

## 삼중압 열회수 증기발생기와 증기터빈 시스템의 열설계 해석

이봉렬\* · 김동섭† · 노승탁\*\* · 신흥태\*\*\* · 전용준\*\*\*\*

(2001년 9월 20일 접수, 2002년 1월 2일 심사완료)

### Thermal Design Analysis of Triple-Pressure Heat Recovery Steam Generator and Steam Turbine Systems

Bong Ryeol Lee, Tong Seop Kim, Sung Tack Ro, Hung Tae Shin and Yong Joon Jeon

**Key Words :** Combined Cycle(복합발전), Bottoming System(하부시스템), Heat Recovery Steam Generator(열회수 증기발생기), Triple Pressure(삼중압), Steam Turbine(증기터빈)

#### Abstract

A computation routine, capable of performing thermal design analysis of the triple-pressure bottoming system (heat recovery steam generator and steam turbine) of combined cycle power plants, is developed. It is based on thermal analysis of the heat recovery steam generator and estimation of its size and steam turbine power. It can be applied to various parametric analyses including optimized design calculation. This paper presents analysis results for the effects on the design performance of heat exchanger arrangements at intermediate and high temperature parts as well as steam pressures. Also examined is the effect of steam sources for deaeration on design performance.

기호설명			
$A$	: 면적	$L$	: 길이
$d$	: 직경	LP	: 저압 (low pressure)
DA	: 탈기기 (deaerator)	LPT	: 저압 터빈
$E_{fo}$	: 편효율	LTE	: 저온질탄기 (low temperature economizer)
EC	: 절탄기 (economizer)	$\dot{m}$	: 질량유량
EV	: 증발기 (evaporator)	Pr	: Prandtl 수
$h$	: 열전달계수	Re	: Reynolds 수
HP	: 고압 (high pressure)	RH	: 재열기 (reheater)
HPT	: 고압 터빈	SH	: 과열기 (superheater)
HRSG	: 열회수 증기발생기	ST	: 증기터빈
$i$	: 엔탈피	$\Delta T_{lm}$	: 로그평균 온도차
IP	: 중압 (intermediate pressure)	$\dot{Q}_{rec}$	: 열회수율
IPT	: 중압 터빈	$U$	: 열관류율
$k$	: 열전도율	$\dot{W}$	: 출력
		하첨자	
* 회원, 서울대학교 대학원 기계공학부		$g$	: 가스
† 책임저자, 회원, 인하대학교 기계공학과		$i$	: 관내부
Email : kts@inha.ac.kr		$in$	: 입구
TEL : 032-860-7307 FAX : 032-868-1716		$s$	: 증기
** 회원, 서울대학교 기계항공공학부		$o$	: 관외부
*** 현대건설(주) 플랜트사업본부			
**** 현대건설(주) 기술연구소			



시스템을 채택하고 있다.

대표적인 3 중압 HRSG의 구성은 Fig. 1과 같다. 공통적이거나 대표적인 구성 형태를 중심으로 운전 흐름을 기술하면 다음과 같다. 응축기를 나온 순환수는 저온절탄기(급수예열기)에서 열을 회수하고, 탈기기에서 가스성분이 제거된 후 각각의 압력단으로 나뉘어 순환하게 된다. 고압부의 급수는 고압 제 2 절탄기, 제 1 절탄기를 거쳐서 고압 증기드럼으로 유입되고, 고압 증발기에서 열을 회수하여 포화증기 상태로 고압 과열기로 들어간다. 고압 과열기를 통해 나온 고온, 고압의 과열 증기는 고압 증기터빈을 구동하게 된다. 중압부의 급수는 절탄기에서 1 차적으로 열을 회수하고, 중압 증기드럼으로 들어가 증발한 뒤, 과열기를 통해 고온의 증기로 배출된다. 중압 과열기를 나온 증기는 고압 증기터빈을 통해 팽창된 증기와 혼합된 뒤 재열 과정을 거쳐 중압터빈으로 유입된다. 저압부의 급수는 저압 과열증기 상태로 발생되어 중압터빈에서 팽창하고 나오는 증기와 혼합되어 저압터빈을 구동한다. 증기드럼이나 과열기에서 나오는 포화 또는 과열증기중 일부는 탈기기 열원으로 사용된다. Fig. 1은 대표적인 예를 보인 것이며, 열교환기의 배치, 탈기기의 구성 등에 있어서 여러 가지 다양한 시스템 구성 방법이 가능하다. 본 논문에서는 국부적으로 상이한 설계방법이 설계성능에 미치는 영향을 살펴볼 것이다.

