

발전소 효율 향상 이론개발을 위한 조사 연구 (2)

김종보 · 김 진 · 김종현
한국중공업주식회사

2. 본 론

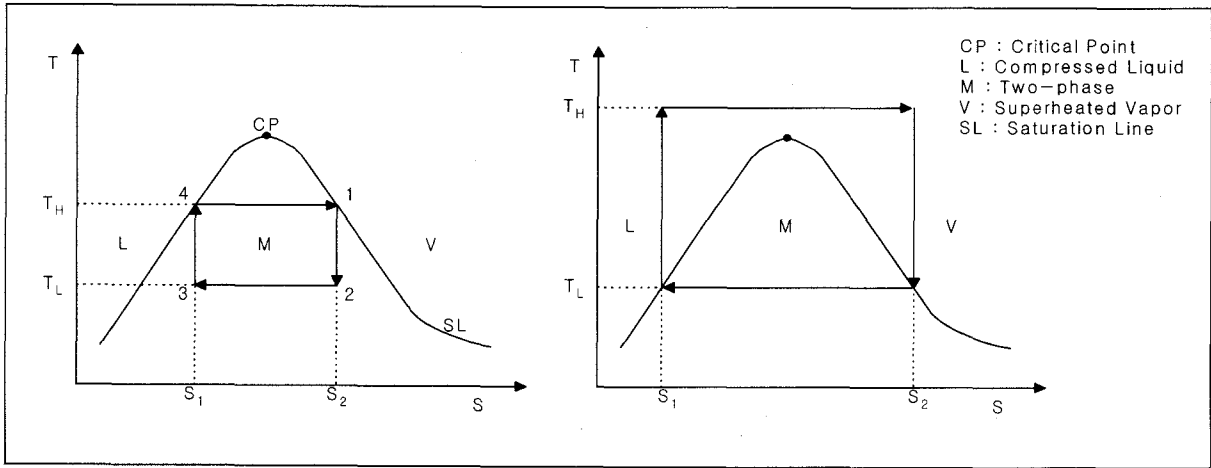
나. 발전소 성능 및 효율에 대한 정의

(1) 증기 사이클

실제 발전소의 사이클을 이해하기 위해서는 먼저 이상 증기사이클에 대한 이해를 필요로 한다. 이상 증기사이클을 이해하기 위해서는 온도-엔트로피 선도가 가장 유용하다. 이상 증기 사이클로는 Carnot Cycle과 Rankine Cycle이 있다. Carnot Cycle은 열역학 제2법칙으로부터 얻은 중요한 결론 중의 하나로 그림5와 같다. Carnot Cycle(1→2→3→4→1)은 그림2의 T-s 선도에서 보는 바와 같이 두 개의 Isentropic Process와 Isothermal Process로 이루어져 있으므로, T-s 선도 상에서 항상 직사각형으로 나타난다. Process 1→2는 Isentropic Expansion으로 고온 고압의 증기가 터빈과 같은 Expansion Mechanism을 거치면서 저온 저압의 증기/물의 혼합체(그림5 A) 또는 포화증기(그림5 B)로 바뀌는 과정으로서 그 결과로 출력을 얻는다. Process 2→3은 Isothermal Energy Rejection 과정으로서 Process 1→2에서 쓰다 남은 에너지를 버리는 과정으로 콘덴서가 하는 일이다. Process 3→4는 Isentropic

Compression 과정으로 위치 3의 상태까지 농축된 용수를 보일러 급수펌프와 같은 압축기로 위치 4의 상태로 압축하는 과정이다. 마지막으로 Process 4→1은 Isothermal Heating 으로 보일러가 하는 일이다. 증기 발생기에서는 연소로의 수벽에 해당한다. 연료의 연소로 발생한 열에너지로 위치4의 상태의 압축수가 등은 등압 하에서 가열되면서 증기로 변하게 된다. Carnot Cycle은 열역학적으로 가장 이상적인 Power Cycle이나, 화력발전을 비롯한 어떤 에너지 시스템에도 적용하여 현실화 한다는 것은 불가능하다.

