# 복합사이클 발전플랜트 폐열회수 보일러의 열역학 제1법칙 및 제2법칙 해석

인종수 아주자동차대학 자동차학부 e-mail:jsin@motor.ac.kr

# Performance Evaluation of Heat Recovery Steam Generator in Combined Cycle Gas Turbine Power Plants Based on First and Second-Law Analysis

Jong-Soo In

Dept of Automobile Egineering, Ajou Motor College

#### 요 약

본 논문은 복합사이클 발전플랜트의 폐열회수 보일러 최적운전 및 최적설계에 대한 새로운 접근 방 법을 도출하기 위해 폐열회수 보일러에서 발생되는 증기로 증기터빈을 구동하는 하부사이클 효율을 검토하였다. 열역학 제1법칙 해석을 통해 하부사이클 에너지 평형을 검토하였고, 열역학 제2법칙을 통 해 엑서지 평형을 검토하였다. 하부사이클 효율이 최대가 되는 폐열회수 보일러를 설계하기 위해서는 열역학 제1법칙을 해석할 경우 하부사이클 전체를 해석하여야 함을 알 수 있다. 하지만, 열역학 제2법 칙을 통한 엑서지 해석을 행할 경우 하부사이클 효율이 최대가 되는 증발온도와 폐여회수 보일러에서 소모되는 엑서지가 최소가 되는 점이 일치함을 알 수 있었다. 따라서 본 논문을 통해 폐열회수 보일러 에서 소모되는 엑서지 해석을 통해 하부사이클 효율이 최대가 되는 폐열회수 보일러 최적화가 가능함 을 알 수 있다.

*U* : 총괄열전달계수, kW m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>

기호설명

A	: 전열면적, m <sup>2</sup>	ИX	: 기계동력 또는 전기동력, kW
С	: 정압비열, kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	Greek le	etter
Ĕx	: 엑서지율, kW	θ	: 무차원 온도 (( <i>T-T</i> )/ <i>T</i> )
h 18	: 엔탈피, kJ kg <sup>-1</sup> · 지랴우랴 kg o <sup>-1</sup>	Subscri	pts
N		cond	: 복수기(condenser)
IN NITH I	: 정규화된 엑서지율( Ex / M& C , 1)	des	: 파괴(destroyed)
NIU D	: 선달난위구(Number of transfer unit)	e-e	: 절탄기와 증발기 사이의 상태
P An	· 입덕, KIN M · 기스츠 아러가치 나N m <sup>-2</sup>	ec	: 절탄기(economizer)
Др Ж	· 가스득 합덕경 아, KN III	ev	: 증발기(evaporator)
Q.	· 열선달귤, KW	g	: 가스(gas)
R	: 가스 상수, kJ kg * K *	gen	: 생성(generation)
8	: 엔트로피, kJ K ^	in	: 입구(inlet)
$x_m$	: 질량유량비, <b>n</b> & / <b>n</b> &	in-o	: 입구와 기준상태의 평균
∆ap	: 어프로피포인트 온도차, K	1	: 액체(liquid)
∆pt	: 핀치포인트 온도차, K	lost	: 유실
Т	: 온도, K	lv	: 포화증기와 포화액체의 차

0	: 기준상태(dead state(environment))	
out	: 출구(outlet)	
out-o	: 출구와 기준상태의 평균	
S	: 증기(steam)	
s-e	: 과열기와 증발기 사이의 상태	
sat	: 포화(saturation)	
su	: 과열기(superheater)	
sup	: 공급(supplied)	
ST	: 스팀터빈(steam turbine)	
un	: 비유용(unavailable)	
useful	: 유용(useful)	
v	: 증기(vapor)	
W	: 물(water)	

# 1. 서론

Fig. 1에서 보는 바와 같이 폐열회수 보일러(heat recovery steam generator HRSG)는 가스터빈사이 클과 증기터빈사이클을 연결한다. 대부분 열교환기 로 구성된 폐열회수 보일러는 각 발전플랜트에 적합 하도록 설계되어 설치된다. 근본적으로 플랜트 설계 자들은 주어진 가스터빈 출구 배기가스 조건에서 폐 열회수 보일러로부터 최대의 유용일을 추출하도록 각각의 경우에 따라 여러 설계변수를 검토하여야한 다.



