

## ASPEN PLUS를 이용한 석탄화력발전시스템의 엑서지분석

박명호<sup>†</sup> · 김종진<sup>\*</sup> · Yanzi Chen<sup>\*\*</sup> · 김 철

아주대학교 에너지학과

\*전력연구원

\*\*베를린공대 에너지공학연구소

(1998년 9월 8일 접수, 1999년 5월 4일 채택)

## Exergy Analysis of a Coal Fired Power Plant by ASPEN PLUS

Moung Ho Park<sup>†</sup>, Jong Jin Kim<sup>\*</sup>, Yanzi Chen<sup>\*\*</sup> and Chul Kim

Department of Energy Studies, Ajou University

\*Korea Electric Power Research Institute

\*\*Institute for Energy Engineering, Technical University of Berlin

(Received 8 September 1998; accepted 4 May 1999)

### 요 약

본 연구는 화학공정 전용 시뮬레이션 코드인 ASPEN PLUS를 이용하여, 500 MW급 대용량 석탄화력발전소에 대한 성능해석을 수행하였다. 이를 위하여 엑서지분석 유저모델과 증기터빈 성능해석 모델을 개발하여 기존에 ASPEN PLUS가 분석할 수 없었던 증기터빈 시스템에 대한 정밀한 해석이 가능하도록 하였다. 또한 엑서지분석을 통하여 석탄화력발전시스템에서 비효율성의 원인을 정의하였다. 분석 결과, 보일러에서 전체 엑서지손실의 76%, 화학엑서지의 43%가 손실됨을 알 수 있었다. 보일러 내부에서는 연소반응으로 약 250 MW, 증발기에서 약 130 MW 그리고 재열기에서 약 50 MW 등의 순으로 손실이 나타났다.

**Abstract** - In this study, a performance analysis for a 500 MW class coal fired power plant was carried out using ASPEN PLUS, a chemical process simulation code. Exergy analysis and steam turbine user models were developed to perform the analysis for the steam cycle which was not available by the existing ASPEN PLUS. Also, the cause of inefficiency in coal fired power plant was defined through the exergy analysis. From the analysis, the exergy destruction and loss in the boiler were found to be approximately 76% of total exergy and 43% of chemical exergy input, respectively. Exergy losses by combustion, in the evaporator and the reheater showed about 250, 130 and 50 MW, respectively.

**Key words:** ASPEN PLUS, Coal Fired Power Plant, Exergy

### 1. 서 론

발전시스템이 보일러와 터빈을 주기로 하는 시스템이지만, 이외의 다수의 보조기기들과의 상호연계 속에서 거동하는 복합시스템이므로 전체시스템을 대상으로 하는 성능해석 연구가 중요하다. 따라서, 주요 기기들에서의 성능개선 등이 전체시스템에 미치는 영향 등을 분석하기 위한 공정모사기술의 개발이 무엇보다도 중요하다 하겠다. 이러한 발전시스템을 해석하기 위하여 다수의 코드들이 개발되어졌는데, 발전시스템의 특성상 증기터빈 및 보조 설비를 중심으로 하는 BOP (Balance of Plants) 전용 해석코드와 유동해석 등을 통한 보일러 내부의 해석코드로 구분되어지므로, 이들을 이용한 전체시스템의 성능해석은 사실상 어려운 실정이다.

본 연구에서는 기존의 화학공정용 성능해석 코드인 ASPEN PLUS를 이용하여 석탄화력발전시스템에 대한 성능해석을 수행하였다. 이

러한 상용 코드는 다수의 물성치 데이터베이스를 보유하고 있어서 보일러시스템과 터빈시스템의 열역학적인 특성분석이 모두 가능하다는 장점을 가지고 있지만, 범용 코드인 관계로 발전시스템의 주요 기기인 터빈 등을 해석하기에는 어려운 실정이다. 따라서 본 연구에서는 기존의 상용코드에서 발전시스템의 성능분석을 수행할 수 있도록 증기사이클 성능해석 모듈과 엑서지분석 모델을 개발함으로써, 에너지 분석이 가능한 모든 화공 및 발전플랜트의 성능해석과 공정의 비효율성 분석이 가능하게 하였다. 개발된 모델을 500 MW급 대용량 석탄화력발전시스템에 적용하여 에너지 및 엑서지분석을 수행함으로써 범용 코드를 이용한 발전시스템의 성능해석 가능성을 입증하였다. 이를 통하여, 상용코드를 이용하여 발전시스템의 성능해석을 보다 수월하게 수행할 수 있으리라 예측된다.

### 2. 본 론

#### 2-1. 발전시스템을 위한 ASPEN PLUS 환경

<sup>†</sup>E-mail : mhohpark@hotmail.com

ASPEN PLUS는 화학공정의 해석을 위하여 개발된 코드임에도 불구하고 발전시스템에 적용이 가능한 여러 가지 단위조작 모델, 공정 연계 및 계산절차들을 함유하고 있다. 또한 모델의 생성 및 보완이 쉽고, 복잡한 공정일 경우라도 다수의 단순한 공정 모델들을 조합하여 모사할 수 있다. 무엇보다도 물성치들에 대한 데이터베이스가 풍부하여 대부분의 발전시스템에서 사용되는 여러 성분들에 대하여 적절한 데이터의 공급이 가능하고, 물성치가 없는 성분은 실험 등을 통하여 얻어진 데이터들을 쉽게 연계시킬 수 있다. 또한 기 개발되어진 다수의 발전시스템 관련 단위조작 모델들이 내장되어 있어서 별도의 노력 없이도 대부분의 시스템들에 대한 모사가 가능하며, 모사가 가능하지 않는 기기들의 경우에, 외부로부터의 FORTRAN 블록에 의하여 추가적인 정보를 제공하거나, 완전히 새로운 단위조작 기기 모델을 개발하여 부착시킬 수 있다. 본 연구에서는 공정 급수예열기 등의 대부분의 기기들은 내장되어 있는 모델들을 이용하였고, 증기터빈 시스템에 대하여는 자체 개발된 별도의 단위조작 모델을 이용하였다.

