

연소 또는 소각 과정에서 발생하는 배기가스의 폐열 회수 설계 방법에 관한 연구

이 찬·정봉진*

수원대학교 기계공학과
수원대학교 환경공학과*

Study on the Heat Recovery Design Methods for the Flue Gas from Combustion and Incineration Processes

Chan Lee and Bong-Jin Jung*

Department of Mechanical Engineering, University of Suwon
Department of Environmental Engineering, University of Suwon*

요 약

대형 산업용 환경폐기물 처리 및 열병합 플랜트의 연소 및 소각 공정 후 발생하는 배기가스의 폐열회수장치 설계 방법을 제시하였다. 본 연구는 폐열회수장치의 기본 설계 개념을 폐열회수를 위한 보일러와 폐열을 이용한 증기 동력 사이클로 구성되는 것으로 가정하였고, 폐열회수장치에 필요한 각 구성요소들에 대한 모델링 기법과 그에 따른 설계 기준 및 설계 개념을 기술하였다. 또한 본 설계방법을 이용하여, 동일한 배기가스 조건에 대해, 폐열회수 보일러의 작동 압력 및 폐열회수 열교환기 설계에 따라 폐열회수장치의 열성능이 어떻게 변화되는지를 검토하였다.

ABSTRACT : Presented is the design method of the waste heat recovery facility for the flue gas produced from combustion and incineration processes of large industrial environmental waste treatment and cogeneration plants. The present study assumes the basic design concept of waste heat recovery facility as the combination of waste heat recovery boiler and steam power cycle, and then describes the modeling technique, the design concept and criteria of each component of waste heat recovery facility. In addition, the present study investigates how the thermal performance of waste heat recovery facility varies with boiler operating pressure and waste heat recovery heat exchanger design at the same flue gas condition.

1. 서 론

최근 들어 산업사회의 고도 발전과 주거 환경의 개선에 따라 열에너지 수요는 급격히 증가하고 있는 추세이며, 이를 위해 지역별 열병합 플랜트 및 환경폐기물 처리시설을 통한 효율적인 열에너지 생산, 공급에 많은

관심이 집중되고 있다. 이러한 열공학 설비의 핵심은 연료 또는 폐기물의 연소나 소각 공정이며, 연소 및 소각은 고온의 공정이므로 배기가스가 가지고 나가는 폐열도 매우 높은 온도의 활용 가능한 열에너지이다. 일반적으로 대형 연소로 및 소각로에서 발생하는 배기가스의 온도는 650-980℃인데, 이는 연소/소각로 형태와 후연소기

의 종류 및 연소공기의 예열기 사용여부 등에 따라 달라진다[1]. 이러한 온도 범위의 배기가스 폐열을 가장 잘 회수하기 위해서는 폐열보일러(Waste Heat Boiler)를 이용하는 것이 가장 효과적이며, 경우에 따라서는 유틸리티 계공을 위한 발전 보일러가 사용될 수도 있다.

폐열보일러는 소각 및 연소로부터 나오는 배기가스 폐열을 이용하여 증기를 생산하고, 생산된 증기를 팽창시켜 동력을 얻는 증기터빈 그리고 그 외의 탈기기(deaerator), 복수기(condenser), 펌프 및 연돌(stack) 등의 기타 장비들로 구성되는 열역학적 사이클로 간주될 수 있다. 그러나, 이러한 폐열회수장치의 열 성능은 각 구성요소들을 얼마나 잘 배열, 결합시켜 폐열 회수를 극대화하느냐에 달려있다. 폐열회수의 열효율을 향상시키기 위한 설계개념으로는 배기가스와 물/수증기 간의 열교환 과정상의 비가역성(irreversibility)을 줄여줄 수 있는 재열(reheat) 및 재생(regeneration)의 수단이 사용된다[2]. 또한 최근에는 폐열회수 보일러에서 증기를 생산함에 있어, 보일러의 작동 압력을 복수로 설정하여 배기가스 폐열 활용을 극대화하기도 한다[3].

그러므로 본 연구에서는 폐열 회수장치 구성요소들에 대한 모델링 방법을 제시하고, 재열, 재생의 효과를 적용한 폐열회수 공정 설계 개념과 방법을 제시하여, 그에 따른 증기 사이클의 열 성능 변화를 살펴보고자 한다. 또한 단일-압력, 이중-압력, 삼중-압력 사이클 설계시의 각 공정간의 연계설계 개념과 이 때의 폐열회수장치의 성능변화를 검토하였다.

2. 폐열 회수 장치의 구성요소에 대한 모델링 기법 및 설계 기준

2.1 폐열 보일러

주어진 압력의 증기를 생산하는 폐열 보일러는 펌프로부터 공급되는 물을 끓는점 온도까지 가열하는 절탄기(economizer), 포화증기를 만드는 증발기(evaporator) 및 과열증기를 생산하는 과열기(superheater)의 일련의 열교환기들로 구성하였다.