[Fig 1] Counter-flow configuration of the single-stage HRSG system

하부 사이클 효율이 최대가 되는 최적의 설계 및 작 동조건을 결정하기 위해 전형적으로 사이클 해석을 수행하여 왔다.(1~4) 그러나 효율 최대화를 위한 최 적의 조건이 단지 폐열회수 보일러의 엑서지 분석에 의해서 가능하다면 그것은 훨씬 단순하고 효율적일 것이다.

#### 2. 해 석

증발기의 출구가스 온도와 증발온도의 차인 핀치포 인트(pinch point) 온도차 및 증발기의 증발온도와 입구 물 온도의 차인 어프로치포인트(approach point) 온도차는 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta pt = T_{g,e-e} - T_{sat}$$
(1)  
$$\Delta ap = T_{sat} - T_{w,e-e}$$
(2)

### 2.1 열역학 제1법칙 해석

Fig. 1에 나타난 과열기, 증발기 및 절탄기에 대한 에너지 평형 및 열전달 방정식은 다음과 같다.

$$n k_{g}(h_{g,in} - h_{g,s-e}) = n k_{w}(h_{s,out} - h_{v,sat})$$
(3)  

$$n k_{g}(h_{g,s-e} - h_{g,e-e}) = n k_{w}(h_{lv} + (h_{l,sat} - h_{w,e-e}))$$
(4)  

$$n k_{g}(h_{g,e-e} - h_{g,out}) = n k_{w}(h_{w,e-e} - h_{w,in})$$
(5)

$$x_{\rm m} = \frac{m_{\rm w}}{m_{\rm g}} , \quad h = cT$$
 (6)

# 2.2 열역학 제2법칙 해석

Fig. 1에 묘사된 폐열회수 보일러 모델에 대한 엔 트로피 생성은 다음과 같이 표현 된다.(5)

$$\begin{split} \mathbf{\hat{S}}_{gen} &= n\mathbf{\hat{s}}_{g} c_{g,su} ln \left( \frac{T_{g,s-e}}{T_{g,in}} \right) + n\mathbf{\hat{s}}_{g} c_{g,ev} ln \left( \frac{T_{g,e-e}}{T_{g,s-e}} \right) + n\mathbf{\hat{s}}_{g} c_{g,ec} ln \left( \frac{T_{g,out}}{T_{g,e-e}} \right) \\ &+ n\mathbf{\hat{s}}_{g} R_{g} ln (l + \frac{\Delta p}{P_{o}}) + n\mathbf{\hat{s}}_{w} c_{s} ln \left( \frac{T_{s,out}}{T_{sat}} \right) \\ &+ n\mathbf{\hat{s}}_{w} c_{w} ln \left( \frac{T_{sat}}{T_{w,in}} \right) + \frac{n\mathbf{\hat{s}}_{w} h_{iv}}{T_{sat}} \end{split}$$
(7)

엑서지 파괴율(聲₄₅)은 엔트로피 생성율(ॐ₅m)과 주위 환경 온도(T₀)의 곱으로 정의 되므로(7), 정규화된 파괴엑서지는 다음과 같이 표현된다.

$$N_{\rm des} = \frac{\underline{E} \hat{X}_{\rm des}}{n \hat{K}_{\rm g} c_{\rm g,o} T_{\rm o}} = \frac{\hat{S}_{\rm gen}}{n \hat{K}_{\rm g} c_{\rm g,o}}$$
(8)

여기서, Sen는 식(11)로부터 계산되므로 N<sub>des</sub>는

- 685 -

 $NTU_{ev}, NTU_{ec}, NTU_{su}, \Delta p / p_o, T_{sat}, T_{w,in}, T_{g,in}$  가 주 어지면 얻을 수 있다.