## 2.2 열회수 증기발생기의 모델링

HRSG 내 열교환기는 원관 내부로 물 또는 증기가 흐르고, 그 외부로 가스가 통과하여 직교류형(cross flow) 열교환을 한다. 그러나 전체적으로 물과 가스의 입출구가 서로 반대편에 위치한 대향류형 열교환기이며 과열기, 재열기, 증발기, 절탄기, 급수예열기 등 각각의 열교환기에서 다음의 에너지 균형식이 적용된다.

$$\dot{m}_g(i_{g,in} - i_{g,out}) = \dot{m}_s(i_{s,out} - i_{s,in}) = U_g A_g \Delta T_{lm} \quad (1)$$

열전달 용량은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{1}{U_g A_g} = \frac{1}{E_{fo} h_g A_g} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_s A_s} \quad (2)$$

과울링효과는 무시하였고,  $E_{fo}$ 는 관외부 가스측 핀의 존재에 의한 표면효율(surface efficiency)을 의미한다.

관 내부의 열전달계수는 빈번히 사용되는 아래

의 Dittus-Boelter 형 상관식<sup>(5)</sup>을 사용하여 구한다.

$$h_s = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{k}{d_i} \quad (3)$$

증발기에서의 관내 유동은 핵비등을 수반하는 강제대류 유동이므로 핵비등 열전달과 강제대류 열전달을 조합하여 고려한 Chen<sup>(6)</sup>의 경험식을 사용한다.

$$h_{two\ phase} = h_{forced\ convection} + h_{nucleate\ boiling} \quad (4)$$

관 외부의 열전달계수와 핀효율 등은 기하형상과 유동조건의 함수인 경험식<sup>(7)</sup>을 사용한다.

$$E_{fo} h_g = f(\text{tube size \& arrangement, fin geometry, flow condition, gas properties}) \quad (5)$$

가스의 물성치는 가스터빈 계산 프로그램의 부 프로그램<sup>(8)</sup>을 이용하여 구하고, 물 및 증기의 물성치는 전산화된 자료<sup>(9)</sup>를 사용한다. 각 열교환기 유니트에서의 구체적인 계산식 및 방법은 단압 및 2 중압 계산에서와 같다.<sup>(2,10)</sup>

이와 같은 열전달 관계식들과 에너지 균형식을 이용하여 각 열교환기에서의 열회수량 및 열전달에 필요한 전열면적의 계산이 가능하다.

## 2.3 증기터빈의 모델링

과열기를 나온 증기는 제어밸브를 거친 뒤 증기터빈에서 팽창과정을 통해 일을 한다. 본 계산에서는 고압과 중압 터빈 각각 1개, 저압터빈 2개로 구성되어 있는 충동형식의 재열터빈을 고려하였으며, 각 터빈 섹션에서의 성능은 증기터빈 시스템 설계시에 일반적으로 많이 사용되는 Spencer 등<sup>(11)</sup>의 방법으로 구하였다.

## 2.4 해석 방법 및 조건

열회수기 입구의 가스온도 및 유량과 고압과열기 출구 및 재열기 출구 증기온도 등 주요 설계조건들을 Table 1에 나타내었다. 가스 조건은 약 220MW의 출력과 35%의 효율을 보이는 고성능 가스터빈의 출구 조건이다. 핀치온도차(pinched point temperature difference), 절탄기 출구 과냉도(approach subcooling) 등은 모두 15K로 두었다. 전체적인 계산과정을 Fig. 2에 나타내었다.