Fig.1은 폐열 보일러 내부에서의 배기가스와 증기/물 간의 열교환에 따른 온도 분포곡선을 보여주고 있다. 주어진 증기 압력에 대해서 절탄기 입구조건(Tw1)

과 과열기 출구조건(Ts2) 등이 주어지면, 과열기에서의 적절한 압력강하를 가정하여 입력값으로 한다. 압력강하를 가정하게 되면 그 압력에 대한 포화온도(Ts)는 수증기표로부터 구하였다.

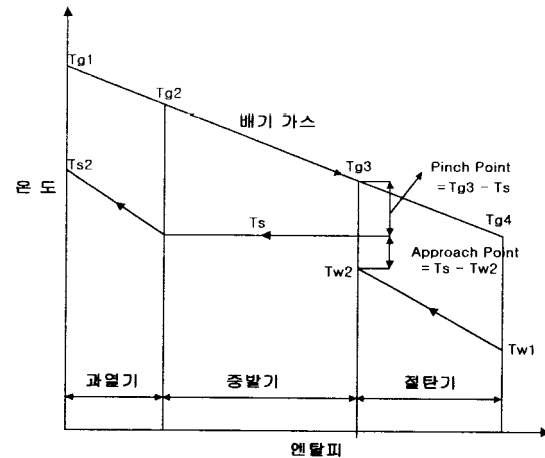


Fig.1 Temperature Profile of Waste Heat Boiler

과열기의 증기와 배기가스 간의 열수지(heat balance)를 고려하여, 과열기를 빠져나가는 배기가스의 온도(Tg2)를 구할 수 있고, 증발기에서의 핀치점(Pinch point) 온도차이(약 15-20℃)를 가정하게 되면 핀치점의 정의에 의해 증발기를 빠져나가는 배기가스의 온도(Tg3)를 계산할 수 있다. 또한 절탄기에서의 압력강하와 접근온도차(약 4-5℃)를 가정하여, 절탄기 내 물과 배기가스의 열수지 관계로부터 절탄기를 빠져나가는 배기가스의 온도인 Tg4를 결정할 수 있다. 폐열보일러 내 열교환기들의 열손실율은 1-2%로 가정하였다.

폐열보일러 내 열교환기들의 입, 출구 흐름 조건이 주어지면, 그 다음으로는 총괄열전달계수(overall heat transfer coefficient)를 설정한 후 열교환기의 전열면적을 결정하였으며 이때 다음과 같은 열전달 식을 사용하였다:

$$q = UA \cdot \Delta T \tag{1}$$

여기에서 q는 전달되는 열량, A는 전열면적, ΔT는 지수 평균 온도차(log mean temperature difference)이다. 또한 설계점에서의 총괄열전달계수(U)는 입력자료로 주어지고, 탈설계점에서는 다음의 식으로부터 총괄열

전달계수를 계산하였다.

$$U = U_d \left(\frac{m}{m_d}\right)^x \left(\frac{T}{T_d}\right)^y \left(\frac{P}{P_d}\right)^z \quad (2)$$

이때 지수 x, y, z 는 열교환기의 특성에 따라 변화되는 값이나, 본 연구에서는 일반적인 값인 $x=0.8, y=z=0.0$ 으로 설정하였다[4].

또한 열교환기의 설계점에서의 압력강하가 주어지면, 탈설계점에서 물/증기와 배기가스의 압력강하는 아래의 식에 의해 각각 계산되어진다.

$$\Delta P = \Delta P_d \left(\frac{m}{m_d}\right)^x \left(\frac{T}{T_d}\right)^y \left(\frac{P}{P_d}\right)^z \left(\frac{v}{v_d}\right)^a \quad (3)$$

$$\Delta P = \Delta P_d \left(\frac{m}{m_d}\right)^x \left(\frac{T}{T_d}\right)^y \left(\frac{P}{P_d}\right)^z \quad (4)$$

여기에서, m 은 유량, T 는 온도, P 는 압력, v 는 비체적, d 는 설계점에서의 값을 의미한다. 위의 식에서 지수들은 배기가스의 압력강하에 대한 식의 경우, $x=1.84, y=1, z=-1$ 이며, 물/증기의 경우, $x=1.98, y=z=0, a=1$ 로 가정하였다[4].

2.2 증기터빈(steam turbine)

설계점 또는 탈설계점에서 작동하는 증기터빈의 성능을 분석하기 위해서, 다음과 같은 가정을 사용하였다:

첫째, 터빈은 항상 일정한 회전수로 운전된다.

둘째, 터빈의 저압부가 질식조건에서 운전되거나 또는 터빈이 상대적으로 거의 일정한 배압(Back pressure)에서 운전된다.

셋째, 터빈이 Full load, valves-wide-open (VWO) 조건에서 운전된다.