[Fig. 1]에 표시된 공급엑서지율(Å<sub>sup</sub>) 및 유실엑서 지율(Å<sub>lost</sub>)은 다음과 같이 정의된다.

$$\mathbf{E}_{x_{sup}} = \mathbf{n}_{g} \left[ c_{g,in-o} \left( T_{g,in} - T_{o} \right) - T_{o} \left( c_{g,in-o} ln \frac{T_{g,in}}{T_{o}} - R_{g} ln \left( l + \frac{\Delta p}{p_{o}} \right) \right) \right]$$
(9)

$$E_{X_{\text{lost}}} = n \sum_{g} \left( c_{g,\text{out-o}} \left( T_{g,\text{out}} - T_{o} \right) - c_{g,\text{out-o}} T_{o} ln \frac{T_{g,\text{out}}}{T_{o}} \right)$$
(10)

그리고 정규화된 공급엑서지 및 유실엑서지는 각각 다음과 같이 표현된다.

$$N_{\rm sup} = \frac{E \chi_{\rm sup}}{n g_{\rm g} c_{\rm g,o} T_{\rm o}} , \quad N_{\rm lost} = \frac{E \chi_{\rm lost}}{n g_{\rm g} c_{\rm g,o} T_{\rm o}}$$
(11)

#### 3. 계산 결과 및 토의

#### 3.1 에너지평형

0

페열회수 보일러에 공급되는 하부 사이클 각각 구성 요소에서 소모되는 에너지량을 검토하기 위하 여 에너지평형을 계산하였다. 페열회수 보일러에서 의 열소모율  $\mathcal{P}_{lost,HRSG}$ , 하부 사이클에서의 순출력  $\mathcal{P}_{net}$  및 다음과 같이 계산할 수 있다. 복수기의 열 소모율  $\mathcal{P}_{lost,cond}$ 는 다음과 같이 각각 계산된다.

$$\mathcal{Q}_{\text{lost,HRSG}}^{\mathsf{x}} = n \mathcal{Q}_{w} (h_{\text{g,out}} - h_{\text{g,o}})$$
(12)

$$W_{\text{net}}^{\mathbf{x}} = W_{\text{ST}}^{\mathbf{x}} - W_{\text{pump}}^{\mathbf{x}}$$
(13)

$$\mathcal{O}_{\text{lost,cond}}^{\mathsf{L}} = n \mathcal{O}_{\mathsf{W}} \left( h_{\text{ST,out}} - h_{\text{cond,out}} \right)$$
(14)

[Fig. 2]는 입구가스 온도가 고정되었을 경우(θ<sub>g,in</sub> =1.6), 에너지 평형을 나타낸다. 하부 사이클에서 생 산되는 동력(Net work)이 최대가 되는 증발온도가 존재함을 알 수 있다. 또한 증발온도가 증가할수록 복수기에서 소모되는 열량(condenser loss)은 감소하 고, 폐열회수 보일러에서 방출되는 열량(HRSG stack loss)은 증가한다.

# 3.2 엑서지평형

폐열회수 보일러에서 소모되는 일반화된 소모엑



[Fig. 2] An energy balance of bottoming cycle system with the evaporation temperature (θ<sub>sat</sub>) (θ<sub>g,in</sub> =1.6)
 서지(N<sub>un</sub>), 복수기에서 소모되는 일반화된 엑서지 (N<sub>lost,cond</sub>), 하부 사이클의 일반화된 순출력(N<sub>P,net</sub>) 및

증기터빈에서 파괴되는 일반화된 엑서지 ( $N_{
m des,ST}$ )는 다음과 같이 정의 된다.

$$N_{\rm un} = N_{\rm des} + N_{\rm lost} \quad , \qquad \qquad N_{\rm des,cond} = \frac{E_{\rm X_{des,cond}}}{R_{\rm g}} c_{\rm g,o} T_{\rm o} \tag{15}$$

$$N_{\rm p,net} = \frac{\eta \mathcal{L}_{\rm net}}{\eta \mathcal{L}_{\rm gc} c_{\rm g,o} T_{\rm o}} \qquad N_{\rm des,ST} = \frac{\mathcal{L}_{\rm xdes,ST}}{\eta \mathcal{L}_{\rm gc} c_{\rm g,o} T_{\rm o}}$$
(16)

페열회수 보일러 입구가스 온도을 고정한 경우(θ<sub>gm</sub> =1.6), 하부 사이클 각 시스템에서 소모되는 엑서지 를 의미하는 엑서지 평형이 [Fig. 3]에 표시되어있 다. 하부 사이클의 증발온도에 따른 하부 사이클 순 출력과 폐열회수 보일러의 엑서지소모는 반대의 경 향을 갖는다. 또한 복수기 및 증기터빈의 소모엑서 지 비율은 상대적으로 값이 작고 변화량도 작다.