1850년대에 Scotland의 Glasgow 대학의 토목공학 교수이자 작곡가였던 William John MacQuorn Rankine은 Carnot Cycle의 비현실성을 깨닫고 그 대안으로 제안한 Cycle이 바로 Rankine Cycle이며, 물과 같이 온도와 압력에 따라 상태변화를 하는 물질을 용수로 사용하는 모든 Power Plant의 Cycle Analysis에 적용되고 있다. 그림6은 Rankine Cycle을 보여준다. 보일러, 터빈, 콘덴서 그리고 펌프, 이 네 가지는 Rankine Power Cycle을 위한 최소한의 부시스템이다. 그림6의 T-s선도는 편의상 압력 손실과 열손실은 없으며, 터빈과 펌프의 효율은 100%라는 가정하에 설정되었다. 모든 Power Cycle의 효율(Net Efficiency) η 는,



〈그림 5〉 Carnot Cycle

$$\eta_{th} = \frac{\Sigma(\text{Work Production}) - \Sigma(\text{Internal Work Consumption})}{\Sigma(\text{Heat Input})}$$

로 정의된다. 발전소에서의 Work Production은 터빈에 의해서, Work Consumption은 펌프에 의해서 발생한다.

T-s선도상에 나타난 Rankine Power Cycle 1→2→3→4→1에 의해서 형성된 면적은 그 Cycle을 통해서 유용하게 쓸 수 있는 최대한의 에너지, 즉 MAE(Maximum Available Energy)를 나타낸다. 이 면적이 클수록 효율이 크므로 과열기가 포함된 Power Cycle 1'→2'→3→4'→1'로 운전되면 효율이 커진다. 발전소의 효율은 등압선인 4→1→1'와 3→2→2'→2''에 의해서 결정된다. 즉 화석연료의 연소열을 보일러내에서 공급하는 등압선 4→1→1'과 프로세서 완료후에도 남아있는 열을 야감지만 콘덴서를 통해서 폐기 처분해야 하는 등압선 3→2→2'→2''에 의해서 결정된다. 이 두 압력차, 즉 온도차가 클수록 효율이 커진다. 콘덴서를 통해서 폐기처분된 열량을 비가용 열량(Unavailable Energy)이라고 하며, 이 열량은 T-s선도로부터,

$$Q_{unavail} = T_3(S_2 - S_4)$$

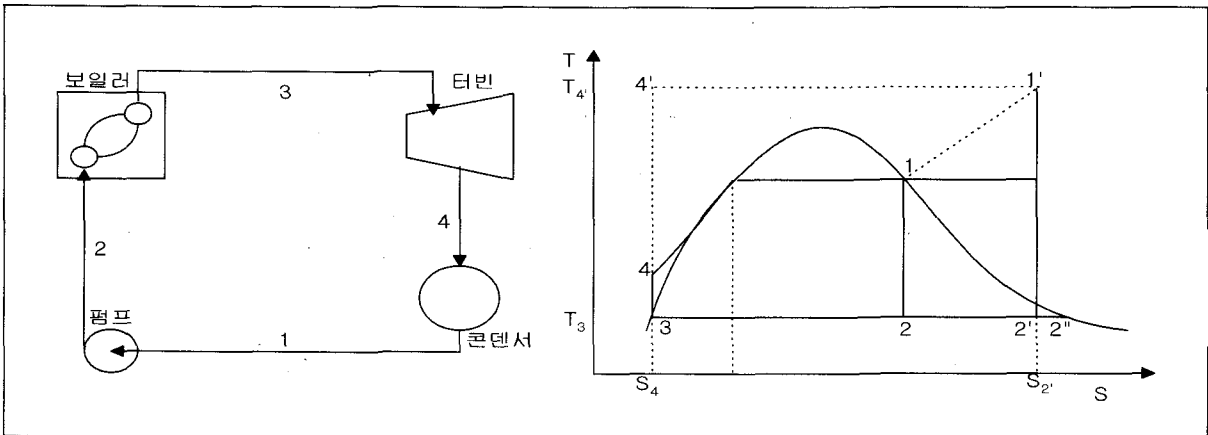
임을 알 수 있다. 여기서 T_3 는 콘덴서 압력에 따른 물/증기 혼합체 Condensing Temperature, 즉 콘덴서 압

력의 포화온도(Saturation Temperature)가 된다. $Q_{unavail}$ 이 적을수록, 즉 콘덴서로 내다버리는 열량이 적을수록 효율이 커짐을 알 수 있으며, 이를 위한 유일한 방법은 콘덴서 압력을 낮추는 것이다. 최근 덴마크, 네덜란드, 독일 등지에서 운용되고 있는 USC/PC Plant의 경우, 콘덴서 압력이 0.3kg/cm^2 에 지나지 않는다.