또한 탈설계점에서 부하의 변화 및 증기터빈으로 들어오는 증기의 온도 및 압력변화에 따른 유량변화는 Stodola의 ellipse law 로 부터 유도된 다음의 식을 이용하여 압력과 유량과의 관계를 계산하였다[5].

$$m = C_q \sqrt{\frac{p_b}{v_b}} \sqrt{\frac{r - r^*}{1.0 - r^*}} \quad (5)$$

여기에서 C_q 는 '유량계수'로 불리우는 비례상수이며, p_b 와 v_b 는 증기터빈 입구의 압력과 비체적이고, r 과 r^* 은 각각 증기터빈 출구의 압력비와 임계압력비이다. 그러므로, 설계점에서 각 터빈부위별(저압, 중압, 고압) 유량계수가 계산되고, 탈설계점에서는 설계점에서 계산된 유량계수와 탈설계점의 증기터빈 조건에 대해서 위의 식을 이용하여 입구압력을 결정하였다.

탈설계점에서 증기터빈의 효율을 계산하기 위해서는 터빈의 구조에 대한 자세한 정보가 없이는 어려운 작업이므로, 본 연구에서는 GE(General Electric)에서 개발한 Spencer, Cotton, and Cannon의 방법(일명: SCC 방법)을 증기터빈 효율을 계산하는데 적용하였다. SCC 방법은 터빈 형상에 대한 자세한 정보를 요구하는 단별 계산보다는, 전체 터빈을 고압/중압/저압 터빈 부위로 구분하여 터빈의 성능을 분석하는 방법이다[6].

2.3 기타장비

폐열보일러와 증기터빈 이외에 증기사이클 구성에 필요한 탈기, 복수기, 펌프 및 언돌 돌과 같은 기타장비들에 대한 모델링 방법은 다음과 같다.

2.3.1 탈기(Deaerator)

탈기기에서 탈기를 위해 필요한 증기는 증발기에서 공급되도록 하였고, 탈기기의 압력은 증발기와 같게 설정하였다. 필요한 증기의 유량은 탈기기로 들어오는 급수의 유량에 따라 자동적으로 결정하도록 모델링하였다.

2.3.2 복수기(Condensor)

설정된 복수기의 출구압력을 맞추기 위해 복수기는 복수기의 입구압력, 즉 증기터빈의 출구압력을 조절하였다. 냉각수의 유량은 냉각수 출구온도의 설정에 따라, 유량이 결정되도록 하였다.

2.3.3 펌프(Pump)

펌프는 각각의 입, 출구압력을 입력값으로 하며, 증기사이클의 BOP 손실부분을 펌프의 효율로 조절하였다.

2.3.4 연돌(Stack)

설계점에서 연돌로 들어오는 배기가스의 압력인 1.0121bar를 입력값으로 하였으며, 이 값을 기준으로 폐열보일러를 통과하는 배기가스의 압력강하를 결정하였다. 또한 배기가스의 연돌 출구온도는 산성가스의 이슬점 이상으로 설정하였다.

3. 폐열 회수 증기사이클의 설계 및 성능 해석

2절에서 살펴보았듯이, 폐열회수 장치는 매우 다양한 구성요소들로 결합되어 있으므로, 기본 설계개념 및 주요 설계변수의 확정이 매우 중요하다. 그러므로 본 연구에서는 다음과 같은 주요 설계변수들을 검토하여, 폐열회수 장치의 형태를 선정하였다.

3.1 주 증기압력 및 온도(main steam pressure and temperature)

증기압력 및 온도의 증가는 전체 폐열회수 플랜트 출력 및 효율의 향상을 가져온다고 널리 알려져 있으며, 현재 보일러 제작사들의 기술수준으로는 최대 증기압력을 100 bar 이하로 유지하는 것이 좋으며, 주 증기 온도도 510-550℃ 범위에서 선택하는 것이 바람직한 것으로 알려져 있다[7].

3.2 단일(single) 또는 다중(multiple) 압력 폐열 보일러

최근의 대형 보일러 설계에는 증기를 단일압력이 아닌 2중, 3중 압력 상태에서 생산하는 다중 압력 방식이 등장하고 있으며, 이를 통해 기존 보일러에 비해 20-30% 열효율 향상이 가능하다. 그러므로 폐열 보일러의 경우에도 단일압력에 비해 2중, 3중압력의 폐열 보일러를 적용하는 것이 바람직하다[7].

3.3 재열 또는 비재열 증기터빈(reheat or non-reheat steam turbine)

일반적으로 비재열인 경우에 비해 재열인 경우가 증기터빈출력을 향상시킨다. 즉 재열 장치가 성능향상 측

면에서는 절대적으로 유리함을 알 수 있다. 그러나, 재열장치의 추가는 플랜트 설치비용의 증가를 가져오며, 경험적으로 100 MW 이상의 증기터빈인 경우에 재열장치가 경제성이 있음이 입증되었다[8].