3 중압 열회수 증기발생기는 단압, 2 중압 시스템과는 다르게 열교환기의 배치에 따라 다양한 시

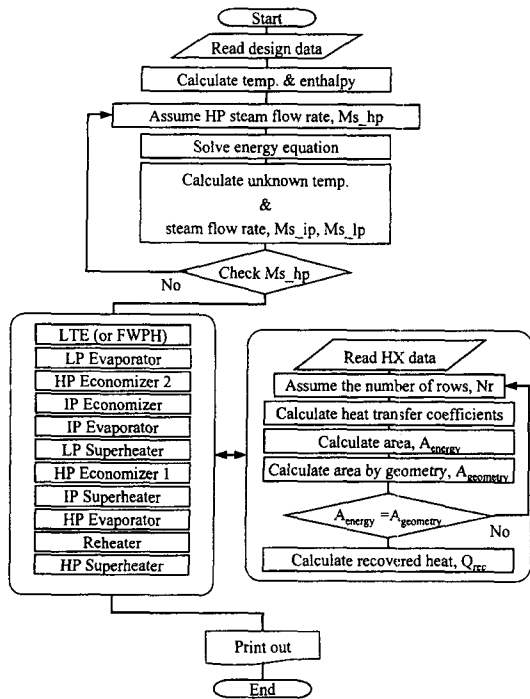


Fig. 2 Flow chart for the analysis of a triple pressure HRSG

스텝 구성이 가능하다. 따라서 이와 같은 열교환기 배치에 따른 설계 성능 및 전열면적의 변화를 살펴보는 것은 설계 기초 단계에서 매우 중요한 부분이 된다. 본 논문에서는 중간온도 부분에 놓이는 고압 제 1 절탄기, 중압과열기, 저압과열기 서로 간의 배열 순서 및 고온부에 놓이는 고압과열기와 재열기의 배열순서에 따른 설계성능 차이를 분석한다. 이어서 설계 파라미터 해석의 예로서 고, 중, 저압 각 압력의 변화에 대한 설계 성능의 민감도를 분석한다. 또한 탈기기(deaerator)의 열원 증기를 추가하는 위치에 따른 설계성능 변화를 살펴본다.

### 3. 해석 결과

#### 3.1 일반적 결과

먼저 Fig. 1 과 같은 구성(중간온도 부분에서 HPEC1, LPSH, IPSH 순서의 배치 및 고온부에서 HPSH/RH 병렬 배치)을 가지는 시스템에 대한 해석 결과를 보인다. 먼저, 온도-회수열량 관계를 Fig. 3 에 보였다. 총열회수율은 약  $1.26 \times 10^6$  MJ/hr (350MW)이고, 응축수 펌프 (condensate pump)의 급수량은 97.4 kg/s로서 고압, 중압, 저압부에서 발생하는 증기량과 탈기기 유량(중압과열기에서 추가)은 각각 73.3, 10.6, 13.5, 2.2 kg/s 이며, 터빈출력은

Table 1 Main reference design parameters

gas inlet temperature	625 °C
gas flow rate	599.3 kg/s (2157 ton/hr)
HP steam temperature	555 °C
RH steam temperature	555 °C
HP	140 bar
IP	40 bar
LP	8 bar
condenser pressure	0.07 bar

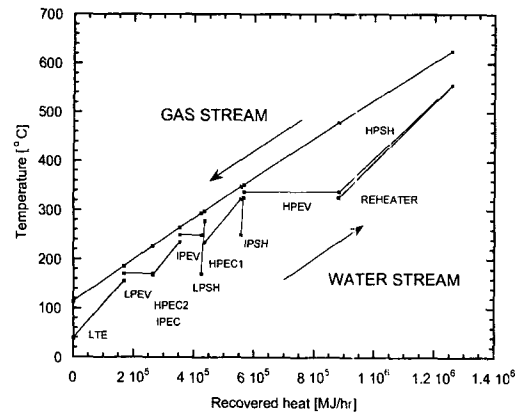


Fig. 3 Temperature profile of a triple pressure HRSG

127.5 MW로서 HP, IP, LP 터빈에서 각각 17%, 30%, 53%로 나뉘어 발생한다. 물론 3.2 절 이후에서 언급되는 바와 같이 열교환기의 배치 등에 따라 각 압력단에서의 발생 증기량과 각 터빈에서의 출력의 크기는 달라진다. Fig. 4 에는 열회수율, 전열면적의 분배를 나타내었다. 고압단에서 가장 많은 열이 회수된다. 총 회수열량 중에 60%에 가까운 부분을 고압단, 즉 고압 과열기, 중발기, 절탄기에서 회수하고 있다. 비록 배기열을 고압단에서 가장 많이 흡수하고 있으나 고압단 열교환기의 전열면적은 총 전열면적의 50% 미만이다. 2 중압 HRSG 시스템에서 고압단의 전열면적이 지배적인 역할을 하던 것<sup>(2,10)</sup>에 비해, 재열기의 추가 등으로 인하여 고압단의 전열면적의 비중이 상대적으로 감소한다. 특히 재열기가 3 중압 HRSG 에서 주의 깊게 설계해야 할 부분으로 보인다. 재열기는 총 전열면적의 약 7%~8%정도를 차지하는데, 재열기에서 회수되는 열량은 약 12% 이상으로서 배기열 회수에 큰 역할을 한다고 볼 수 있다. 이 하부시스템의 가스 입구 조건이 약 220MW의 출력과 35%의 효율을 보이는 가스터빈의 출구 조건임을 감안하면 본 계산의 결과는 총 복합화력 발전시스템의 열효율이 55%에 근접함을 의미한다. 이는 현

재 운전되고 있는 플랜트의 최상급 효율로서 본 계산이 현실적인 계산이었음을 확인하여 준다.

