정한다.

참고문헌

1. Lee, B. R., Kim, T. S., Ro, S. T., Shin, H. T., and Jeon, Y. J., 2002, Thermal design analysis of triple-pressure heat recovery steam generator and steam turbine systems, Transactions of the KSME B, Vol. 26, No. 3, pp. 507-514.
2. Cho, Y. B., Sohn, J. L. and Ro, S. T., 2004, A Study for the optimal operating conditions of the gas turbine based combined cycle cogeneration power plant, Transactions of the KSME B., Vol. 28, No. 12, pp. 1582-1590.
3. ThermoFlow, 2009, Thermoflex ver, p. 19.