3.4 배기가스 출구 온도(flue gas exit temperature)

폐열보일러 배기가스의 출구 온도는, 산성가스성분의 이슬점(dew point of acid gas)에 의해 제약을 받으며, 이슬점 온도는 배기가스의 수분 함유량과 황성분 제거율(degree of sulfur removal)에 따라 영향을 받는다. 실제 폐열보일러 설계시, 배기가스 온도는 이슬점 온도에 비해 최소 10℃ 이상 높게 설정되므로, 이슬점 온도가 85-90℃ 범위임을 감안할 때, 배기가스의 온도는 약 100-110℃ 가량이 적당하다[8].

앞서 언급한 폐열회수장치 모델링 기법과 설계 기준, 설계 개념을 고려하여, 여러 가지 형태의 증기 사이클 및 그에 따른 폐열 회수 공정들을 설계하였고 전체 사이클의 열성능을 평가하였다. 본 연구에서 고려된 주요 설계 개념 및 설계 변수들의 범위는 다음과 같다.

- 주 증기 압력 및 온도: 최고 100 bar, 550℃ 이하
- 다중 압력 범위 : 고압(100 bar), 중압(20 bar), 저압(5 bar)
- 재열 또는 비재열 터빈 채용
- 배기가스 출구 온도: 100℃

또한 본 연구에서는 대형 연소로 및 소각로에 대한 배기가스를 고려하여, Table 1 과 같이 일정한 열원을 가정하였고, 폐열회수 증기사이클을 증기압력 및 열교환기의 배열을 변화시켜 가며 다음과 같이 4가지로 설계하였으며, 각각의 특징들을 Table 2 에 정리하였다.

Table 1 Heat Source of Waste Heat Boiler

Heat Source Parameters	Quantity
Exhaust Gas Temp.(℃)	588
Exhaust Gas Flow Rate(kg/hr)	1.51x10 ⁶

Table 2. Four Waste Heat Recovery Steam Cycles

Case #	Steam Pressure	Heat Exchanger Characteristics	Steam Power(MW)
1	High	Conventional	63.9
2	High/Low	with Regeneration	74.4
3	High/Low	with Reheat/Regeneration	76.7
4	High/Medium/Low	with Reheat/Regeneration (Advanced HTX Arrangement)	81.4

4가지 경우들 중에서 가장 단순한 case 1 은 한가
자 압력(고압)의 증기를 생산하는 폐열 보일러와 증기사이클로서, 그때의 공정설계와 폐열 보일러의 열교환 과정(과열기-증발기-절탄기)을 Fig. 2 에 표시하였다. Fig. 2 에서 볼 수 있듯이, 배기가스의 온도 형상과 증기의

온도 형상간에 매우 큰 간격이 존재함을 볼 수 있으며, 이는 증기를 생산하는데 배기가스의 폐열이 매우 비효율적으로 사용되었음을 의미한다. 즉 이러한 증기 사이클 설계는 그 자체가 가지는 공정상의 비가역성이 매우 커서, 폐열 회수 사이클의 성능도 매우 낮음을 의미한다