3.2 열교환기 배치의 영향

Table 2 와 같이 열회수기 중간부분에서 중압과 열기(IPSH)이전에 위치하는 고압 제 1 절탄기 (HPEC1)와 저압과열기(LPSH) 서로간의 배열 순서에 따라 세가지 형식으로 구분한다. 상대적으로 가스온도가 고온인 곳에 고압 절탄기가 위치하는 것이 configuration 1 (Fig. 1)으로서 이미 3.1 절에서 해석결과를 보인 바 있으며, 그 반대로 저압과열기가 고온부에 위치하는 것이 configuration 2 이고,

고압 절탄기와 저압과열기가 병렬로 놓이는 것이 configuration 3 이다. 즉, configuration 2, 3 은 1 에 비하여 열회수기 중간부분의 구성만 다를 뿐이다. 각 경우에 대하여 온도-열량 선도를 해당 열교환기에만 국한하여 나타내면 Fig. 5 와 같다.

Table 3 에 각 터빈 출력과, 각 압력단에서의 발생 증기량 등을 세가지 배치방법에 대해 비교하여 나타내었다. 열교환기의 구성에 따라 증기터빈 출력에 차이가 있음을 알 수 있다. 중압 과열기 이후에 고압 제 1 절탄기, 저압 과열기 순서로 배열하는 configuration 1 을 기본으로 할 때, 저압 과열기를 고압 제 1 절탄기보다 고온에 배열하므로서 저압과열기 출구온도가 높아지는 configuration 2 의 경우에 터빈 출력이 증가한다. 계산결과 HRSG 전체에서 회수되는 열량에는 거의 차이가 없다. 그러나 LPSH 출구온도가 높아져서 열회수기 전체에

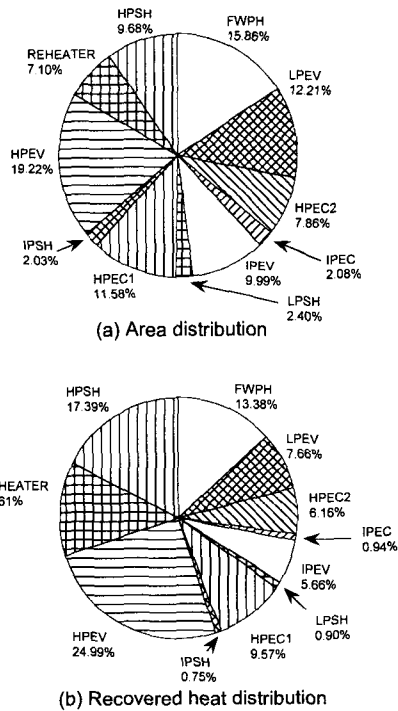


Fig. 4 Distribution of HRSG area and recovered heat

Table 2 Three cases with different arrangements at the intermediate temperature part

configuration	order
1	LPSH, HPEC1, IPSH
2	HPEC1, LPSH, IPSH
3	LPSH/HPEC1(parallel), IPSH

Table 3 Performance comparison for the three cases at the intermediate temperature part

configuration	1	2	3
HP power (MW)	22.0	22.0	21.9
IP power (MW)	37.9	37.6	37.5
LP power (MW)	67.6	72.6	71.9
total power (MW)	127.5	132.2	131.3
HP steam (kg/s)	73.3	73.5	73.1
IP steam (kg/s)	10.6	9.8	10.0
LP steam (kg/s)	13.5	13.6	13.6
DA steam (kg/s)	2.20	2.18	2.19
Feed water (kg/s)	95.2	94.7	94.5
recovered heat (MW)	349.7	349.4	349.3