## 2-2. 증기터빈 성능해석 모델

본 연구에서 개발된 증기터빈 성능해석모델은 General Electric의 Spencer에 의하여 제시된 방법을 이용하여 개발되었으며, 설계점 및 탈설계점의 성능해석이 모두 가능하다[1]. 여기서 개발된 증기터빈 해석 모델은 3,600 rpm 및 1,800 rpm과 응축형 및 비응축형 터빈 모두에 대하여 성능해석이 가능하여 열병합, 복합발전 및 증기발전 시스템 등에 모두 적용이 가능하다. 각 터빈들은 효율을 결정하는 방법에서 차이가 나는데, 먼저 터빈유형에 따라 기준효율이 결정되면 이로부터 여러 변수들에 대한 효율 보정값들이 계산되고, 이들로부터 각 터빈단의 최종효율을 계산한다. 터빈 유형에 따른 효율보정 변수들이 Table 1에 수록되었다.

효율계산을 위한 데이터는 General Electric에서 제시한 데이터, 그래프 및 이를 이용한 식들로부터 계산 가능하며 각 증기터빈의 단별 보정효율이 계산되면, 증기투입조건으로부터 배출시점까지의 엔탈피 차이를 통하여 유용에너지의 계산이 가능하며, 이 값과 보정효율 및 투입조건에 엔탈피로부터 각 터빈 팽창단 최종부위(ELEP: Expansion Line End Point)의 엔탈피가 계산된다. 증압단의 효율은, 제시된 그래프 또는 식으로부터 직접 계산된다.

Table 1에서 각 터빈 유형의 특성은 각각 다음과 같다.

- ① 3,600-rpm, condensing, 2-row governing stage
- ② 3,600-rpm, noncondensing, 1-row governing stage
- ③ 3,600-rpm, noncondensing, 2-row governing stage
- ④ 3,600-rpm, noncondensing without governing stage
- ⑤ 3,600-rpm, condensing without governing stage
- ⑥ 3,600/1,800-rpm, condensing without governing stage

## ⑦ 1,800-rpm, condensing without governing stage

증기터빈에서의 증기는 터빈의 종류 및 용량에 따라 각기 달라지며, 제작형태 및 제작사에 따라 서로 달라지므로, 이를 일반화하기는 어려운 일이다. 과열 및 재열단을 가지는 증기터빈의 경우에 6곳에서의 누설이 발생하게 되며, 누설량 또한 무시할 수 없는 양으로서 이를 적절히 계산하지 않는다면 시스템의 효율이 1%이상 달라질 수 있다. 이러한 누설은 밸브와 축의 누설로 나타내어질 수 있으며, 특히 축의 종단에서 다량의 누설이 발생하고 있다. 증기터빈의 누설량 계산은 다음과 같이 주어진 Martin의 식으로 계산이 가능하다.

$$F = 25KA \sqrt{\frac{1 - (P_2/P_1)}{N - \ln(P_2/P_1)}} \sqrt{\frac{P_1}{v_1}} \quad (1)$$

$$F = C \sqrt{\frac{P_1}{v_1}} \quad (2)$$

F=Packing flow rate(lbm/hr)

K=Factor for packing type

A=Leakage area in square inches= $\eta$ (Packing diameter, in)(clearance, in)

P<sub>1</sub>=Initial pressure in packing(psia)

P<sub>2</sub>=Final pressure in packing(psia)

v<sub>1</sub>=Initial specific volume(ft<sup>3</sup>/lbm)

N=Number of stationary packing teeth

C=Packing leakage constant

이들 식에서 식 (1)에 나타난 값들은 성능해석을 수행하는 경우에 확보하기 어렵기 때문에 식 (2)가 많이 이용되는데, 패킹 누설계수인 C는 터빈 유형에 따라 각 누설부위에 대한 값들이 터빈제작사들로부터 제시되어 있다. 본 연구에서는 ASPEN PLUS의 In-Line Fortran을 통하여 계산하였다. 증기터빈에서는 기계적인 손실과 발전기 손실 등이 포함되어져야 하며 기계적 손실에는 베어링 및 오일 펌프 손실, 발전기베어링 손실 및 터빈 축에 의하여 구동되는 급수펌프의 기계적 손실 또한 별도로 고려되어야 한다. 이러한 기계적 손실은 발전기 출력과 터빈 유형에 따라 제작사들로부터 제시되어 있으며, 발전기 손실은 발전기출력, 회전수 및 부하에 따라 제시된 계수를 이용하여 계산 가능하다. 위에 제시한 여러 효율 및 손실들이 종합되어진 후에 보조 기기들의 손실이 감안되면 터빈의 최종출력이 계산되어진다. 본 연구에서 개발된 모델은 별도의 보완없이 각 유형의 증기터빈에 대하여 적용 가능하다. 이를 위하여 고압단, 재열 및 중·저압단을 위한 모델을 별도로 개발하여 필요에 따라 사용자가 조합하여 사용할 수 있다. 고압단은 governing stage를 위한 모델과 동력을 생산하는 모델로 각각 구성되었으며, 중압 및 저압단을 위하여도 동일하게 구성하였다. 이 모델에서는 실험식들을 이용하여 각 보정치들에 대한 효율과 배출손실

Table 1. Efficiency calculation procedures

Turbine type	Non reheat	High pressure sections		Intermediate pressure sections	Reheat sections		
	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦
Base efficiency	89.48	87.00	84.00		91.93	91.93	92.95
Efficiency correction for volume flow	○	○	○		○	○	○
Efficiency correction for governing stage	○	○	○				
Efficiency correction for pressure ratio		○	○				
Efficiency correction for initial conditions	○				○	○	○
Efficiency correction for governing stage at part load	○	○					
Efficiency correction for part load	○	○	○				
Efficiency correction for substitution of 1,800 rpm low pressure section						○	
Efficiency correction for Mean-of-Loops	○	○	○				

등이 계산되며, 터빈의 누설 및 발전기 손실은 외부에서 In-Line Fortran을 통하여 계산하였다.