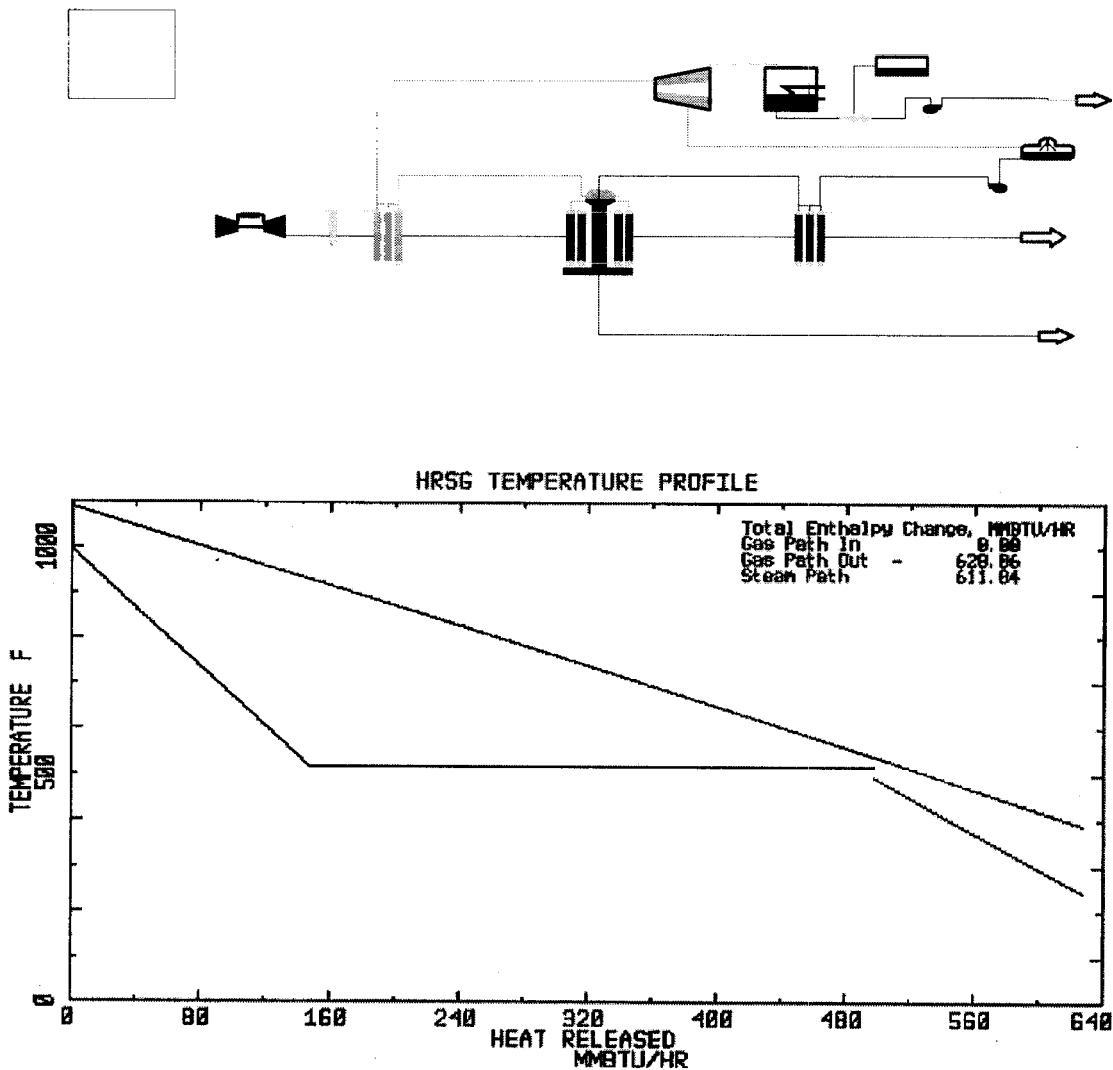


Fig. 2. Process flow diagram and heat exchange characteristics of case#1 design

Fig. 3은 서로 다른 두가지 증기압력을 가지는 증기 사이클에 재생장치(WHTR)를 첨가하여 급수를 예열하는 case 2의 설계방식과 그때의 폐열 보일러의 열교환 특성을 나타내 주고 있다. Fig.3에서 보여지듯이, 열교환기의 배치가 고압과열기-고압증발기-고압절탄기-저압과열기-저압증발기-저압절탄기의 순으로 이루어

져 있으며, 재생장치와 저압 증발기, 과열기를 적용함으로써 배기가스 저온 부위의 열에너지를 효과적으로 활용하는 것을 볼 수 있다. 참고로, 단일 증기압력으로 설계된 Fig.2에서는 이러한 저온 배기가스 열원이 활용되지 못하고 굴뚝을 통해 빠져나감을 볼 수 있다.

