

발전소 복수기 배열회수의 지역난방 및 연료라인 예열용 활용타당성 검토

정 훈*, 황광원

Feasibility Study on Thermal Power Plant Condenser Heat Recovery for District Heating and Fuel Line Preheating

Hoon Jung* and Gwangwon Hwang

Abstract

Recovered heat has been considered as a renewable energy in Europe since 2008 because its great effect on energy saving and carbon decreasing in plant process. Energy saving and decreasing green gas are critical issue today, so various technologies to save energy and decrease carbon dioxide in plant process have been applied to many industrial area. In this paper, the feasibility of condenser heat recovery by heat pump in power plant for district heating and fuel line preheating were reviewed by verifying energy (heat) balance and mass balance of power plant model. Some ways to compose proper system to recover heat of condenser are suggested and their possibilities are also reviewed. Limitations on heat recovery in power plant are also reviewed. The results are verified by calculating input/output energy based on actual performance test data of Taeon Thermal Power Plant in Korea. There is noticeable improvement of plant performance in some cases which demand low temperature (<100 C) heat like district heating, fuel line heating, and so forth.

Key words

Condenser(복수기), Heat Recovery(배열회수), Heat Pump(열펌프), COP(성적계수), Air Pre-heater(공기예열기), Heating Steam(가열증기)

(접수일 2009. 8. 31, 수정일 2009. 9. 23, 게재확정일 2009. 9. 23)

* 전력연구원 녹색성장 연구소

■ E-mail : power77@kepri.re.kr ■ Tel : (042)865-5374 ■ Fax : (042)865-7804

Nomenclature

\dot{Q}_{ah} : 공기 가열에 필요한 열량(kcal)
 \dot{m}_a : 실제 연소용 공기량(kg/s)
 c_a : 공기의 비열(kg/m³)
 Φ : 당량비(실제연공비/이론연공비)

P_{hp} : 히트펌프 투입전력(kW)
 η_p : 플랜트 효율(%)
 $\Delta\eta_p$: 플랜트 효율 증가(%p)
 P_G, P_{1-3} : 발전기 출력(kW)

W_{fe} : 연료 소비량(kg/h)
 H_f : 연료의 고위발열량(kcal/kg, as fired base)
 c, h, s, o : 연료 중 탄소, 수소, 황, 산소 각각의
 중량분율(kg/kg) 및 체적분율(m^3_N/kg)

subscrip

COP : Coefficient of Performance (Heat Pump)
FWH : Feed Water Heater
BLR : Boiler
TBN : Turbine
GEN : Generator

1. 서론

히트펌프를 이용하여 버려지는 열을 회수하는 것은 국내에서 아직 재생에너지로 분류되고 있지 않으나 이의 추진을 위해 논의 중이며, 유럽의 경우 2008년부터 이미 재생에너지로 분류되어 활발한 연구 및 실증이 진행 중이다. 이는 투자 대비 에너지 회수효과 및 탄소저감 효과가 커서 국가적 에너지 산업에 미치는 영향이 적지 않기 때문이다. 한편, 발전소와 같은 대규모 플랜트의 복수기는 막대한 양의 열에너지가 방출되어 버려지는 곳이지만 낮은 온도(30~34℃)로 인해 히트펌프와 같은 설비를 이용하지 않는 한 에너지 회수가 거의 불가능하다. 또한 난방이나 온수와 같은 저온열의 수요가 없는 경우 회수된 에너지를 활용할 방법도 찾기 어렵다. 발전 플랜트의 효율이 40% 내외를 벗어나지 못하는 것은 바로 이 복수기의 열에너지 방출 과정에서 생기는 대량의 열에너지 손실에 기인하는 것이다. 본 논문에서는 복수기에서 히트펌프를 이용하여 회수된 열에너지를 프로세스의 급수가열에 이용하고, 이로 인해 절감된 급수가열용 증기를 연소용 공기 가열에 이용함으로써 100℃이상의 열을 얻고 이를 지역난방이나 연료 예열에 이용함으로써, 결과적으로 플랜트 효율을 높일 수 있는지를 검토하였다.

Reference Plant로서 태안화력 4호기를 선정하였으며 적용타당성 및 배열회수 효과의 정량적 계산을 위해 ‘태안화력 제 4호기 계획예방정비 전 정밀 열성능진단 결과보고서’ Data를 이용하였다.

2. 발전플랜트 복수기의 배열회수를 위한 설비 구성 변경

복수기의 배열회수를 위해서는 기존 설비의 구성을 변경하여야 한다. 이는 복수기에서 배출되는 유량 및 열량이 막대하고 해수(Sea Water)를 냉각수로 사용하는 대부분의 발전플랜트의 구성이 필요로 하는 열량을 회수하기에 적합하지 않기 때문이다. 따라서 복수기 설계변경을 하거나 응축 증기 일부를 별도로 빼내어 추가 복수기를 구성하는 방법을 생각해볼 수 있다.