### 2-3. 엑서지분석모델

기존의 열역학 1법칙에 의한 에너지분석은 시스템 내에서 손실이 발생하는 위치와 양을 파악할 수 없다. 이는 에너지분석이 열과 일을 구분 없이 통합하여 사용하기 때문이며, 이로 인하여 에너지의 질을 정량화시킬 수 없다. 반면에 열역학 2법칙은 서로 다른 수준의 에너지원들에 대한 정량적인 분석이 가능하기 때문에, 이들을 동시에 고려한 엑서지의 개념이 에너지시스템의 분석을 위한 보다 효율적인 도구로 사용될 수 있다. 이러한 엑서지값들을 대상시스템 또는 단위기기에 대하여 투입량과 배출량을 비교함으로써 손실이 발생하는 원인과 위치를 쉽게 파악할 수 있으므로, 발전 및 화학공정의 분석 등에 널리 사용되고 있다[2-4].

물질흐름의 엑서지는 식 (3)과 같이 온도와 압력에 의한 물리엑서지와 흐름의 화학성분들로 인한 화학엑서지로 구분되어진다.

$$E = E^{PH} + E^{CH} \quad (3)$$

단위 물 또는 단위 질량당 물리엑서지는 다음과 같이 계산되어진다.

$$e^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4)$$

$h$ =specific enthalpy,  $s$ =specific entropy

$T_0$ =environmental temperature

엑서지는 환경으로부터 시스템이 어느 정도 떨어져 있는지를 나타내기 때문에, 사용되어질 환경을 정의하는 것이 필요하다. 이러한 환경은 Gibbs 에너지값이 낮은 물질들로 구성되어지며, 열역학적으로 평형상태인 것으로 추정되어진다. 본 연구에서는 엑서지계산을 위한 열-기계적 환경으로서 25 °C, 1.01325 bar를 설정하였다. 여타의 환경조건들은 Ahrendts의 모델을 사용하였다[5]. 환경에 존재하지 않는 순수한 물질들인 COS 및 NH<sub>3</sub> 등의 기준환경 조건에서의 엑서지는 표준 엑서지값이 알려진 물질들의 실질적인 또는 가상적인 반응을 이용하여, 다음 식으로부터 계산되어진다[6].

$$e^{ch} = -\Delta g(T_0, P_0) + \left[ \sum_k x_k e_k^{ch}(T_0, P_0) \right]_{products} - \sum_j x_j e_j^{ch}(T_0, P_0) \Big|_{reactants} \quad (5)$$

$e^{ch}$ =chemical exergy on molar basis  $g$ =molar Gibbs function

$x$ =mole fraction

$P_0$ =environmental pressure

석탄, 쇄, 에멀전, 오일 또는 쓰레기 등의 화학엑서지값은 이들의 절대엔트로피 값이 알려져 있지 않기 때문에 기존의 방법으로는 계산되어질 수 없는 관계로 특별한 방법이 적용되어야만 한다. 이와 같이 주요 성분이 C, H, O, N, S인 경우에는 추정 또는 추정된 고위발열량값과 추정되어진 절대엔트로피 값을 사용한다. MAF(mineral