그림6에서와 같이 화력발전을 전체적으로 보면 하나의 Closed System이지만, 이 시스템을 형성하고 있는 개개의 부시스템들은 모두 Open System임을 알 수 있다. 모든 Open System은 프로세서가 진행하고 있는 동안 열을 흡수하든지(Boiler), 버리든지(Condenser), 힘(Power)이 나든지(Turbine), 들든지(Pump)간에 무조건 일방통행 시스템이다. 이와 같은 시스템에서는 무엇이든지 공급하면 그만큼 꼭 나와야 한다. 공급한 것이 열이나 힘이라고 해서 나올 때도 꼭 같은 형태의 에너지로 나와야 한다는 법은 없다. 공급한 에너지의 형태가 열이라고 해도 나오는 에너지는 열에너지만이 아닌 힘일 수도 있고, 열과 힘이 동시에 나올 수도 있다. 아무튼

$$\text{“Energy in = Energy out”}$$

이라는 열역학 제1법칙의 조건은 만족되어야 한다. 에너지의 형태에는 열(q)이나 힘(w) 이외에 거시적으로 세 가지를 더 생각할 수 있다. 즉 유체의 유속(V)에 의한



〈그림 6〉 Rankine Cycle

운동(Kinetic)에너지, 부시스템의 높이(z)에 따른 중력(Gravity)변화에 의한 위치(Potential)에너지, 그리고 유체가 부시스템을 출입하면서 그 자체가 가지고 다니는 에너지, 즉 엔탈피(h)이다. 엔탈피는 유체자체가 가지고 있는 내적고유에너지(u, internal energy)와 압력(p)에 따라 체적(v)이 수축, 팽창하는 과정에서 유체가 스스로에게 소모 또는 방출하는 에너지, 즉 Flow Work(pv)로 구성되어 있다. 그러므로 $h=u+pv$ 이며, 흐름이 없이 정체된 상태에서는 $pv=0$ 이므로, $h=u$ 가 된다. 그림6의 터빈에 열역학 제1법칙을 적용하면,

$$q + h_1 + \frac{V_1^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} Z_1 = W + h_2 + \frac{V_2^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} Z_2$$

가 된다. 일반적으로 높이 Z_1 과 Z_2 에 따른 에너지 변동은 무시할 수 있고, 실제로 $V_1 \approx V_2$ 이므로, Plant Heat Balance에 필요한 제1법칙은,

$$q - W_T = h_2 - h_1 = \Delta h$$

로 줄어든다. 터빈의 경우 Expansion Process 중에는 열전달이 일어나지 않으므로, $-W_T = h_2 - h_1$ 가 된다. W에 붙은 “-” 부호는 Power Production을, “+” 부호는 Power Consumption(예, Pump)을 의미한다. 표 2는 그림6의 Heat Balance를 보여주고 있다.

Energy in=Energy out이므로 Energy in+Energy out=0이 되어야 한다. Plant에 공급, 소모된 모든 에너지를 합하면

$$\begin{aligned} -W_T + q_c + W_p + q_B \\ = (h_2 - h_1) + (h_3 - h_2) + (h_4 - h_3) + (h_1 - h_4) \\ = 0 \end{aligned}$$

이므로 이 Heat Balance는 제1법칙을 만족하였다. 이 Plant의 열효율은 앞의 효율식으로부터,

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{-W_T - W_P}{q_B} = \frac{-(h_2 - h_1) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \\ &= \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \end{aligned}$$

〈표 2〉 그림 6 Plant의 Heat Balance

Subsystem	Thermodynamic Process	Thermodynamic Property Relations	Heat Balance	Comment
Turbine	isentropic : 1 → 2	$S_1 = S_2$	$-W_T = h_2 - h_1$	Work Production
Condenser	isobaric : 2 → 3	$P_2 = P_4$	$q_c = h_3 - h_2$	Heat Dumping
Pump	isentropic : 3 → 4	$S_3 = S_4$	$W_p = h_4 - h_3$	Work Consumption
Boiler	isobaric : 4 → 1	$P_4 = P_1$	$q_B = h_1 - h_4$	Heat Supply