2.1 발전소 복수기 구성

Fig. 1은 국내 표준 석탄 화력의 일반적 복수기(Condenser)구성을 나타낸다. 보일러에 연료와 연소용 공기를 투입하여 연소 시킴으로써 급수가 가열, 증발된 후 터빈을 통해 발전을 구동하고 터빈에서 일을 마친 증기는 복수기에서 해수(Sea Water) 냉각수를 통해 응축된 후, 가열용 증기(Steam)에 의해 여러 단계로 미리 가열되어 보일러에 다시 공급된다. 여기서 증기의 응축과정은 대량의 열에너지를 방출하는 과정이지만 온도가 낮아 회수가 곤란하며(30~34℃, -722mmHg), 급수의 가열 과정은 열에너지를 흡수하기 위해 상대적으로 높은 온도를 필요로 하므로 고온의 증기를 사용하는 재생사이클이 채용된다.

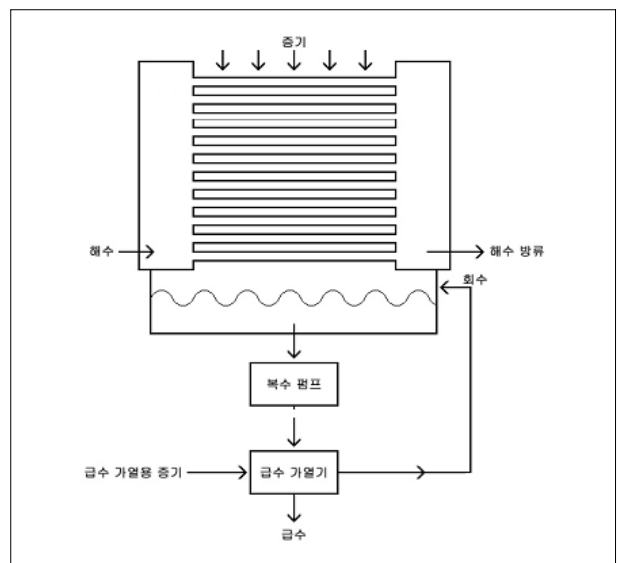


Fig. 1 Condenser and Feed-water Heater

2.2 복수기 배열회수를 위한 구성변경 1

저온의 열원으로부터 고온의 물을 가열하기 위해서는 히트펌프를 적용하여 복수기와 급수가열기를 재구성함으로써 절약된 증기를 연소용 공기 예열(Pre-heating)에 이용하는 시스템을 Fig. 2와 같이 구성한다. 발전플랜트의 복수기 냉각을 위해서는 대량의 해수(Sea Water)를 이용하는 경우가 많은데, 실제 회수되는 열량은 버려지는 열량의 일부(5% 내외)이며, 해수는 배관의 부식문제로 인해 히트펌프의 열원으로 사용하기 곤란하므로 Fig. 2와 같이 복수기의 냉각수 구역을 분할하여 별도의 담수 냉각수 폐회로를 구성한 경우를 생각해볼 수 있다. 이와 같이 구성하는 경우, 급수가열기에는 히트펌프에 의해 미리 가열된 급수가 들어가게 되므로 이 가열된 열량에 따라 급수가열용 증기(터빈 추기 증기)가 절감된다. 이 절감된 급수가열용 증기를 활용하는 방법은 여러 가지로 생각해볼 수 있는데, 여기서는 보일러 내로 공급되는 연소용 공기를 예열함으로써 공기예열기에서의 열 교환량을 증대시키면서 배기가스 온도를 상승시켜 이로부터 열을 회수할 수 있다.