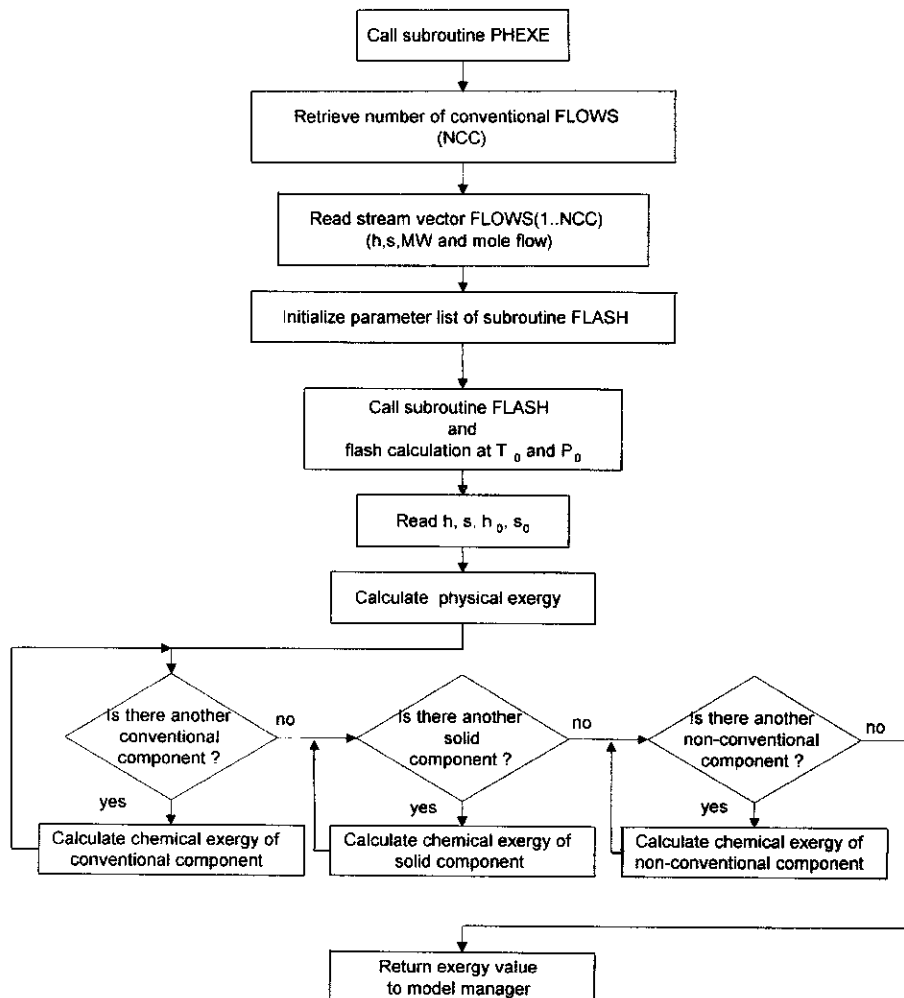


Fig. 1. Exergy subroutine flowsheet.

ash free) 상태에서 조성이  $cC+hH+oO+nN+sS$ 이고 산화제로서 산소(완전반응)를 사용하는 경우에 연료 단위몰당 표준엑서지와 절대엔트로피는 다음 식들을 통하여 계산되어진다[7].

$$e_{MAF}^{ch}(T_0, P_0) = (HHV)_{MAF} - T_0 \left[ s_{MAF} + \sum_k x_k s_k|_{reactants} - \sum_j x_j s_j|_{products} \right] + \left[ \sum_k x_k e_k^{ch}|_{products} - \sum_j x_j e_j^{ch}|_{reactants} \right] \quad (6)$$

$$s_{MAF} = c \left[ 37.1653 - 31.477 e^{\left( \frac{-0.564682}{h+c} \right)} + 20.1145 \frac{o}{c+n} + 54.3111 \frac{n}{c+n} + 44.6712 \frac{s}{c+n} \right] \quad (7)$$

HHV=higher heating value(MJ/kg)  $s$ =absolute entropy(kJ/kg · K)  
c, h, o, n, s=mass fraction carbon, hydrogen, oxygen, nitrogen and sulfur

혼합물의 화학엑서지는 다음의 식에 의하여 계산되어진다.

$$e^{ch}(T, P) = \sum_k x_k e_k^{ch} - RT_0 \sum_k x_k \ln(\gamma_k) \quad (8)$$

$\gamma_k$ =activity coefficient of component k

본 연구에서는 이러한 각 성분들의 화학엑서지, 물리엑서지 및 석탄 등의 엑서지를 계산하기 위하여 유저모델을 통하여 이들 값들이 ASPEN PLUS에서 계산되며, 계산흐름도는 Fig. 1에 나타내었다. 본 연구에서 개발된 모델은 어떠한 시스템에도 별도의 수정 없이 적용 가능하며, 엑서지값은 결과파일이나 별도의 파일로서 출력이 가능하다.

#### 2-4. 엑서지효율성의

일반적으로 사이클의 에너지효율은 다음과 같이 정의되어진다.

$$\eta = \frac{\text{net energy produced by the process}}{\text{total energy supply to the process}} \quad (9)$$

하지만 이 효율은 에너지의 질에 대한 기준 없이 단지 열역학 1법칙에 의하여 에너지의 양만을 비교할 수 있다. 반면에 엑서지개념을 도입하는 경우에, 다음에 정의된 엑서지효율을 통하여 에너지의 질이 비교되어질 수 있다.

$$\zeta = \frac{\text{exergy value of desired result}}{\text{exergy value of inputs utilized to produce that result}} \quad (10)$$

식 (10)에서, 분자는 시스템에서 배출되는 엑서지가 아닌 생성물의 엑서지를 나타내며, 분모는 이러한 생성물을 생산하기 위하여 시스템에서 소모되는 엑서지를 의미한다. 시스템 내의 모든 기기에 대하여 위의 식을 통한 엑서지효율을 각각 정의하여 사용하였다.

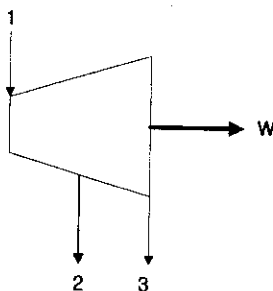


Fig. 2. Turbine.

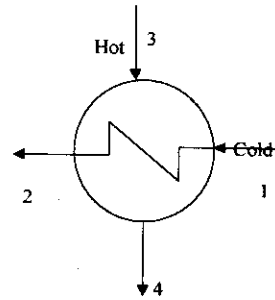


Fig. 3. Heat exchanger.

식 (10)에 의한 기기들의 엑서지효율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\zeta_{turbine} = \frac{E_4}{E_1 - E_2 - E_3} \quad (11)$$

$$\zeta_{heatexchanger} = \frac{E_2 - E_1}{E_3 - E_4} \quad (12)$$

### 3. ASPEN PLUS를 이용한 증기터빈 발전시스템의 모사

본 연구에서는 ASPEN PLUS를 이용하여 Fig. 4에 나타난 500 MW급 대용량 석탄화력발전시스템의 성능해석을 수행하였다[8]. 이 플랜트는 현재 국내에 다수 설치된 500 MW급 표준석탄화력발전플랜트의 구성과 동일하며, 설계단의 성상과 플랜트의 설계기준은 Table 2에 나타내었다. 또한 본 플랜트는 환경설비로서 전기집진기와 습식 배연탈황장치를 구비하고 있다. 재열 및 재생사이클로 구성된 증기사이클은 탈기 이외에 6개의 급수예열기를 가지고 있다.