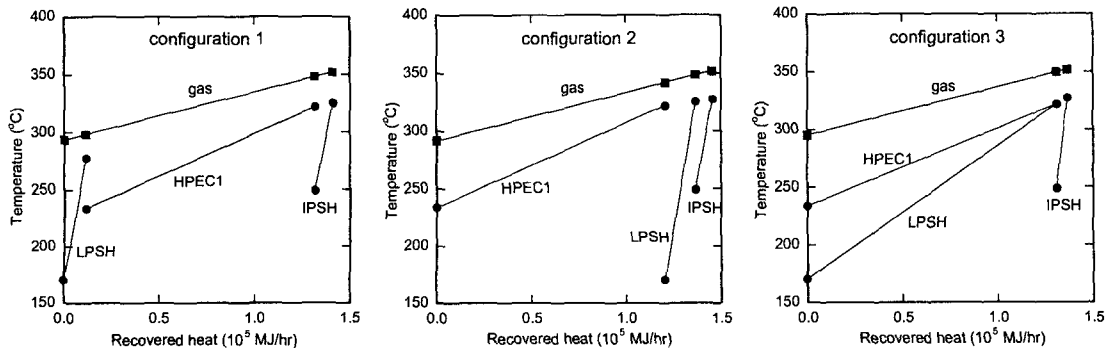


Fig. 5 Temperature profile at the intermediate temperature part (LPSH, HPEC1, IPSH) of the HRSG

서 이루어지는 엔탈피 상승이 커지므로 유량은 다소 감소한다. 이 유량감소가 대체로 중압부(IP)에서 이루어지는 것으로 나타났다. 그러나 감소율은 0.5% 내외로 작다. 이처럼 유량은 다소 감소하지만 터빈출력은 오히려 증가하는 결과를 얻었다. 이는 터빈 출력이 유량뿐 아니라 각 터빈 섹션에서의 열낙차에 영향을 받는다는 것을 염두에 두면 이해 가능하다. 현재의 형태처럼 탈기 열원 증기가 중압과열기 출구에서 추가되는 경우에 터빈 출력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{W}_{ST} = \dot{W}_{HPT} + \dot{W}_{IPT} + \dot{W}_{LPT} \quad (6)$$

where

$$\dot{W}_{HPT} = \dot{m}_{HP} \cdot \Delta i_{HPT} \quad (7a)$$

$$\dot{W}_{IPT} = (\dot{m}_{HP} + \dot{m}_{IP} - \dot{m}_{DA}) \cdot \Delta i_{IPT} \quad (7b)$$

$$\dot{W}_{LPT} = (\dot{m}_{HP} + \dot{m}_{IP} - \dot{m}_{DA} + \dot{m}_{LP}) \cdot \Delta i_{LPT} \quad (7c)$$

HP 터빈에서는 유량과 열낙차의 변화가 미미하므로 출력변화도 거의 없다. 한편, IP 에서 발생하는 증기량( $\dot{m}_{IP}$ )보다 HP 에서 발생하는 증기량( $\dot{m}_{HP}$ )이 더 크므로 IP 발생 증기량의 감소가 IP 터빈에 유입되는 유량에 미치는 영향은 상대적으로 작다. 따라서 IP 터빈 유입유량의 감소는 1% 정도이고, IPSH 출구온도가 거의 같아 열낙차( $\Delta i_{IPT}$ )는 사실상 변화가 없으므로 IP 터빈출력의 감소는 1% 정도에 그친다(탈기 유량  $\dot{m}_{DA}$  은 거의 일정함). LP 터빈에서도 유량 감소는 마찬가지로이지만, 저압터빈입구의 온도(즉 LPSH 출구온도)가 높아져서 터빈에서의 열낙차( $\Delta i_{LPT}$ )가 커지며, 열낙차의 증가가 유량감소보다 훨씬 크기 때문에 LP 터빈 출력이 7% 정도 증가한다. 결과적으로 저압 터빈 출력 증가로 인하여 총출력은 약 3.7% 향상된다. 저압 과열기와 고압 제 1 절탄기를 병행하게 구성했을 경우(configuration 3)에도 역시 저압터빈 입구의 증기 온도를 높일 수 있으므로 configuration 2 와 비슷한 정도의 출력 증가가 가능하다.