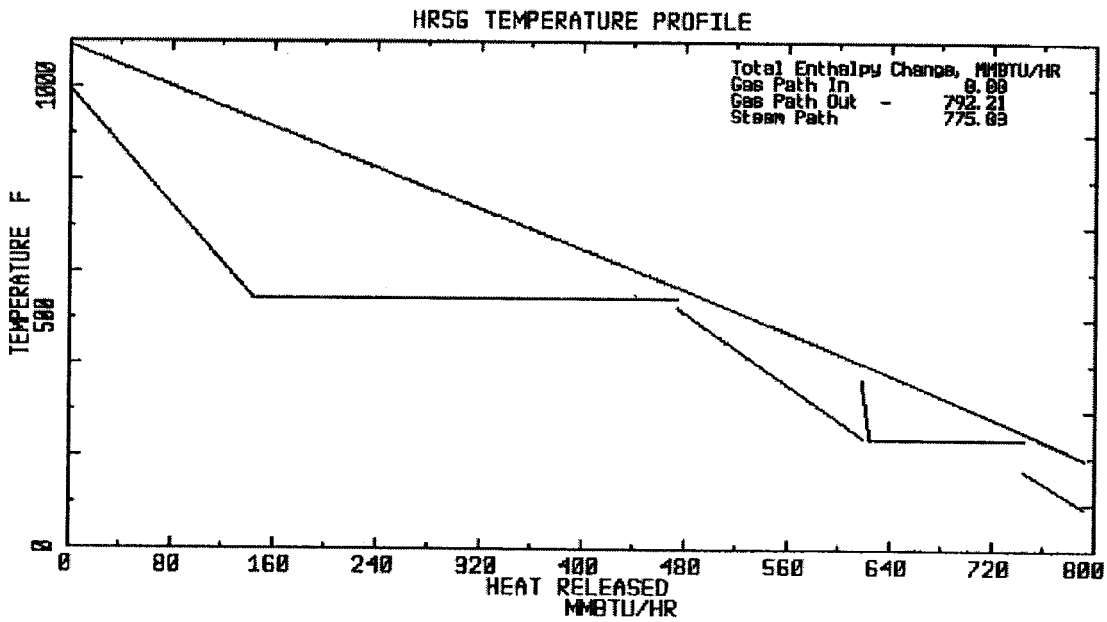
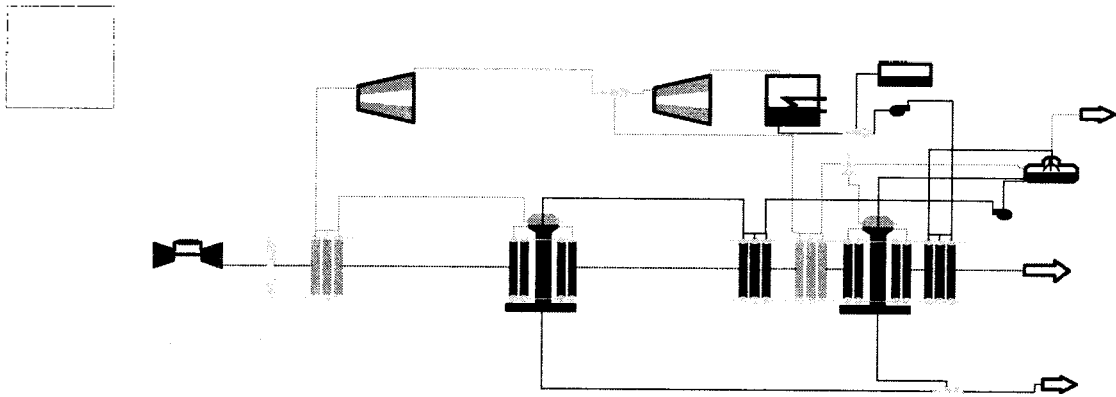


Fig.3 Process flow diagram and heat exchange characteristics of case#2 design

Fig.4 은 두가지 증기를 생산하고 재열 기능을 가지는 폐열 보일러에 재열 장치가 첨가된 증기 사이클이 결합된 case 3 의 설계방식을 보여주고 있다. 