증기사이클에서 급수예열기들의 종단온도차(terminal temperature difference)는 4.5 °C이고, 드레인 냉각기 접근온도(drain cooler approach)는 8.3 °C로 설계되었다. 응축기의 종단온도차는 5 °C, 냉각수의 유입 온도는 24 °C이고 냉각수 온도는 12 °C상승되는 것으로 설계하였다. 터빈에서의 증기누설량은 General Electric에서 제시한 방법에 의하여 계산되어 모델의 초기값으로 입력되었다. 발전기손실과 기계적 손실은 터빈 출력에 대하여 각각 2% 및 0.05%로 하였다. 응축기의 해석을 위하여 ASPEN PLUS의 FLASH모델을 이용하였으며, 각 급수예열기를 위하여 세 개의 HEATER모델과 두 개의 제어모델(Design-Specification)을 사용하여, 급수예열기 출구에서의 급수온도의 계산 및 터빈으로부터의 증기추기량을 계산할 수 있도록 구성하였다. 급수예열기는 증기의 냉각부/응축부/과냉각부 등으로 구성되어 있으므로 응축부를 기준으로 하여 각각의 HEATER를 제어할 수 있도록 하였다. 이러한 급수예열기 모델은 각 기기에서 필요로 하는 만큼의 증기를 추출할 수 있기 때문에, 탈 설계점에서 운전되는 경우에 각각의 부하 조건에 맞추어 추기량을 조절할 수 있게 된다. 이러한 구성으로 기존의 연구에서 제시되어진 ASPEN PLUS의 급수예열기 계산절차에 비하여 보다 신뢰성있는 결과를 얻을 수 있었다[9, 10].

### 4. 성능해석 결과 및 분석

대상시스템의 설계자료와 비교한 에너지분석 결과는 Table 3에 나타내었다.

Table 3에서 본 시뮬레이션 결과와 대상시스템의 설계데이터간의 오차는  $\pm 1\%$  이내이며, 이는 급수예열기의 열손실량 보정, 증기터빈 교축밸브 등에서 보다 정확한 누설량 계산을 통하여 보정될 수 있을 것

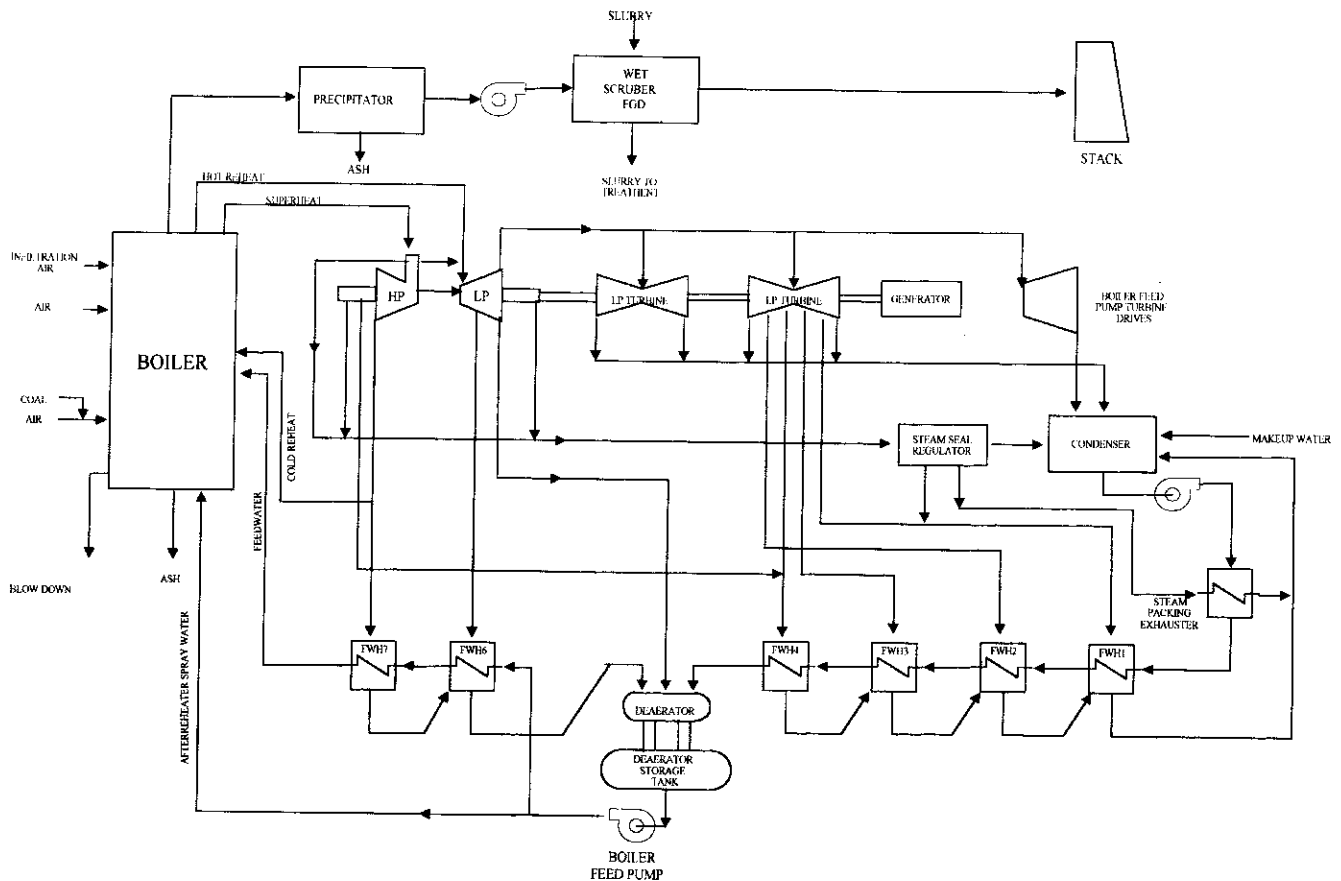


Fig. 4. Schematic diagram of the coal fired power plant.