결과적으로 1 에 비하여 2, 3 은 거의 같은 양의 열을 회수하고도 더 큰 출력을 발생한다. 이는 다음 식으로 정의되는 하부 랭킨사이클의 효율이 더 높다는 것을 의미한다.

$$\eta_R = \frac{\dot{W}_{ST}}{\dot{Q}_{rec}} \quad (8)$$

이 효율이 더 높을수록 더 우수한 증기터빈 사

**Table 4** Three cases with different arrangements at the high temperature part (The intermediate temperature part follows configuration 2 in Table 2)

case	order
I	HPSH/RH (parallel)
II	RH, HPSH
III	HPSH, RH

**Table 5** Performance comparison for the three cases at the high temperature part

case	I	II	III
HP power (MW)	22.0	23.2	21.8
IP power (MW)	37.6	36.5	38.2
LP power (MW)	72.6	74.4	73.3
total power (MW)	132.2	134.1	133.2
recovered heat (MW)	349.4	350.6	349.9
feed water (kg/s)	94.7	97.1	95.7

이클이 구성된다는 뜻이다. 본 계산에 있어서 효율 범위는 35.6~36.9% 이다.

한편 HRSG 중간온도부분 뿐 아니라 고온부에서도 고압과열기(HPSH)와 중압재열기(RH)의 배열 순서를 바꿀 수 있다. 이전의 계산에서는 Fig. 1 과 같이 이 두 열교환기가 병렬로 배열된 경우이었으나, 여기서는 이 두 열교환기의 배치에 의한 성능 차이도 살펴보고자 한다. Table 4 에 각 계산 경우를 나열하였다. 모든 경우에 중간온도부의 배치는 성능이 상대적으로 우수한 Table 2, 3 에서의 configuration 2 를 따른다. Case I 은 HPSH, RH 가 병렬인 경우로서 앞의 configuration 2 와 동일하다. Case II 는 RH 다음에 HPSH 가 뒤치하는 것이고, case III 는 반대인 경우이다. 각 경우에 대하여 온도-열량 선도를 고온부에만 국한하여 나타내면 Fig. 6 과 같다. Table 5 에는 세가지 경우의 성능차이를 분석하였다. II, III 의 경우에는 I 에 비하여 각각 RH, HPSH 의 출구 온도가 낮다. 따라서 II, III 에서 각각 중압, 고압 터빈에서의 출력이 다소 감소한다. 그러나 전체적으로 보면 급수량이 증가하여 II, III 의 경우에 각각 고압, 중압 터빈의 출력은 오히려 I 에 비하여 증가한다. 더욱이 늘어난 유량으로 인하여 저압터빈의 출력이 증가하면서 총출력은 병렬 배열인 I 에 비하여 다소 증가하는 것으로 나타난다. 고온부에서는 HPSH, RH 출구의 설계온도가 시스템 최고 온도로 제한되어 있기 때문에 열교환기 배치차이에 따른 성능 차이가 (각 열교환기 출구온도 차이가 큰) 중간온도 부분에서의 열교환기 배치에 따른 성능 차이보다 상대적으로 작은 것으로 결론지을 수 있다.