가 된다. Plant Thermal Efficiency, η_{th} 에 못지 않게 중요하면서 Plant의 Fuel Economy를 직접 반영하는 파라미터로는 Heat Rate(HR)라는 것이 있는데, η_{th} 와 는 $HR = \frac{3412}{\eta_{th}}$ 관계가 있다. HR에는 여러 종류가 있는데, 그 대표적인 것으로,

$$\begin{aligned} \text{Net Cycle HR: } HR_{NC} &= \frac{\text{Heat to Cycle(Btu)}}{\text{Net Cycle Work (kWh)}} \\ &= \frac{\text{Rate of Heat to Cycle (Btu/hr)}}{\text{Net Cycle Power(kW)}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Gross Cycle HR: } HR_{GC} &= \frac{\text{Rate of Heat to Cycle(Btu/hr)}}{\text{Turbine Output(kW)}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Net Station HR: } HR_{NS} &= \frac{\text{Rate of Heat to SG(Btu/hr)}}{\text{Net Station Power(kW)}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Gross Station HR: } HR_{GS} &= \frac{\text{Rate of Heat to SG(Btu/hr)}}{\text{Gross T/G Power(kW)}} \end{aligned}$$

등이 있다. 이상의 HR과 이에 따른 Plant 열효율 η_{th} 를 산출함에 있어서 HHV(Higher Heating Value)를 기준삼았다. 이와 같은 계산법은 주로 미국에서 행해지고 있다. 그러나 유럽에서는 HHV 대신 LHV(Lower Heating Value)를 사용하여 계산하는 것이 통례로 되어 있다. LHV는 HHV보다 항상 작으므로, LHV로 계산한 HR은 HHV로 계산한 HR보다 작을 수밖에 없으므로 상대적으로 LHV에 의한 η_{th} 이 HHV에 의한 것보다 항상 높게 마련이다. 그러므로 효율계산에 이용된 Heating Value를 39.33%(HHV), 45.0%(LHV) 등과 같이 확실하게 밝힐 의무가 있다. Heating Value의 연소학적 명칭은 연소열(Heat of Combustion)이라고 하며, JANAF Value를 위시한 모든 Thermo-property Table과 문헌에 ΔH_C 로 표기되어 있다. 특히 석탄과 같이 연료 중에서 수소성분을 포함한 연료의 ΔH_C

를 Heating Value라고 부른다. 이와 같이 연료의 연소로 발생한 H_2O 의 상태가 액체일 때, ΔH_C 를 HHV로, 기체일 경우 LHV라고 부른다. 그러므로 HHV에는 물이 증기로 변하는데 필요한 열, 즉 물의 잠재열(Latent Heat of Vaporization) h_{fg} 가 포함되어야 하므로,

$$HHV - LHV = h_{fg}(\text{Btu l}\#)$$

의 관계가 성립된다. 고로 HHV를 기준한 HR과 열효율이 현실성에 있어서 타당하다고 하겠다.

(2) 발전소 성능 및 효율 계산

발전소의 효율은 투입된 연료량과 발생하는 전력량의 비로 계산되어 진다. 예를 들면 발전출력500MW의 발전소에서 100시간 동안의 운전 결과가 다음과 같다면,

항 목	단 위	Unit 1	항 목	단 위	Unit 1
평균 출력	MW	500	연료의 열량	kJ/kg	28,765
운전 시간	Hour	100	연 료 량	Ton	17,400

- 보일러로 들어가는 전체 열량
= 25,387kJ/kg × 174,000kg/Hour × 100Hour
= 122.7GWh
- 발전기로부터 나오는 전력량 = 50GWh
- 발전소 효율 = 50/122.7 = 40.75%

위와 같이 계산되는 발전소의 효율을 향상시키기 위해서는 발전소의 성능을 향상시켜야 하며, 발전소 전체의 성능 향상은 각 단위기기들의 성능을 향상시켜야 한다. 발전소의 주요 단위기기들로는 보일러, 터빈, 열교환기류, 펌프류, 미분기 등이 있다. 먼저 각 단위기기들의 성능 계산방법에 대하여 설명하고 나서 성능향상 방법을 고려한다.

(가) 보일러의 성능

보일러의 성능은 효율로서 나타내며, 보일러의 효율 계산방법에는 직접계산법(입/출력 계산법) 과 간접계산법(열손실 계산법)의 두 가지 방법이 있다. 이 두 방법이 보일러 효율계산에 유용하게 사용되고 있으나 일반적으로 열손실 계산법이 더 정확한 결과를 얻을 수 있기 때문

에 발전소 현장에서는 이 방법을 사용하며, 입/출력 계산법은 이해하기가 쉽기 때문에 참고용으로 사용된다.