Table 2. Design coal and steam turbine generator design basis

Coal analysis	
Proximate analysis(dry basis, wt%)	
Ash	10.57
Volatile matter	38.20
Fixed carbon	51.23
Ultimate analysis(dry basis, wt%)	
Carbon	73.79
Hydrogen	4.81
Nitrogen	1.29
Sulfur	3.07
Ash	10.57
Oxygen	6.47
Coal feed rate(as received, kg/hr)	171,705
Steam turbine	
Type	Tandem compound, four flow exhaust, single reheat, 30 inch last stage buckets
Design data	
Guarantee rating(kW)	541,900
Speed(rpm)	3600
Throttle pressure(atm)	163
Main steam temperature(°C)	538
Reheat steam temperature(°C)	538
Throttle flow(kg/hr)	1,642,486
Exhaust pressure(atm)	0.08
Number of extractions	7

Table 3. Simulation results

Parameters	Design data	Simulation	Error(%)
Power output(MW)			
Turbine	551.300	556.030	+0.86
Consumption	43.500	43.500	0.00
Extraction rates(kg/hr)			
Feed water heater 1	61,546	61,470	-0.12
Feed water heater 2	38,746	39,426	+1.76
Feed water heater 3	40,472	40,447	-0.06
Feed water heater 4	75,560	76,478	+1.21
Deaerator	94,734	94,734	0.00
Feed water heater 6	48,341	48,347	+0.01
Feed water heater 7	152,036	151,842	-0.13
Heat rate(kJ/kw-hr, Net)	2,338	2,317	-0.93
Exergetic efficiency(%)	39.8	40.1	+1.00

Table 4에서 EF와 EP는 식 (8)에서 정의한 연료와 생성물의 엑서지, ED는 엑서지소모량을 각각 나타내며,  $\zeta$ 는 엑서지효율을 나타낸다. Table 4에 의하면 보일러 시스템에서 투입 엑서지(1211.931 MW) 중의 약 550 MW가 손실되며, 이러한 손실 중에서 비가역적인 연소반응에 의한 손실이 250 MW, 연소가스와 급수증기의 열전달 손실이 300 MW 정도로 나타났다.

연소과정의 엑서지손실원인은 비가역적인 연소반응 자체에 기인하는 것으로, 연료 및 공기의 확산 및 산화, 반응물과 미반응 가스와의 열전달 및 혼합에 의하여 발생한다[11]. 기존의 연구에 의하면, 연소 반응 중에 발생하는 엑서지손실의 약 3/4는 반응물과 미반응 가스와의 열전달로 인하여 발생하며, 산화반응 자체의 엑서지효율은 95%정도의 높은 효율을 가지는 것으로 알려지고 있다. 이러한 연소반응의

으로 예상된다. 이 모델을 이용한 세부 분석결과는 Table 4-7에 나타내었다.

Table 4. Boiler system exergetic analysis results

Equipments	EF(MW)	EP(MW)	ED(MW)	$\zeta$ (%)
<b>Boiler</b>				
combustor	1331.154	1080.679	250.474	81.2
1st superheater	194.168	146.836	47.332	75.6
attenuator*	588.856	585.938	2.918	99.5
2nd superheater	127.513	93.464	34.049	73.3
reheater	156.178	105.910	50.268	67.8
evaporator	343.056	212.147	130.909	61.8
economizer	133.911	106.200	27.711	79.3
1st air preheater	12.496	8.275	4.220	66.2
2nd air preheater	47.987	42.663	5.324	88.9
Total	1211.931	661.644	550.287	54.6

\*The exergy loss of the attenuator was excluded from the boiler loss.

Table 5. Turbine system exergetic analysis results

Equipments	EF(MW)	EP(MW)	ED(MW)	$\zeta$ (%)
<b>HP turbine section</b>				
governer stage	677.448	677.364	0.084	99.99
1st hp stage	43.720	42.496	1.224	97.2
2nd hp stage	123.011	111.293	11.718	90.5
<b>IP turbine section</b>				
throttle section	569.868	569.138	0.731	99.9
1st ip stage	569.138	566.900	2.238	99.6
2nd ip stage	81.421	76.292	5.130	93.7
3rd ip stage	53.080	49.655	3.425	93.5
<b>LP turbine section</b>				
1st lp stage	300.103	276.297	23.806	92.1
2nd lp stage	86.488	80.663	5.825	93.3
3rd lp stage	72.040	66.790	5.251	92.7
4th lp stage	36.832	33.920	2.914	92.1
5th lp stage	35.576	32.549	3.027	91.5
Total	69.167	62.379	6.788	90.2

Table 6. Exergetic analysis results of the Feed Water Heaters

Equipments	EF(MW)	EP(MW)	ED(MW)	$\zeta$ (%)
<b>Feedwater heater</b>				
FWH1	7.064	4.899	2.166	69.3
FWH2	5.275	4.489	0.787	85.1
FWH3	6.423	5.628	0.795	87.6
FWH4	16.295	13.810	2.486	84.7
FWH5(Deaerator)	66.030	62.768	3.262	95.1
FWH6	15.113	13.769	1.344	91.1
FWH7	39.263	36.862	2.402	93.9

엑서지손실 저감은 현실적으로 거의 불가능하지만, 잉여공기의 양을 최소한으로 줄이고, 공기 및 연료를 최대한 예열하며, 외부로의 열손실을 최소로 함에 따라 일부 저감될 수 있을 것이다.