폐열회수 보일러 입구가스 온도(θ<sub>g,in</sub>)가 변화할 경우 증발온도 증가에 대한 일반화된 증기터빈 소모엑서 지(N<sub>lost,ST</sub>)가 [Fig. 4(a)]에 표시되어 있다. 증발온도 가 낮은 영역에서 증발온도의 증가에 따라 소모가 증가 한다. 하지만 증발온도가 어느 정도 높은 영역 에서는 증발온도에 따른 소모엑서지의 변화가 거의 없다. 또한 절대량도 상대적으로 작다. [Fig. 4(b)]에 서 보는 바와 같이 복수기에서의 소모엑서지 (N<sub>lost,cond</sub>)는 증발온도의 증가에 따라 감소한다.폐열 회수 보일러에서의 증발온도에 따른 일반화된 엑서 지소모(N<sub>m</sub>)가 [Fig. 4(c)]에 표시되어 있다.입구가스 온도가 비교적 큰 경우(θ<sub>g,in</sub> =2.0)에는 증발온도에 따라 감소하고, 적당한 입구가스 온도(θ<sub>g,in</sub> =1.6 및 θ<sub>g,in</sub> =1.8)에서는 엑서지 소모량이 최소가 되는 증발 온도가 존재한다. 이러한 엑서지소모가 최소가 되는 증발온도는 [Fig. 4(d)]에 표시된 바와 같이 하부 사 이클에서 생산되는 일반화된 순출력(N<sub>P,net</sub>)이 최대 가 되는 증발온도와 근접함을 알 수 있다.



[Fig. 3] A normalized exergy balance of bottoming cycle system with the evaporation temperature ( $\theta_{\rm sat}$ ) ( $\theta_{\rm g,in}\,{=}\,1.6)$ 



[Fig. 4] Variations of  $N_{\rm lost,ST}$ ,  $N_{\rm lost,cond}$ ,  $N_{un}$  and  $N_{\rm P,net}$  with the evaporation temperature on the inlet gas temperature ( $\theta_{\rm g,in}$ )

또한 일정한 폐열회수 보일러 입구가스 온도에서 증발온도 상승에 대한 폐열회수 보일러의 소모엑서 지가 감소하는 경향과 하부 사이클에서 순출력이 증 가하는 경향이 비슷함을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

이상과 같은 하부 사이클의 에너지 및 액서지 분석 을 통해 하부 사이클 성능에 가장 영향이 큰 것은 폐열회수 보일러에서 손모되는 액서지임을 알 수 있 다. 그 한예로서 하부 사이클 성능이 최대가 되는 증발온도와 폐열회수 보일러에서 액서지 소모가 최 소가 되는 증발온도가 거의 일치함을 알 수 있다. 하부 사이클 성능최적화를 위한 설계변수 선정은 폐 열회수 보일러의 성능최적화에 의해 가능하리라 생 각된다. 만약 폐열회수 보일러의 액서지 분석에 의 한 성능최적화로 하부 사이클 성능최적화가 가능하 다면 방법이 훨씬 단순해지고 해석적이 될 것이다. 이러한 접근방법은 기존의 연구에서는 좀처럼 나타 나지 않는다.

# 참고문헌

- Foster-Pegg, R. W., 1978, "Steam bottoming plants for combined Cycles," ASME Journal of Engineering for Power, Vol.100, pp. 203–211.
- [2] Chin, W. W. and El-Masri, M. A., 1987, "Exergy analysis of combined cycle: Part2-Analysis and optimization of two-pressure steam bottoming cycle," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 109, pp. 237–243.
- [3] Huang,F. F., 1990, "Performance evaluation of selected combustion gas turbine cogeneration systems based on first and second-law analysis," ASME Journal of Engineering for Power, Vol.112, pp. 112–117.
- [4] Pasha, A. and Jolly, S., 1995, "Combined cycle heat recovery steam generators optimum capabilities and selection criteria," Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 15, No. 2, pp. 147–154.
- [5] Bejan, A., 1988, Advanced Engineering Thermo-dynamics, 1st Edition, John Wiley & Sons, New York.
- [6] In, J. S. and Lee, S. Y., 2008, "Optimization of heat recovery steam generator through exergy analysis for combined cycle gas turbine power plants," International Journal of Energy Research, Vol. 32, pp. 859–869.