2.3 복수기 배열회수를 위한 구성 변경 2

실제 복수기의 냉각수 구역을 분할하여 별도의 폐회로를

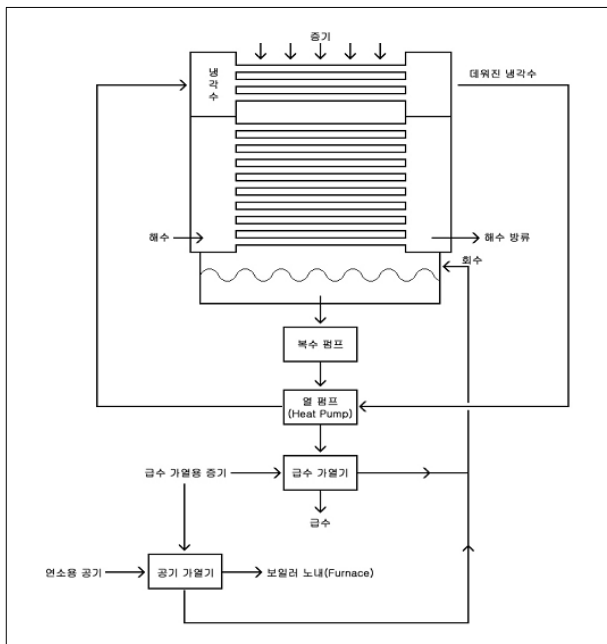


Fig. 2 Modified Condenser and Feed-water Heater

구성하는 것은 설계 및 제작에 있어 대단히 어려운 일이므로 Fig. 3과 같이 증기의 일부를 복수기 외부로 따로 빼내어 별도로 응축시키면서 열을 회수하는 방법이 타당하다. 이 경우 기존 복수기를 변경하지 않고 그대로 이용할 수 있을 뿐 아니라 증기의 응축과정에서의 잠열을 직접적으로 회수할 수 있으므로 냉각수보다 3-4℃ 높은 열원을 이용할 수 있어 히트펌프 측면에서도 유리하다. 실제 국외의 경우 증기 응축량이 과대하여 복수기 용량이 부족한 경우 Fig. 4와 같이 증기 일부를 외부로 분기하여 별도의 복수기를 통해 응축시킨 발전플랜트의 예가 있다. 외부로 분기시켜 따로 빼내는 증기의 양은 프로세스에서 필요로 하는 열량에 의해 결정되며, 히트펌프의 투입전력은 성적계수에 의해 결정된다. 즉, 활용할 수 있는 열

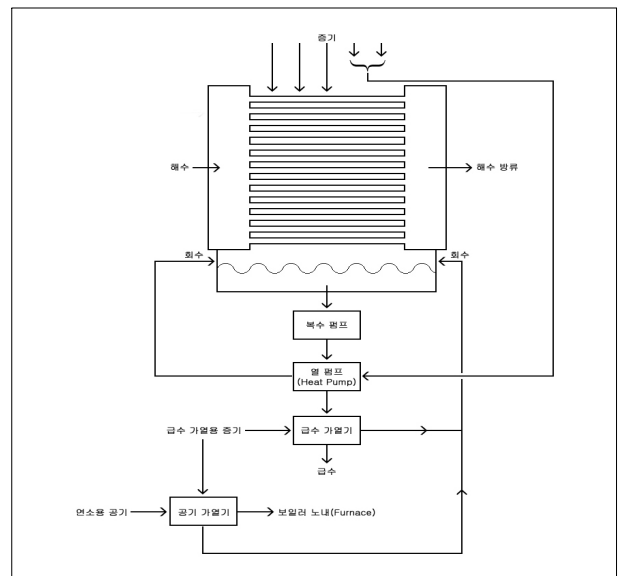


Fig. 3 Using Steam as Heat Source

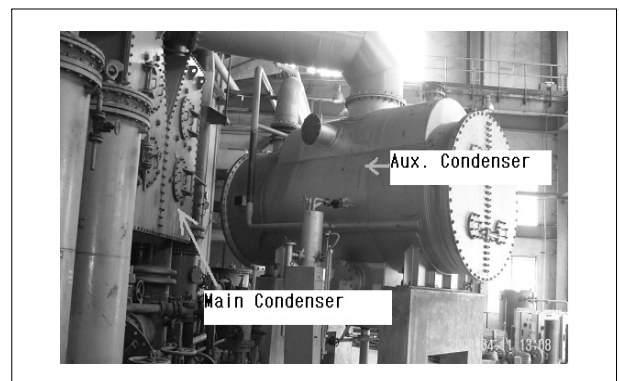


Fig. 4 Aux. Condenser for Power Plant

량이 많을수록 증기량을 많이 빼내어 많은 열량을 회수할 수 있으며 성적계수가 높을수록 히트펌프에 투입되는 전력은 감소한다.

2.4 복수기 배열회수 량의 한계

복수기로부터 회수할 수 있는 열량이 아무리 많아도 필요 이상의 열량을 회수하는 것은 오히려 플랜트 효율을 감소시키는데, 그 이유는 회수된 열의 온도가 그리 높지 않아 사용할 수 있는 곳이 제한되어 있는 상황에서, 폐열회수 량을 증가시킬수록 히트펌프에 투입되는 에너지만 더 증가하기 때문이다. 즉, 위의 방법은 약 60℃ 정도의 절약된 증기를 연소용 공기의 예열에 이용함으로써 보일러 입열 량을 증가시키는 방법인데, 공기 온도를 가열증기 온도보다 더 높게 가열할 수는 없으므로, 실제 활용할 수 있는 에너지는 절약되는 증기의 온도와 대기 온도의 차이에 의해 결정된다. Reference 플랜트를 기준으로 연료에 포함된 탄소, 수소, 연소성 황, 산소, 질소, 회분의 질량분률(kg/kg)을 이용하여 1kg의 연료가 완전연소하는 데 필요한 이론 산소량은,

$$O_o = 2.66c + 7.94h + (s - o)kg/kg \quad (1)$$

$$O_o = 1.87c + 5.56h + (s - o)m^3_N/kg \quad (2)$$

이고, 표준 건조공기 중의 산소는 0.232kg/kg(=0.210 m³/m³)이므로, 1kg의 연료가 완전 연소하는 데 필요한 이론 공기량은,

$$A_o = O_o/0.232 = 11.48c + 34.23h + 4.30(s - o)kg/kg \quad (3)$$

가 된다. 이를 과잉공기량을 반영한 공연비(Air Fuel Ratio)를 이용하여 당량비(Φ)를 계산하여 실제 과잉 공기율(공기비)은,

$$\Phi = (F/A) / (F/A)_o \quad (4)$$

가 되므로 실제 연소용 공기량을 구할 수 있다. 이것으로부터 Reference 플랜트에서 구한 연소용 공기량 \dot{m}_a 은 1,745,110 Ton/hr 이며 공기 비열 $c_a = 0.240kcal/kg - C$ 과, 공기 온도상승 목표 40도(추기 증기 온도 60℃ - 대기 온도 20℃)를 이용하면,

$\dot{Q}_{ah} = \dot{m}_a c_a dT$ 로부터 공기 가열에 필요한 열량(19,471 MW)을 얻을 수 있으며 이것이 바로 복수기로부터 회수하여

이용할 수 있는 열량의 최대 값이 된다.