열전달 기기들에서 발생하는 엑서지손실의 경우에 증발기의 손실이 가장 크고, 재열기, 과열기 및 절단기의 순으로 손실량이 큰 것으로 나타났다. 이러한 열전달기기의 손실은 공정을 구동하기 위하여 필요한 구동력으로서의 온류와 냉류의 온도차, 압력손실 및 대기로의 방열손실 등이 포함된다. 특히 증발기의 경우에 상변화로 인하여 열전달 유체들간의 온도차가 여타 열교환기 들에 비하여 크기 때문에 손실이 크게 나타났다. 이러한 손실은 최소온도차, 즉 공정구동을 위한 최소한의 손실과 여타 손실로 구분되며, 공정구동을 위한 손실은 현실적으로 개선이 불가능한 반면에, 여타 손실들은 개선의 여지가 있으며

로 이러한 부분에 개선의 노력을 투입하는 것이 바람직 할 것이다.

기존의 에너지분석에 의하면 연소과정의 손실은 거의 존재하지 않는 것으로 나타나는 반면에, 엑서지분석에서는 시스템내에서 엑서지손실이 가장 크게 발생하는 부분이 연료의 연소과정인 것으로 나타났다. 따라서 보일러 시스템의 엑서지손실을 줄이는 것이 전체시스템의 성능향상에 절대적인 것을 알 수 있다. 연소반응 이외에도 보일러 내부의 열전달기기들에서 발생하는 엑서지손실도 약 300 MW에 달하고 있는데, 이러한 손실을 저감하기 위해서는 두 유체간의 온도차를 최소화하여야 한다. 이를 위하여 초임계압 증기 생산 또는 증기의 과열온도 및 재열온도 상승 등을 통한 손실저감 방안이 고려되어야 할 것이다.

터빈 시스템의 엑서지분석 결과에 의하면 저압터빈의 엑서지손실이 가장 크고, 고압 및 중압터빈의 순으로 나타났다. 저압터빈의 경우에 터빈의 후단으로 갈수록 엑서지효율이 상대적으로 낮아지는 것을 알 수 있는데, 특히 저압터빈 최종단의 엑서지손실이 전체 터빈시스템내에서 가장 크게 나타났다. 이는 저압터빈의 유량이 가장 크고, 저압터빈 증기 중의 일부가 응축하여 터빈의 효율이 떨어지기 때문이며, 본 연구의 경우에 저압터빈 최종단의 건도가 약 91%인 것으로 나타났다. ASPEN PLUS의 압축기모델을 사용하여 저압터빈을 모사하는 경우에 건도가 100%가 아닌 경우의 생성동력과 효율을 정확히 계산할 수 없는 반면에, 본 연구에서 개발된 모델은 증기분율의 변화에 따른 생성동력과 각 터빈단의 효율을 정확하게 계산할 수 있었다.

기존의 화력발전시스템은 다수의 급수예열기를 적용한 재생사이클을 통하여 시스템의 효율향상을 도모하고 있는데, 본 연구에서 대상으로 하는 시스템은 탈기기를 포함하여 일곱 개의 급수예열기를 갖추고 있다. 엑서지분석 결과에 의하면, FWH5로 나타난 탈기기에 있어서 엑서지손실이 가장 크게 나타났으며, 엑서지효율면에서는 가장 낮은 온도의 급수예열기인 FWH1이 효율면에서 가장 낮은 것으로 나타났다. 실질적으로 급수예열기는 단일 열교환기내에서 혼합, 냉각(desuperheating), 응축과정을 통하여 열전달을 수행하므로, 각 기기에서의 정확한 손실원인을 파악하기 위해서는 보다 정밀한 모델의 개발이 필요하다. 또한 추기되는 각 증기의 압력과, 각 급수예열기에서의 예열 정도에 따라 이러한 손실도 크게 달라질 것으로 예측된다. 엑서지분석 결과를 검토하면, 엑서지 손실이 크게 나타난 탈기기, FWH1, FWH4 및 FWH7의 엑서지손실을 손실이 적은 급수예열기로 분산시키는 것이 전체적인 시스템의 효율측면에서 보다 효과적인 것으로 판단되며, 엑서지손실이 큰 급수예열기들인 FWH1, FWH4, FWH5

Table 7. Exergetic analysis results of the balance of plants and pipe losses

Equipments	EF(MW)	EP(MW)	ED(MW)	$\zeta$ (%)
<b>Balance of plants</b>				
Condensor	38.186	37.463	0.759	98.0
Condensate pump	1.063	0.872	0.191	82.0
BFP turbine	14.463	12.556	1.907	86.8
BFP	11.294	10.309	0.985	91.3
Steam seal regulator	2.045	1.797	0.248	87.9
<b>Pipe loss</b>				
Main steam pipe	121.198	121.163	0.035	99.97
IP steam pipe	568.109	566.990	1.119	99.8
Steam extraction to FWH7	47.167	47.033	0.134	99.7
Steam extraction to FWH6	15.789	15.689	0.101	99.4
Steam extraction to FWH5	27.435	27.222	0.212	99.2
Steam extraction to FWH4	17.524	17.337	0.212	98.9
Steam extraction to FWH3	6.560	6.417	0.143	97.8
Steam extraction to FWH2	5.146	5.049	0.098	98.1
Steam extraction to FWH1	6.583	6.461	0.122	98.1

Table 8. Total system exergetic analysis results

Equipments	ED(MW)	ED1(%)	ED2(%)
Boiler	550.287	76.29	45.41
Turbine	49.396	6.85	4.08
Feedwater heater	13.242	1.84	1.09
Balance of plants	4.829	0.67	0.40
Pipe losses	2.176	0.30	0.18
Mixing losses	16.932	2.35	1.40
Loss(stack, blow down)	66.706	9.25	5.50
Other losses	17.506	2.43	1.44
Total	721.275	100.	59.5

및 FWH7의 중단온도차를 줄이는 대신에 FWH2, FWH3의 중단온도차를 증가시키는 방안을 고려하여야 한다.