- 입/출력 계산법(직접 계산법)

보일러의 효율을 입열량과 출열량의 비로써 나타내며, 입열량은 연료의 연소에 의한 발열량과 연소용 공기 혹은 분무용 증기 등으로 인한 부가입열의 합으로 산출하고, 출열량은 보일러로부터 외부로 공급되는 증기 및 물의 흡수열량이 된다. 즉,

$$\text{보일러 효율}(\%/100) = \frac{\text{보일러 출열량}}{\text{보일러 입열량}}$$

- 열손실 계산(간접 계산법)

보일러에서 발생하는 각종 열손실들을 산출하고, 이를 합산하여 연료의 연소에 의한 보일러 입열량과 비교함으로써 보일러의 효율을 산출한다. 즉,

$$\text{보일러 효율}(\%/100) = 1 - \frac{\text{보일러 열손실량}}{\text{보일러 입열량}}$$

(나) 터빈의 성능

터빈의 성능은 터빈의 내부 효율로서 나타내며, 이 터빈 내부 효율은 터빈에서 단위시간에 얻어지는 이론일(단열열낙차)에 상당하는 출력과 내부일에 상당하는 출력의 비로써 산출한다. 이들 성능변수는 각 Stage Group과 전체 Section에 대하여 별도로 산출된다. 터빈 각 Stage Group 입·출구의 증기조건은 터빈 사이클운전 성능계산에 의하여 결정되므로 별도의 계산 과정 없이 열평형 계산결과로부터 이들을 받아들여 각 Stage Group과 전체 Section의 팽창선 효율을 계산한다.

(다) 열교환기의 성능

터빈 사이클내 유동유체의 열교환을 위하여 설치된 열교환기들은 탈기기(Deaerator)를 제외하고는 모두 Shell-Tube형 열교환기이며, 성능시험의 결과로서 얻어지는 측정데이터로서 이들 기기내의 열교환에 따른 유체 온도의 변화를 알 수 있다. 열교환기의 대표적인 성능 변수로는 종단온도차(Thermal Temperature Difference)와 온도효율(Thermal Effectiveness)이 사용되며, 이들은 유체온도만의 함수로서 위의 Thermal

Profile Diagram으로 결정할 수 있다. 열교환기의 운전 성능은 측정된 유체 상태량을 입력조건으로 하는 대수평균온도차(Logarithmic Mean Temperature Difference) 계산, 측정된 폐쇄관수로부터 결정되는 전열면적 계산, 그리고 기본적인 전열량 산출식을 이용한 열전달 계수(Heat transfer Coefficient) 및 열저항(Thermal Resistance)의 계산 등으로 이루어진다.


공기에열기는 연소가스와 연소용 공기간의 열교환을 목적으로 하는 열교환기로서 온도효율과 열회수량을 그 대표적 성능변수로 한다. 또한 공기에열기는 타 열교환기와는 달리 작동 유체간의 격리가 이루어지지 않아 두 유체사이의 압력차로 인한 누설이 다소 발생하게 되며, 공기에열기의 누설은 공기에열기의 성능에 영향을 미칠 수 있는 주요한 변수가 된다. 따라서 공기에열기의 성능 계산은 가스측 및 공기측 온도효율 계산, 공기 누설량 계산 등으로 이루어진다.

(라) 펌프류의 성능

펌프의 성능은 설비의 효율 측면보다 신뢰성 측면에서 보다 중요시되므로 터빈 사이클의 계산결과에 관계없이 별도로 취급하는 것이 유리하다. 실제로 펌프의 운전시 펌프가 높은 효율을 유지하는 것보다 NPSH(Net Positive Suction Head)를 적절히 제어하는 데에 많은 노력을 기울이고 있다. 펌프의 운전성능 계산은 펌프가 유체에 가한 일량으로부터 그 성능을 산정하는 관련 ASME PTC의 수력학적 계산 방법을 사용한다.

또한 송풍기의 성능은 체적유량-압력 산정 방법과 질량 유량-비에너지 산정방법의 두 가지로 산출할 수 있으며, ASME PTC 11에 이 두 가지 방법이 모두 수록되어 있다.

(마) 미분기의 성능

미분기의 성능은 미분도로 나타낼 수 있으며, 연료탄의 미분도는 보일러의 연소효율에 많은 영향을 미친다. 그러나 미분도의 영향은 간접계산법에 따른 보일러의 효율 산출시 고려되므로 미분기의 성능 분석은 소비 동력과 미분기의 분쇄능력을 산출한다.  (다음호에 계속)