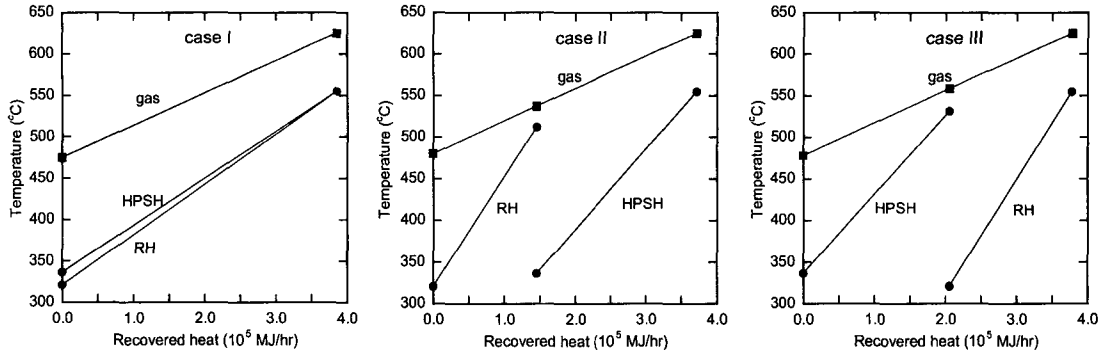


Fig. 6 Temperature profile at the high temperature part (HPSH, RH) of the HRSG

3.3 설계 압력의 영향 해석

다압 열회수기에서는 매우 많은 설계 파라미터들이 존재한다. 예를 들어 HP, IP, LP 압력, 각 압력에서의 핀치온도차, 절탄기출구 과냉도, 과열, 재열증기의 온도, 가스의 입구온도 등이 주요한 것들이다. 본 연구에서 구성된 계산 프로그램으로는 이러한 다양한 해석이 가능하다. 본 논문에서는 가장 기본적인 파라미터인 각 압력이 설계에 미치는 영향을 분석한 결과를 제시하고자 한다. Fig. 7에 각 압력에 따라 열회수기에서의 열회수량, 필요한 전열면적 그리고 증기터빈 출력을 보였다. HRSG 형태는 configuration 2를 따르며, 기준압력들은 Table 1에 나타난 바와 같다. 기준 설계값들은 Table 3의 configuration 2 (Table 5의 case I과 동일)에 보인 바와 같다. 온도차를 비롯한 다른 모든 파라미터들은 일정하게 두었다. HP를 높이면 HP, IP, LP 터빈출력이 모두 증가하여 결국 총출력이 증가한다. LP를 높이면, HP 터빈 출력은 거의 변하지 않으나 LP 터빈출력 증가보다 IP 터빈출력 감소가 커서 총출력이 감소한다. 한편, IP가 낮아지면 HP 터빈출력이 증가하지만 LP 터빈의 출력이 감소가 더 두드러져서 출력이 감소하고, IP가 너무 높아지면 반대로 HP 터빈출력의 감소가 IP 터빈출력의 증가보다 우세하여 출력이 감소한다. 결과적으로 현재 설계점으로 잡은 40bar 근처에서 최대출력을 보인다. 그러나 출력의 변화는 HP, LP 변화시킬 때의 출력 변화에 비하여 작다.

3.4 탈기기(deaerator) 열원에 의한 영향 해석

탈기(deaeration)를 위한 증기를 추가하는 위치에 따른 터빈 출력차이를 살펴보았다. 역시 Table 2의 configuration 2를 기본 시스템으로 하였다. 이 기본 시스템은 Fig. 1에서 처럼 중압과열기 (IPSH)출구의 증기를 탈기기의 열원으로 사용한 것이다. Table 6에 탈기 열원을 중압과열기를 기본으로 하

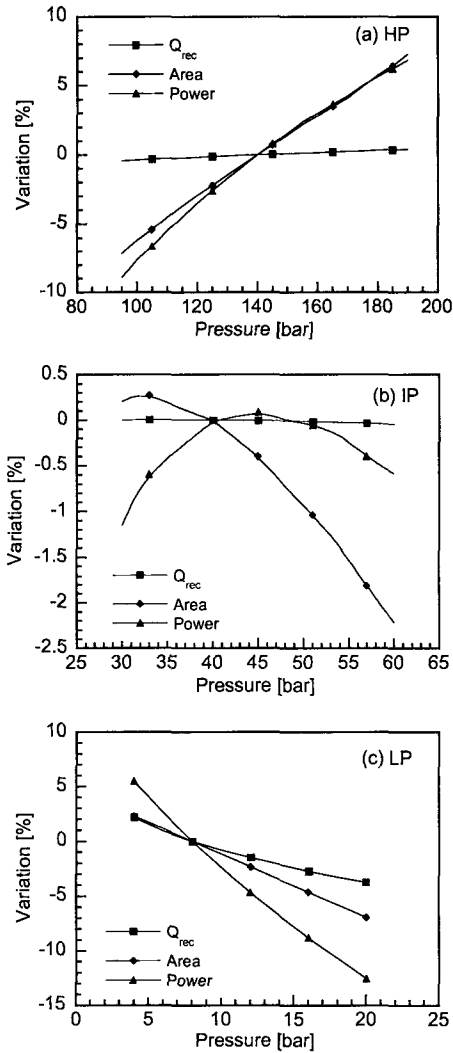


Fig. 7 Effect of HP, LP and IP pressures on recovered heat, HRSG area and steam turbine power (reference - configuration 2 in Table 2)

**Table 6** Performance comparison for different deaerator steam sources.

steam source	power (%)
IPSH*	0
IPEV	-0.22
LPSH	+0.81
LPEV	+0.60
HPSH	-0.14
HPEV	-1.08

\* reference : 132.2 MW

여 중압 증발기(IPEV), 저압 과열기(LPSH), 저압 증발기(LPEV), 고압 과열기(HPSH), 고압 증발기(HPEV), 등으로 바꾸었을 경우의 시스템 설계성능 차이를 비교하여 나타내었다.