고압터빈에서 팽창되어 온도가 떨어진 증기를 재열기(RHTR)를 통과시켜 다시 온도를 높여주고 중압터빈을 거치게 하

고, 중압터빈에서 나오는 증기와 저압 과열증기를 합쳐서 다시 응축터빈(CONDST)을 거치게 설계되어 있다. Fig.4 의 배기가스 온도변화에서 알 수 있듯이, 재열기를 사용함으로써 고온부위에서 배기가스의 열원을 좀 더 효과적으로 활용함을 알 수 있다.

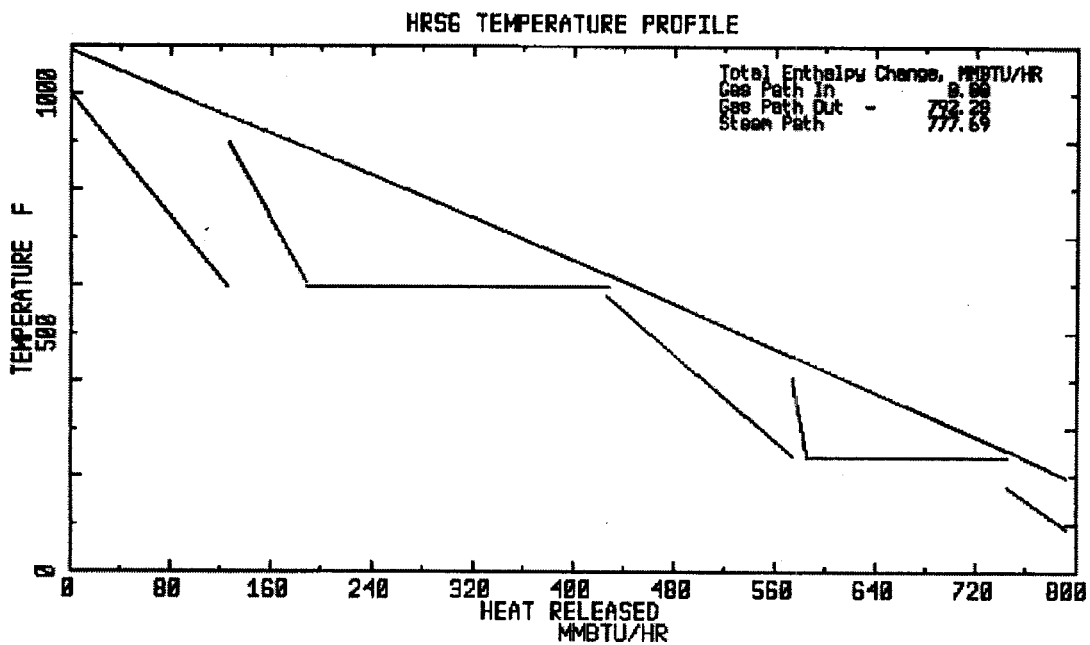
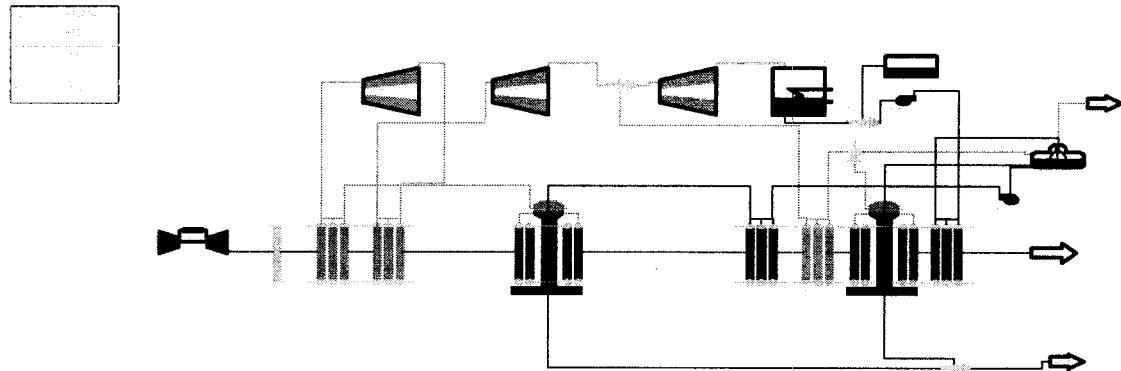