Table 7에 나타난 보조기기(Balance of Plants)들의 분석결과에 의하면 응축기의 엑서지손실은 아주 적은 것으로 나타났고, 엑서지효율 또한 98%로서 아주 높게 나타났다. 이는 손실이 가장 크게 나타나는 에너지분석 결과와 상이한 것으로, 응축기에서 제거되는 응축열은 실질적으로 가치가 없는 에너지라는 것을 알 수 있다. 이외에 각 배관에서의 엑서지손실은 재열증기 배관에서의 엑서지손실을 제외하면 거의 무시할 정도인 것으로 나타났다.

엑서지분석 결과를 정리하면 Table 8과 같다. Table 8에서 ED1은 시스템의 총 엑서지손실에 대한 단위시스템들의 손실을 나타내며, ED2는 석탄의 투입엑서지(1211.931 MW)에 대한 시스템의 엑서지 손실 정도를 나타내고 있다. 이러한 엑서지분석 결과를 통하여, 대용량 석탄화력발전시스템에서 가장 손실이 큰 부분이 보일러 부분임을 쉽게 파악할 수 있었다. 따라서, 이러한 시스템의 성능개선을 위해서는 보일러 부분의 성능개선에 노력을 우선적으로 기울여야 함을 알 수 있다. 하지만, 보일러 내부 손실의 절반 가량은 연소반응 자체의 비가역성에 기인한 것으로 이러한 손실 중에서 현실적으로 개선 가능한 부분을 파악하는 것이 무엇보다 중요한 일이라 할 것이다. 또한 이러한 연소과정의 비가역성을 줄일 수 있는 배기가스 재순환 및 금속산화물 매개연소(Chemical-Looping Combustion) 등에 대한 연구도 필요할 것이다[12, 13].

## 5. 결 론

화학공정 전용 해석 코드인 ASPEN PLUS를 이용하여 발전시스템의 성능해석 가능성을 파악하였다. 이 코드를 이용하여 성능해석이 어려웠던 증기사이클 시스템에 대한 성능해석 모델과 에너지의 정량적 평가가 가능한 엑서지분석 모델을 개발하여 대용량 발전시스템에 적

용함으로써 시스템내의 비효율성들을 해석하였다. 결과 ASPEN PLUS 자체로서는 얻을 수 없었던 증기사이클 시스템의 각 기기에 대한 비효율성의 발생위치와 크기를 파악할 수 있었다. 모델의 결과와 기준공정의 설계자료가 일치함을 통하여 본 연구에서 개발한 모델을 이용한 발전시스템 성능해석의 타당성을 입증할 수 있었으며, 여기서 개발된 엑서지모델은 화학공정까지를 포함하는 모든 에너지시스템에 대하여 별도의 변경 없이 그대로 적용 가능하고, 증기터빈 모델은 증기터빈을 포함하는 모든 시스템에 대하여 발전시스템 전용해석 시뮬레이터들에 상응하는 정도의 결과를 얻을 수 있음을 파악하였다. 따라서, 현재의 성능분석 시스템을 이용하는 경우에 기존의 화학공정 이외에도 화력 및 원자력을 포함하는 모든 발전시스템에 대한 정성적 및 정량적인 평가가 가능하리라 판단된다.

## 참고문헌

1. Spencer, R. C., Cotton, K. C. and Cannon, C. N.: "A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine Generator ... 16500 KW and Larger," GER-2007C, General Electric Co., Schenectady, New York(1974).
2. Wee, J. H., Choi, C. K. and Joo, H. S.: *HWAHAK KONGHAK*, **30**, 406(1992).
3. Joo, H. S., Choi, C. K. and Kim, H. Y.: *HWAHAK KONGHAK*, **30**, 537(1992).
4. Lee, W. J., Kim, S. J., Shul, Y. G. and Lee, T. H.: *HWAHAK KONGHAK*, **33**, 610(1995).
5. Ahrendts, J.: *Int. J. of Energy*, **5**, 667(1980).
6. Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moran, M.: "Thermal Design & Optimization," John Wiley & Sons, New York(1996).
7. Eiserman, W., Johnson, P. and Conger, W. L.: *Fuel Processing Technology*, **3**, 39(1980).
8. Rubow, P. E.: Clean Coal Reference Plants: PC/FGD, DE-AC21-89MC25117, G/C reports No. 3009(1994).
9. Ong'iro, A., Ugursal, V. L. and Al Taweel, A. M.: *Heat Recovery Systems & CHP*, **15**, 105(1995).
10. Ong'iro, A., Ugursal, V. L., Al Taweel, A. M. and Lajeunesse, G.: *Applied Thermal Engineering*, **16**, 263(1996).
11. Dunbar, W. R. and Lior, N.: "Understanding Combustion Irreversibility," ASME AES-Vol. 25/HTD-Vol. 191, 81(1991).
12. Harvey, S. M.: Ph.D. Dissertation, Dartmouth College, Hanover, USA (1994).
13. Anheden, M.: Licentiate Thesis, Royal Institute and Technology, Stockholm, Sweden(1997).