2.5 공기온도 변화에 의한 배기가스 온도 변화

공기에열기의 열 교환 효율은 일정하므로 입구 공기온도가 상승하면 출구 배기가스 온도도 상승하며 이는 배기가스 열 손실을 증가시키는 요소가 된다⁽²⁾.(ASME PTC 4.1, 4.3)

공기에열기의 온도효율(Gas Side Efficiency)은 온도 Head에 대한 가스온도 강하의 비로 정의할 수 있으므로 Fig. 5에서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_G = \frac{Gas\ Temp.\ Drop}{Temp.\ Head} = \frac{TG1 - TG2}{TG1 - TA1} \quad (5)$$

만약 공기에열기 입구 공기온도 또는 입구 배가스 온도가 변화되면 공기에열기 출구 배가스 온도도 변화된다. 이 경우 변화 전과 변화 후의 공기에열기 열 교환 효율은 일정하므로 다음과 같다.

$$\eta_G = \eta_g \frac{TG1 - TG2}{TG1 - TA1} = \frac{tg1 - tg2}{tg1 - ta1} tg2 = tg1 - \frac{(TG1 - TG2)(tg1 - ta1)}{TG1 - TA1} = \frac{ta1(TG1 - TG2) + tg1(TG2 - TA1)}{TG1 - TA1} \quad (6)$$

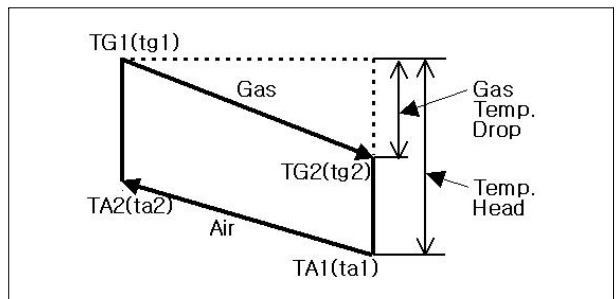


Fig. 5 Temperature change in Air Pre-heater

TG1, tg1 : 공기에열기 Inlet Gas Temp. ℃
 TG2, tg2 : 공기에열기 Outlet Gas Temp. ℃
 TA1, ta1 : 공기에열기 Inlet Air Temp. ℃
 TA2, ta2 : 공기에열기 Outlet Air Temp. ℃
 대문자 : 입구공기온도 변화 전
 소문자 : 입구공기온도 변화 후

위 식에서 공기에열기 입구 공기온도(\$t_{a1}\$)가 변화한다면 공기에열기 입구 배기가스온도는 일정(\$TG1=tg1\$)한 것으로 보고, 공기에열기 입구 배기가스온도(\$tg1\$)가 변화한다면 공기에열기 입구 공기온도는 일정(\$TA1=t_{a1}\$)한 것으로 계산하면 된다.

$$\Delta t_{g2} = \Delta t_{a1} \times \eta_G, \quad t_{g2} = TG2 + \Delta t_{g2}$$

입구 배기가스 온도 변화에 따른 출구 배기가스온도 변화 = 배기가스온도 변화량 x (1 - 공기에열기 온도 효율)

$$\Delta t_{g2} = \Delta t_{g1} \times (1 - \eta_G), \quad t_{g2} = TG2 + \Delta t_{g2}$$

결국 히트펌프를 적용하여 연소용 공기온도를 상승시키면 배기가스 온도도 상승하게 되어 배기가스 열손실이 증가하게 되므로 배열회수의 효과가 줄어들어 오히려 역효과가 날 수도 있다. 따라서 공기에열기 온도효율을 높이거나 배기가스 열교환기를 추가로 설치하여 배기가스 온도를 히트펌프 적용 전과 같은 온도로 유지시켜야 하며 초기 설계단계에서 이를 고려할 경우에는 공기에열기 재설계로 비용을 줄일 수 있다. Reference Plant의 경우 공기에열기 설계값은 Table 1과 같으며 식 (5)로부터 이때의 온도 효율 \$\eta_G = 0.7087\$가 된다.