중압부에서 추기하였을 경우를 기준으로 하면, 고압부에서 증기를 추기했을 경우에 출력이 다소 감소하는 것을 볼 수 있다. 고압에서 유량이 추기 되면 고압터빈에 유입되는 증기유량이 작아지는 것이 큰 요인이다. 반대로 저압부에서 추기하면 출력이 증가한다. 또한 같은 압력에서도 과열기 보다는 증발기에서 추기할 때에 출력이 상대적으로 작는데, 이는 과열기보다 상대적으로 엔탈피가 낮은 증발기에서 추기하므로 인하여 더 많은 유량이 필요하므로 터빈에 유입되는 유량이 감소되기 때문으로 풀이된다. 추기지점의 선택에 따라서 최대 약 2% 정도의 출력차이가 나는 것을 볼 수 있으므로 탈기 열원 역시 설계시에 비중있게 다루어야 할 요소로 보인다.

#### 4. 결 어

본 연구에서는 복합화력발전용 3 중압 하부시스템의 성능 설계해석을 위한 프로그램을 구성하였으며, 열회수 증기발생기의 열교환기 배치의 영향, 고압, 중압, 저압 각 압력 설정에 따른 영향 및 탈기기용 열원증기의 추기지점의 영향 등을 고찰하였다.

HRSG 중간온도 부분에서 고압 제 1 절단기, 저압 과열기의 배치순서에 따라 터빈출력이 3% 이상 차이가 날 수 있으며, 저압 과열기를 고압 제 1 절단기보다 상대적으로 고온부에 배열하거나 두 열교환기를 평행하게 배열하는 것이 유리함을 살폈다. 한편 HRSG 고온부의 고압과열기와 재열기의 배치 순서에 따른 성능 차이는 중간온도부의 배치에 따른 성능차이보다는 작은 것으로 나타났다. 설계압력 결정에 있어서 고압이나 저압에 비하여 중압의 변화는 시스템의 출력에 미치는 영향이 상대적으로 작은 것으로 나타났으며, 탈기기의

열원 증기를 추기하는 위치에 따라라도 출력의 변화가 최대 약 2%까지 발생하는 것으로 해석되었다.

본 연구의 해석 수단은 다압 열회수 증기발생기의 기초 설계 자료를 도출하고 최적 설계 사양을 결정하는 등 발전플랜트의 설계 업무에 사용될 것으로 기대된다.

#### 후 기

이 논문은 2000 학년도 인하대학교의 지원에 의하여 연구되었음. (INHA-21344)

#### 참고문헌

- (1) 김태국, 한규익, 서석호, 1995, "자연순환형 수관식 폐열회수 보일러의 열전달-수순환 해석을 고려한 성능분석/크기결정 프로그램 개발 연구," 대한기계학회 추계학술대회 논문집 Vol. II, pp. 682-687.
- (2) 김상준, 노승탁, 1997, "다압 열회수 증기발생기의 설계점 및 탈설계점 해석," 대한기계학회 추계학술대회 논문집 B, pp. 7-12.
- (3) 김영일, 김동섭, 김재환, 노승탁, 고상근, 1999, "열적 제한요소를 고려한 열회수 증기발생기의 시동 특성 해석," 대한기계학회 논문집 B, 제 23 권, 제 11 호, pp. 1410-1417.
- (4) 박형준, 김동섭, 노승탁, 2000, "열회수 증기발생기와 증기터빈 시스템의 동적 거동 해석," 대한기계학회 논문집 B, 제 24 권, 제 7 호, pp. 994-1001.
- (5) Collier, J. H. and Thome, J. R., 1994, *Convective Boiling and Condensation*, 3rd ed., Oxford University press.
- (6) Chen, J. C., 1966, "Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow," *Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev.*, 5.
- (7) ESCOA Corp., *Fin Tube Manual*, 1979, U.S.A.
- (8) 김동섭, 노승탁, 1996, "단축가스터빈의 설계점 및 부분부하 성능해석 프로그램 개발," 대한기계학회 논문집(B), 제 20 권, 제 7 호, pp. 2409-2420.
- (9) PROPATH Group, 1997, *PROPATH : A Program Package for Thermophysical Properties*, Version 10.2, Kyushu University, Japan.
- (10) 김상준, 1997, 다압열회수 증기발생기의 설계점 및 탈설계점 해석, 서울대학교 공학석사 학위논문
- (11) Spencer, R. C., Cotton, K. C., and Canon, C. N., 1963, "A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine-Generators ... 16,500 kW and Larger," *Journal of Engineering for Power*, Vol. 85, pp.249-301.