Fig.4 Process flow diagram and heat exchange characteristics of case#3 design

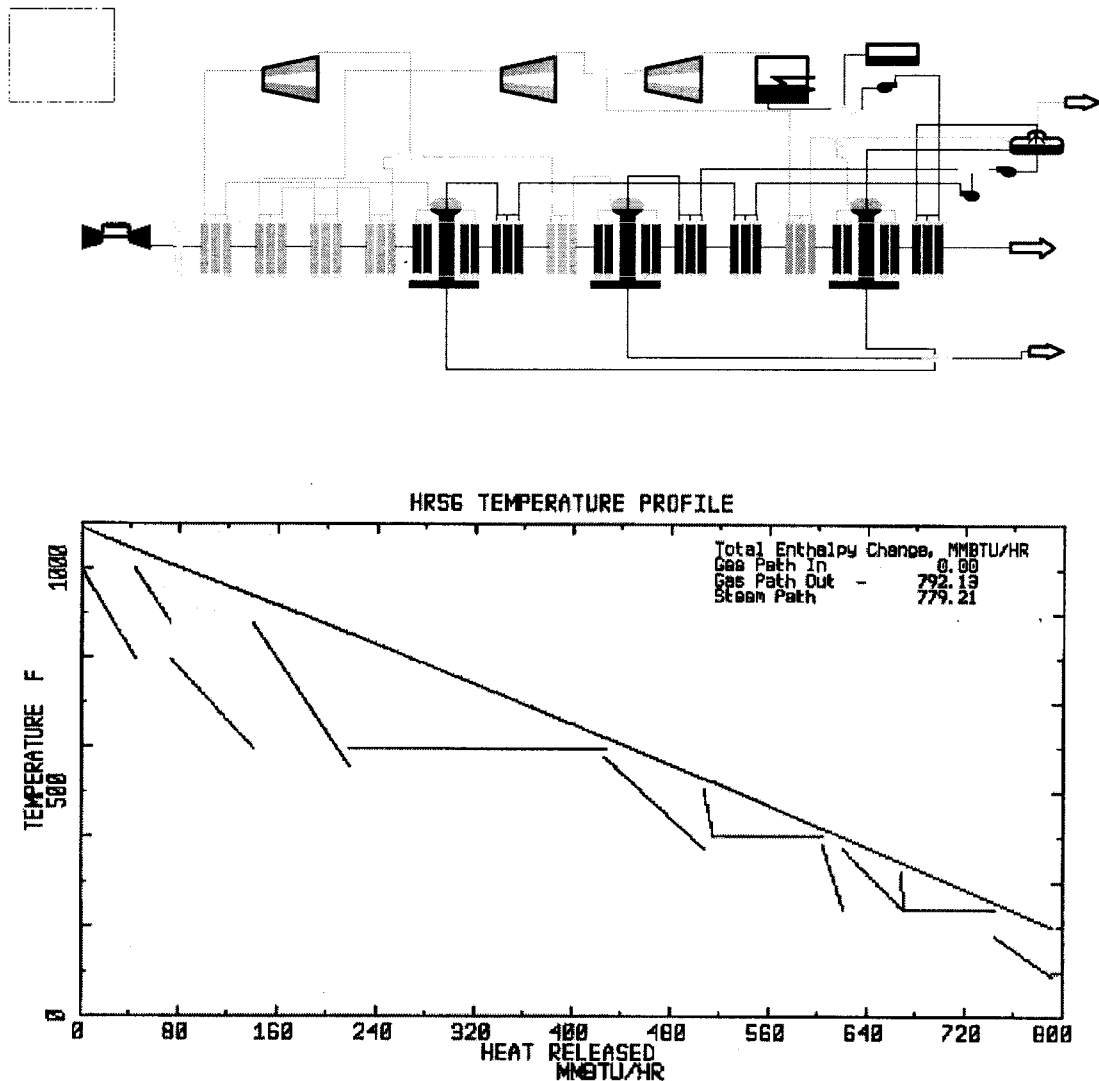


Fig.5 Process flow diagram and heat exchange characteristics of case#4 design

Fig.5 는 세가지 압력의 증기를 생산하며, 재열 및 재생기능을 가지고, 열교환기 배열방식을 좀더 세분화한 폐열회수 설계인 case 3 의 예측결과를 보여주고 있다. 열교환기를 고온부위에서 부터 고압과열기1, 중압과열기, 고압과열기2, 재열기, 고압증발기, 고압절탄기의 순으로 배치하였고 특히 고압 과열기를 분리하여 설치함으로써, 연소가스의 열에너지를 좀더 효율적으로 회수하도록 고려하였다. Fig.5 에서 보여지듯이, 고온에서 저온 부위에 이르기까지 연소가스와 증기간의 온도차가 매우 줄어들어 바가역성이 감소하였음을 알 수 있고, 이로 인한 증기 출력의 향상도 기대된다.

Table 2의 출력비교에서 볼수 있듯이, case 1에 비해 case 2, case 3, case 4 가 증기출력이 16%, 20%, 27% 가량 향상됨을 알 수 있고, 이는 폐열회수장치의 설계가 폐열활용 효율에 큰 영향을 미침을 의미한다.

5. 결론

본 연구는 대형 연소로 및 폐기물 소각로의 배기가스 폐열회수장치 설계를 위한 공정 설계 및 성능 평가 기법을 제시하였다. 또한 폐열회수장치의 폐열보일러 및 증기 사이클의 공정 설계시 고려되어야할 열 및

물질 수지에 관한 설계 기준을 제시하였고, 폐열 회수 성능 향상을 위해 고려될 수 있는 설계방식들(재열, 재열, 열교환기 배열 최적화 및 다중 증기압력)을 공정설계 상에 반영하였다. 그리고 동일한 열원조건에 대해, 서로 다른 설계 방식들이 적용된 4가지 폐열회수장치에 대해 공정설계를 수행하였고, 각각의 폐열회수장치들이 지니는 폐열회수 열전달 특성, 증기 출력 및 폐열회수 효율등을 비교, 검토하였다. 예측결과들로부터, 비록 동일한 배기가스를 이용한다 할지라도, 폐열회수 설계에 따라 폐열회수 효율이 최대 30% 가량 차이가 날 수 있음을 알 수 있었고, 폐열회수의 극대화를 위해서는 폐열 보일러 증기압력의 다중화와 재열 및 재생 방식의 적용을 통해 폐열회수장치의 설계를 최적화 하는 것이 필수적임을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 지역협력연구센터인 수원대학교 환경청정기술 연구센터의 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. 전해수 외, 슬러지 소각, 동화기연(1998)
2. El-Wakil, M. M., Power Plant Technology, McGraw-Hill, New York(1984)
3. Lee, J. W., Lee, C. and Kim, H. T., "Performance Analysis and Advanced Design Concepts of Natural Gas Fired Combined Cycle," 29th IECEC Proceedings, AIAA-94-3908-CP(1994)
4. Gate Cycle User's Guide, vols.1-2, ENTER and EPRI(1996)
5. Horlock, J. H., Axial Flow Turbines, Robert E. Krieger Publishing Co., New York (1973)
6. Spencer, R. C., Cotton, K. C. and Cannon, C.N., "A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine Generator. 16,500 kW and Larger," ASME J. of Eng. for Power, pp.249-301(1963)
7. 김용철, 김성곤, 이찬, "슬러지 소각공정의 열 및 물질 수지 평가와 폐열 회수 설계 기법의 개발," 1998년도 RRC 연구보고서 제1집, 수원대학교 환경청정기술연구센터, pp.234-249(1999)
8. Geotis, R. F., IGCC Integration Assessment, Bechtel Canada Inc. & Nova Scotia Power Inc., CEA 9139 G 941,(1994)