식 (5)로부터 입구 공기온도를 60C로 올리면 출구 배기가스 온도는 143.6C로 증가함을 알 수 있다. 한편, 공기에열기 출구 공기온도는 X-Ratio로부터 계산될 수 있다. X-ratio는 공기에열기를 통과하는 가스열용량에 대한 공기열용량의 비로 정의된다.

$$\begin{aligned} X-Ratio &= \frac{(Heat\ Capacity)_{air}}{(Heat\ Capacity)_{gas}} \\ &= \frac{W_a C_{p,a}}{W_g C_{p,g}} = \frac{(Temp.\ Drop)_{gas}}{(Temp.\ Rising)_{air}} \quad (7) \\ &= \frac{(T_{in,gas} - T_{out,gas,corrected})}{(T_{out,air} - T_{in,air})} \end{aligned}$$

Reference 플랜트의 성능시험 Data로부터,

$$\frac{(347 - 122.59)}{T_{out,air} - 60} = 0.7717$$

공기에열기 출구 공기온도(\$T_{out,air}\$) = 350.8

Table 1. Air & Gas Temp at Air Pre-heater

구분	입구(°C)	출구(°C)
공기	22.48	313.27
가스	347	117

결국 출구 공기온도는 약 4°C 정도만 상승함을 알 수 있다. 이렇게 되면 회수된 열의 상당량이 다시 배기가스 손실로 빠져나가게 될 뿐 아니라 그 후단의 탈황설비에도 영향을 미치게 된다. 즉, 회수된 열이 프로세스에 기여하는 양이 거의 없어 실제 플랜트 효율 향상으로 이어지지 못하게 된다. 따라서 상승된 배기가스로부터 열을 회수하여 이를 지역난방이나 연료 예열에 이용함으로써, 배기가스 온도를 이전 상태와 같은 온도(117°C)로 유지하면서 증기를 절약하여 플랜트 효율 향상에 기여하도록 하여야 한다.

3. 히트펌프의 성적계수 검토

히트펌프는 투입된 에너지와 이동한 열의 비율로써 그 성능을 나타내며 이를 성적계수(COP)라 한다. 복수기의 배열 회수에 히트펌프를 이용하는 경우 그 타당성을 검토하기 위해서는 투입된 에너지 대비 얻은 열량을 계산하여야 하는데 이 계산을 위해 필요한 항목이 이 성적계수이다. 성적계수는 히트펌프의 종류와 외부 환경(온도)에 따라 그 성적계수가 달라지므로 적절한 성적계수를 가정하여 그 결과를 예측하는 것이 필요하다.

3.1 히트펌프의 성적계수(COP)

히트펌프에는 압축식, 흡수식, MVR(Mechanical Vapor Re-compression), TVR(Thermal Vapor Re-compression) 및 TEC(Thermo-Electric Cooler) 등이 있으며 주변 온도 및 환경에 따라 적절한 것을 선택하여 최대의 COP를 얻는 구조로 되어있다. 일반적으로 담수화 설비나 진공을 얻거나 소형으로 제작하기 위한 목적이 아니라면 냉매와 압축기를 채용한 압축식이 많이 이용되며 성적계수(COP : Coefficient of Performance)로 성능을 나타내는데 이상적인 냉매압축 사이클에서는 Fig. 6의 각 과정에서 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} COP &= \text{heat out} / \text{work in} \\ &= \text{condenser heating} / \text{compressor work} \\ &= (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) \end{aligned}$$

Fig. 6은 이론적으로 얻을 수 있는 이상적 히트펌프의 사

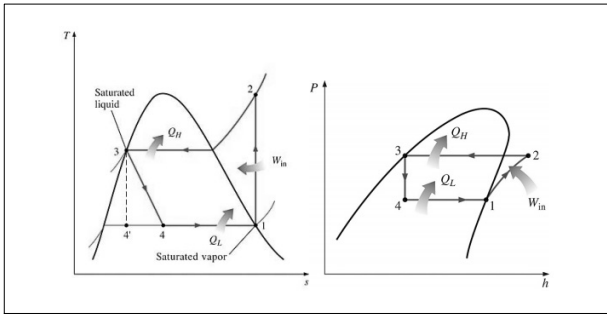


Fig. 6 Ideal Vapor-Compression Cycle

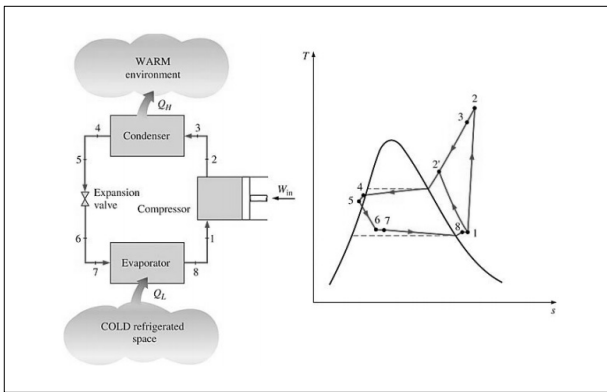


Fig. 7 Actual Vapor-Compression Cycle

이클을 나타낸 것으로 실제 적용된 히트펌프의 경우는 배관 및 밸브의 온도, 압력 손실 등으로 Fig. 7과 같이 된다.

근래 생산되는 히트펌프는 공기를 열원으로 하는 경우 2-4 정도의 COP 값을 가지며 지열을 이용하는 경우는 이보다 약간 높은 3-5 정도이다. 최근에는 영하 15도의 외기로부터 열을 흡수하여 60도까지 물을 가열하는 히트펌프가 생산되고 있으며, 기술의 꾸준한 발달로 해마다 약 2% 정도씩 그 성적계수를 꾸준히 높여오면서 열원이 충분한 경우 COP가 6-9에 이르는 제품도 출시되고 있다.

3.2 히트펌프의 성적계수 가정

히트펌프와 냉동기는 동일한 사이클이므로 난방 및 냉방용으로 작동시키는 것이 가능하나, 과거의 히트펌프는 가열보다는 냉각의 목적이었으므로 주로 냉각 효율을 높이는 설비로 개발되어 왔다. 근래에는 가열 목적의 히트펌프가 증가하면서 가열효율이 높은 히트펌프가 증가되고 있으며 본 설비

에서도 급수 가열을 통한 증기 절감이 목적이므로 가열 효율이 높은 히트펌프를 채용해야 하는데, 비교적 양호한 열원인 방대한 양의 32 C 증기가 지속적으로 공급되고 목표 급수상승 온도도 15 - 20°C 정도로 높지 않으므로 높은 COP를 얻기에 상당히 유리한 조건이라 할 수 있다. 따라서 열원의 온도 및 유량 조건과 가열 대상인 급수의 목표 온도 및 유량 조건에 따라 최적의 히트 펌프를 설계한다면 높은 COP를 얻을 수 있을 것으로 판단하여 목표 COP를 9로 가정하였으며 COP의 변화에 따라 가능한 효율 향상치를 예측하였다.

4. 히트펌프 적용 전후의 성능변화

히트펌프 적용 효과를 살펴보기 위해 히트펌프를 시스템에 적용 전의 성능과 적용 후의 성능을 열정산을 통해 비교하였다. 우선 국내 표준 석탄 화력인 태안화력의 정밀 열성능 진단 결과보고서를 바탕으로 주요 설비의 열정산을 실제 성능 시험 결과와 비교함으로써 모델링의 정확성을 검증하였으며, 여기에 히트펌프 모델을 추가하여 계산한 결과를 원래 모델의 계산 결과와 비교함으로써 주요 설비의 열정산과 전체적인 플랜트 성능의 변화를 예측할 수 있다.

4.1 발전 플랜트의 성능 계산

발전플랜트의 성능은 그 효율(η_p)으로써 성능을 나타내며 Heat Input/Output Method(입출열법)과 Heat Loss Method(열손실법)의 두 가지 방법으로 계산되는데 실제 발전소 운영 시 플랜트 효율을 평가하는 방법은 발전기 출력과 사용된 연료량, 연료의 대표시료 발열량을 이용하여 Heat Input/Output Method로 산출, 확정하기 때문에 그 측정결과와 시험 불확도가 커서 정량적 표현이 필요한 시험방법으로는 부적합하나, 설비 운용 상 경향 파악 측면과 수급관계를 관리하는 측면에서는 이 방법이 간편하여 널리 채용되고 있으며, Reference 플랜트의 정밀 성능진단을 통해 측정된 출력 P_1 을,

$$\eta_p = (860P \times 100) / (W_{fe} \times H_f) \% \quad (8)$$

에 입력하여 플랜트 효율을 계산할 수 있다.

4.2 히트펌프 적용 전의 열정산

Reference Plant는 500MW 관류형 초임계압 보일러 유연탄 화력 발전소이며 정격부하로 실제 정밀 성능 시험한 결과에서 보일러, 터빈, 발전기 각각의 에너지 입출력과 효율을 보면, 보일러 효율 = 90.54%, 터빈 효율 = 45.43, 발전기 효율 = 97.05%로서 결과적으로 플랜트 효율은 아래와 같이 계산될 수 있다.

Reference 플랜트의 정밀 성능진단을 통해 측정된 출력 $P_1 = 474.183\text{MW}$ 를 이 방법에 의해 효율 계산식에 대입하면,

$$\eta_p = \text{출력/입력} = \text{발전기출력/연료 발열량}$$

$$\eta_p = (860P \times 100 / (W_{fe} \times H_f)) \%$$

연료의 보유에너지 = $Q_f = 1187.183 \text{ MW}$

발전기 출력 = $P_G = 474.183 \text{ MW}$ 이므로,

$$\eta_p = P_G / Q_f = 474.183 / 1187.183 = 39.919\%$$

로서, 각 설비별 에너지 입출력은 은 Fig. 8 및 Table 2과 같다.

4.3 히트펌프 적용 후의 열정산(COP=9)

위의 정밀 성능시험 데이터를 이용하여 수립한 모델에 COP=9인 히트펌프를 추가하여 플랜트를 새로 구성하면, 수정된 플랜트

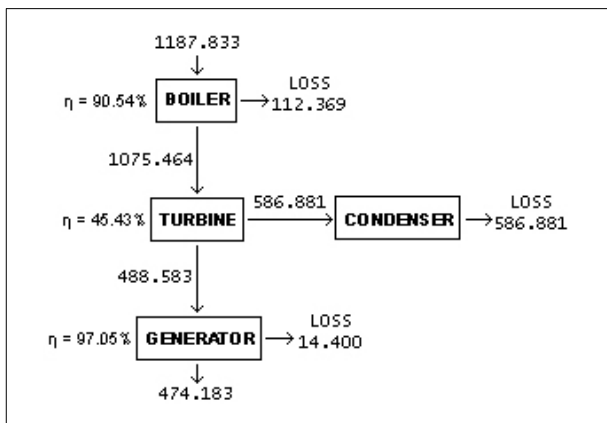


Fig. 8 Energy Balance without Heat Pump

Table 2. Energy Balance without Heat Pump (MW)

설비	입력	출력	효율(%)
Boiler	1187.833	1075.464	90.540
Turbine	1075.464	488.583	45.430
Generator	488.583	474.183	97.05

의 에너지 입출력과 성능을 예측할 수 있다. 즉, 추가된 히트펌프를 실제 플랜트에 적용하기 위해서 가열부와 냉각부의 입 출구 조건(유량, 온도, 압력)에서 제안된 COP를 유지하는 히트펌프로 설계되어야 한다. 이 조건에서 히트 펌프를 적용했을 때 회수된 열량이 모두 보일러 입열로 투입될 수 있다면 플랜트 효율 = 출력/연료의 발열량 = 40.387%로서 0.467%의 효율 향상이 있어야 하며, 실제 발전 플랜트에서 이 정도의 효율향상은 연료의 추가 투입 없이 약 5.5MW의 전력을 더 발생하는 양으로서 결코 적지 않은 양이며 대단히 의미 있는 양이 된다.

그러나 실제로는 2.5절에서 기술한 바와 같이 회수된 열량의 상당량이 배가스 손실로 되어 이를 적절히 활용하지 못하는 경우, 효율이 오히려 감소하게 된다. 즉, 회수된 열에너지의 가치는 동일한 양으로 생산된 전기에너지의 가치와 같지 않으며 이를 어떻게 활용하느냐에 따라 그 가치가 결정된다. 회수된 열에너지를 활용하는 방법에는 지역난방용 가열기(Domestic Heater), 연료라인 예열기(Fuel Line Heater) 및 기타 프로세스 가열기 등을 생각할 수 있으나 활용분야 및 활용방법에 따라 에너지의 가치가 달라지므로 이를 경제적 가치로 환산하는 것은 쉬운 일이 아니다. 따라서 이 에너지를 연료가 가지는 에너지의 가치와 상대적인 비교를 하기 위해 플랜트의 종합 효율을 기준으로 삼기 위해 회수된 열에너지의 39.919%를 순수하게 회수된 유효에너지로 간주하고 여기서 히트펌프에 투입된 전기에너지를 뺀 값을 실제 출력 증가로 나타냄으로써 이를 비교하는 것이 의미가 있다고 판단되어 열에너지 회수 타당성을 이에 근거하여 계산하였다. 지역난방수의 경우 100 - 120 C 정도로 가열되어 열 수요처에 공급되며, 40 - 60 C로 회수되므로 본 연구에서 회수된 열을 지역난방수 또는 회수되는 물을 가열하는데 사용함으로써 에너지를 효과적으로 회수할 수 있을 것으로 판단된다. 또한 기체연료인 가스를 연료로 사용하는 대도시 인근의 복합 또는 열병합 발전소의 경우 액화된 연료(LNG)의 기화 시 온도가 하강하여 이를 예열하기 위해 증기를 사용하는데 이 때 연료의 온도는 5 - 15 C 이므로 회수된 143 C의 고온 배기가스는 이를 예열하는데도 적합하다고 할 수 있다. Table 3은 COP = 9인 히트펌

Table 3. Energy Balance without Heat Pump (MW), COP=9

투입 에너지 (MW)	회수 에너지 (MW)	유효 회수에너지 (MW)	효율 증가 (%P)
2,230	19,471	7,773	0.467

프를 적용하였을 때의 주요 설비별 에너지 입출력을 나타낸다.

4.4 히트펌프 적용 후의 열정산(COP=5)

위에서는 증기열원이 충분하고 가열온도가 크지 않아($\Delta T = 15^\circ\text{C}$) COP=9인 히트펌프를 가정하였으나 실제에 있어서 이 정도의 성능계수를 가지는 히트펌프는 많지 않다. 따라서 실제 적용될 히트펌프의 COP=5라고 하면 히트펌프의 적용 효과는 감소하게 되어 0.316%의 플랜트 효율 향상이 이루어지며 Fig. 6과 같은 결과가 나온다. 이 경우에는 히트펌프에 투입되는 전력이 약 4MW로 증가되지만, 결과적으로는 연료의 추가 없이 약 3.8MW의 전력을 더 얻게 된다. Table 4는 COP = 5인 히트펌프를 플랜트에 적용하였을 때의 주요 설비별 에너지 입출력을 나타낸다.

4.5 성적계수에 따른 효율과 투입전력 변화

COP가 증가하면 히트펌프에 투입되는 전력 감소에 의해 효율 증가분이 커지 주어진 운전 조건에서 최적의 히트펌프

Table 4. Energy Balance without Heat Pump (MW), COP=5

투입 에너지 (MW)	회수 에너지 (MW)	유효 회수에너지 (MW)	효율 증가 (%)
4.014	19.471	7.773	0.316

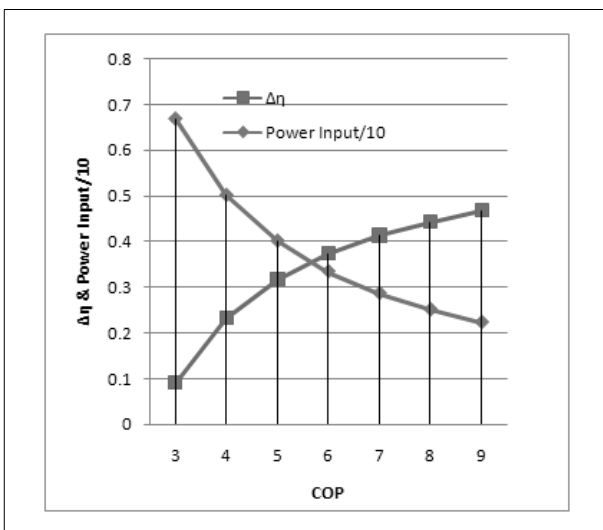


Fig. 9 COP vs $\Delta\eta$ and Power Input / 10

설계로 최대의 COP를 가진 히트펌프를 적용할 필요가 있다. 플랜트 효율변화 $\Delta\eta_p$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

히트펌프 투입 전력은 \dot{Q}_{ah}/COP 이므로,

$$P_2 = (\dot{m} H_f + \dot{Q}_{ah})\eta_{p1} - \frac{\dot{Q}_{ah}}{COP} \quad (9)$$

$$\Delta\eta_p = \eta_{p1} - \eta_{p2} = \frac{P1 - P2}{COP} \quad (10)$$

이것으로부터 COP 변화에 따른 플랜트 효율변화를 나타낼 수 있다. Fig. 9는 히트펌프의 COP 증가에 따른 플랜트 효율 향상 및 히트펌프 투입 전력의 변화를 나타낸다.

5. 결론

발전플랜트에서 복수기에서 회수된 열에너지를 이용하여 급수를 예열하고, 급수예열로 인해 절감된 가열증기로 연소용 공기를 가열하는 경우를 가정하여 발전 플랜트 성능변화를 예측함으로써 복수기 열에너지 회수의 타당성에 대해 연구해본 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 히트펌프의 성적계수가 높은 경우(COP > 1/ η_p) 발전플랜트의 효율이 향상될 수 있다.
- 2) 복수기에서 회수하여 이용할 수 있는 열에너지의 양은 절감된 증기와 대기의 온도 차에 의해 제한된다.
- 3) 회수된 열에너지는 공기예열기에서의 배가스 온도 상승으로 인해 상당량이 배가스 손실로 빠져나가므로 지역난방이나 연료라인 예열 또는 프로세스에 활용 방안 등을 통하여 에너지를 적절히 회수하여야 한다.
- 4) 히트펌프의 성적계수의 증가에 따라 플랜트 효율 증가분은 더욱 커지며, 히트펌프 투입 전력량은 감소한다.

References

[1] 홍은기, 김태형, "태안화력 4호기 계획예방 정비 전 정밀 열 성능 진단보고서", KEPRI, pp. 35-50, 109-116, 127-135.
 [2] "화력발전소 성능시험 지침", 한국전력공사 전력연구원, 1987,

- pp. 395-406.
- [3] Bram S, De Ruick J., "Energy analysis tools for Aspen applied to evaporative cycle design. Proceeding of Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems", 1996, pp. 217-224.
- [4] Jin H, Ishida M, Kobayashi M, Nunokawa M., "Exergy evaluation of two current advanced power plant : Super critical steam turbine and combined cycle", AES-vol. Proceedings of the ASME Advanced Energy Systems Division. 1996. pp. 493-500.
- [5] Takada, S., 1987, "Use of heat recovery", Japanese Association of Refrigeration, Vol. 62, No. 712, pp. 38-57.
- [6] J. T. Park, "Trend of technology development for unused energy", Journal of air conditioning and refrigerating engineers of Korea, Vol. 34, No. 8, pp. 63-64.
- [7] W. G. McLean, J. W. Murdock, 1964, "Powr Tests Codes", ANSI/ASME.
- [8] E. K. Hong, G. W. Hwang, 2007, "Procedure for Thermal/ Combined Cycle Power Plant Performance Test", KEPRI, pp. 26-28, 63, 73-77.
- [9] Hyperphysics, "Heat Pump Energy Flow", <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/thermo/heatpump.html>
- [10] Heat Pump Centre, "Heat Pump Performance", http://www.heatpumpcentre.org/About_heat_pumps/HP_performance.asp

정 훈



1988년 연세대학교 기계공학과 공학사
2002년 연세대학교 기계공학과 공학석사

현재 한전 전력연구원 녹색성장연구소 선임연구원
(E-mail : power77@kepri.re.kr)

황 광 원



1984년 한양대학교 기계공학과 공학사
2005년 충남대학교 산업대학원 공학석사

현재 한전 전력연구원 엔지니어링센터 책임연구원
(E-mail : hwangwon@kepri.re.kr)